

Министерство общего и профессионального образования
Российской Федерации

Казанский государственный технологический университет

**РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ЗАКРЫТОЙ
РАССОЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ**

Руководство к курсовому и дипломному проектированию

Казань 1998

Составитель ст. преподаватель И.С. Беженцев

Расчет холодильной установки с закрытой рассольной системой охлаждения:
Руководство к курсовому и дипломному проектированию / Казан. гос. технол. ун-т;
Сост. И.С.Беженцев.Казань,1997. 40с .

Приведен пример расчета холодильной установки с закрытой рассольной системой охлаждения. Рассмотрены особенности определения температурного режима, выбора цикла двухступенчатой аммиачной холодильной установки, а также вопросы рационального размещения и взаимного расположения холодильного оборудования; дана методика подбора и расчета основных и вспомогательных аппаратов установки.

Предназначено для студентов специальности 07.02.00, выполняющих курсовое и дипломное проектирование по дисциплине "Холодильные установки", а также может быть использовано инженерно-техническими работниками, занятыми проектными работами аммиачных холодильных установок.

Рецензенты: доц. П.И.Бударин
доц. Р.М.Галиев

Печатается по решению кафедры холодильной техники и технологии
Корректор Ю.Е. Стрыхарь

Лицензия № 020404 от 6.03.97 г.

Подписано в печать 8.04.98 г.

Бумага оберточная.

2,5 уч.-изд. л.

Печать офсетная.

Тираж 100 экз.

Издательство

Казанского государственного технологического университета.

Офсетная лаборатория

Казанского государственного технологического университета.

420015, Казань, К. Маркса, 68.

Формат 60x84 I/I6

2,32 усл. печ. л.

Заказ 53 «С» 58

1.РАСЧЕТ ЦИКЛА И ПОДБОР КОМПРЕССОРОВ

При расчете стационарной холодильной установки с закрытой рассольной системой охлаждения заданы: холодопроизводительность "нетто" Q_0^{nm} , рабочее тело, хладоноситель, температура хладоносителя T_{s2} , поступающего к потребителю, система водоснабжения, место строительства.

Расчет заключается в определении температурного режима работы холодильной установки, выбор схемы и цикла. В случае циклов с двухступенчатым сжатием желательно иметь оптимальную величину промежуточного давления, при котором будут максимальное значение холодильного коэффициента. Затем производится подбор компрессоров, определение тепловых нагрузок на основные теплообменные аппараты, выбор и поверочный расчет основных и вспомогательных аппаратов холодильной установки.

В качестве примера рассмотрим расчет холодильной установки с компрессорами объемного сжатия, работающей по циклу двухступенчатого сжатия с однократным дросселированием и полным промежуточным охлаждением. Для циклов одноступенчатого сжатия методика расчета будет аналогична.

Исходные данные: холодопроизводительность "нетто" $Q_0^{nm} = 630 \text{ кВт}$, рабочее тело - аммиак, хладоноситель - водный раствор хлористого кальция, температура хладоносителя, поступающего к потребителю, $T_{s2} = 242 \text{ К}$, система водоснабжения - обратная с охлаждением воды в вентиляционной градирне, место строительства - город Воронеж.

1.1. Определение температурного режима. Выбор цикла и принципиальной схемы холодильной машины.

Определяем климатические данные места строительства для города Воронежа [8, 11 19].

Барометрическое давление $B = 745 \text{ мм рт.ст.}$

Средняя расчетная температура наружного воздуха $t_n = 33^\circ\text{C}$.

Относительная влажность воздуха самого жаркого месяца $\phi_n = 50\%$. По $i-d$ диаграмме влажного воздуха при найденных значениях ($B = 745 \text{ мм рт.ст.}$, $t_n = 33^\circ\text{C}$ и $\phi_n = 50\%$) определяем температуру мокрого термометра $t_{MT} = 24,6^\circ\text{C}$. Для вентиляторной градирни принимаем коэффициент эффективности $\eta = 0,55$ [5]. Ширина зоны охлаждения ΔT_W циркуляционной воды в зависимости от типа градирни составляет 2...5 К; принимаем $\Delta T_W = 3 \text{ К}$ [5, 9, 19].

Температура воды после охлаждения (на входе в конденсатор)

$$T_{W1} = T_{MT} + \Delta T_W \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = 297,6 + 3 \cdot \left(\frac{1}{0,55} - 1 \right) = 300 \text{ К.}$$

Температура воды на выходе из конденсатора

$$T_{W2} = T_{W1} + \Delta T_W = 300 + 3 = 303 \text{ К.}$$

Средняя температура охлаждающей воды в конденсаторе

$$T_{Wm} = \frac{T_{W1} + T_{W2}}{2} = \frac{300 + 303}{2} = 301,5 \text{ К.}$$

Для аммиачных конденсаторов по рекомендациям [3, 4, 19] средний температурный напор θ_m составляет 4...7 К. Принимаем $\theta_m = 5,5 \text{ К}$.

Температура конденсации

$$T_K = T_{Wm} + \theta_m = 301,5 + 5,5 = 307 \text{ К } (34^\circ\text{C}).$$

Определяем температуру кипения. Величина подохлаждения рассола в испарителе составляет 2...4 К. Принимаем $\Delta T_S = 2 \text{ К}$.

Температура рассола на входе в испаритель

$$T_{S1} = T_{S2} + \Delta T_S = 242 + 2 = 244 \text{ К.}$$

Средняя температура рассола

$$T_{Sm} = \frac{T_{S1} + T_{S2}}{2} = \frac{242 + 244}{2} = 243 \text{ К } (-30^\circ\text{C}).$$

Температурный напор по рекомендациям [3, 4, 19] для аммиачных кожухотрубных испарителей составляет 4...7 К. Принимаем $\theta_m = 6 \text{ К}$.

Температуру кипения можно определить по выражению

$$T_0 = T_{Sm} - \theta_m = 243 - 6 = 237 \text{ К } (-36^\circ\text{C}).$$

По найденным значениям T_K и T_0 с использованием таблиц теплофизических свойств холодильных агентов [1, 10] определяем давление насыщенных паров:

$$T_K = 307 \text{ К } (34^\circ\text{C});$$

$$p_K = 1,31 \text{ МПа};$$

$$T_0 = 237 \text{ К } (-36^\circ\text{C});$$

$$p_0 = 0,0886 \text{ МПа.}$$

Основным критерием выбора схемы холодильной машины (числа ступеней) является отношение давлений Π и разность давлений Δp

$$\Pi = p_K / p_0 = 1,31 / 0,0886 = 14,8,$$

$$\Delta p = p_K - p_0 = 1,31 - 0,0886 = 1,211 \text{ МПа.}$$

Область одноступенчатого сжатия паров аммиака находится при $\Pi < 8$ и $\Delta p < 1,187 \text{ МПа}$ [2, 4]. Поэтому выбираем схему двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием (рис. 1.1). Цикл работы паровой холодильной машины (ПХМ) показан на рис. 1.2.

Для предотвращения процесса парообразования жидкости на пути от конденсатора до регулирующего вентиля и уменьшения потерь дросселирования устанавливается переохладитель, работающий на артезианской воде.

Принимая среднюю температуру артезианской воды T_{Wa} , равную 286 К, и температурный напор на холодном конце ΔT , равным 3 К [4, 12, 19], определяем температуру жидкого холодильного агента на выходе из переохладителя

$$T_6 = T_{Wa} + \Delta T = 286 + 3 = 289 \text{ К.}$$

Величину перегрева паров аммиака $\Delta T_{пер}$ на всасывании принимаем равной 5 К, тогда температура T_1 на линии всасывания будет равна

$$T_1 = T_0 + \Delta T_{пер} = 237 + 5 = 242 \text{ К.}$$

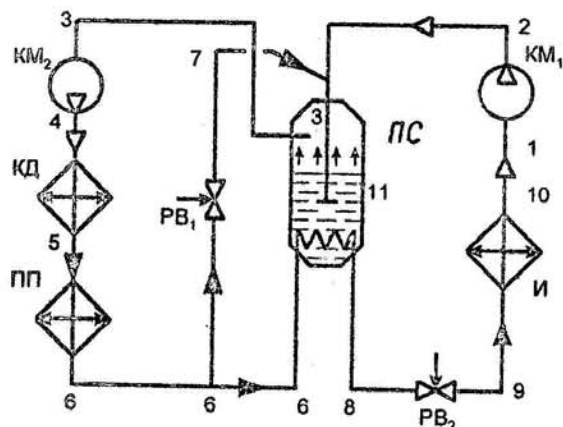


Рис.1.1. Принципиальная схема холодильной машины

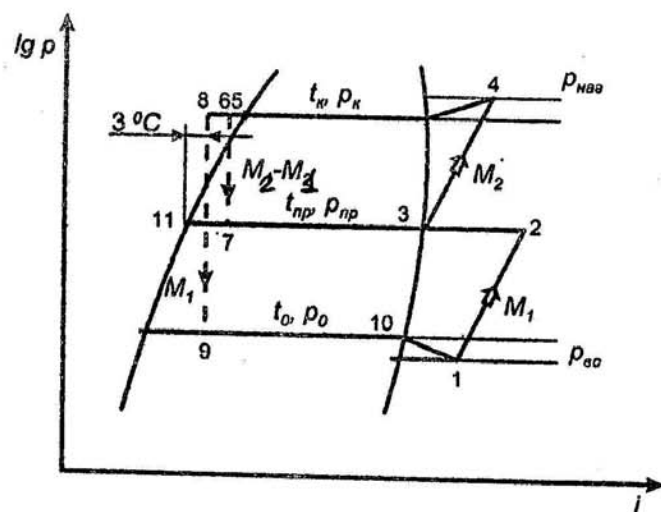


Рис.1.2. Цикл работы двухступенчатой холодильной машины

Для расчета и подбора компрессоров необходимо определить холодопроизводительность "брутто"

$$Q_0^{br} = \rho \cdot Q_0^{nm} = 1,1 \cdot 630 = 693 \text{ кВт},$$

где $\rho = 1,1 + 1,12$ - коэффициент потерь при транспортировке холода [5].

Учитывая низкое давление на всасывании (наличие вакуума), $p_0 = 0,0866 < 0,1 \text{ МПа}$ и предполагаемое невысокое значение разности давлений (между промежуточным давлением и давлением кипения) $\Delta p = p_{пр} - p_0$, целесообразно для обеспечения большего значения коэффициента подачи использовать в качестве поджимающего винтовой бустер компрессор, а для второй ступени сжатия принимаем поршневой компрессор.

1.2. Определение промежуточного давления и выбор компрессорного оборудования

Полное допустимое гидравлическое сопротивление на всасывающем и нагнетательном трубопроводах аммиачных машин принимаем по рекомендациям [5].

$$\Delta p_{вс} = 0,0049 \text{ МПа}; \quad \Delta p_{н} = 0,0245 \text{ МПа}.$$

Находим давление во всасывающем и нагнетательном трубопроводах с учетом гидравлического сопротивления

$$p_{вс} = p_0 - \Delta p_{вс} = 0,0884 - 0,0049 = 0,0835 \text{ МПа};$$

$$p_{н} = p_k + \Delta p_{н} = 1,31 + 0,0245 = 1,3345 \text{ МПа}.$$

Промежуточное давление определяем из условия равенства теоретических работ сжатия в ступенях

$$p_{пр} = \sqrt{p_{вс} \cdot p_{н}} = \sqrt{0,0835 \cdot 1,3345} = 0,334 \text{ МПа}.$$

Определение $p_{пр}$ по данному выражению является приближенным. Более точным является метод определения $p_{пр}$ по величине максимального холодильного коэффициента ε_{max} двухступенчатой холодильной машины [4, 12].

При подборе серийно-выпускаемых компрессоров для первой и второй ступеней холодильной машины бывает очень сложно добиться, чтобы теоретический объем подбираемых компрессоров V_h^{I*} и V_h^{II*} строго соответствовал расчетным значе-

ниям V_h^I и V_h^{II} . Этого соответствия можно добиться лишь для вновь проектируемой двухступенчатой машины, и определение p_{np} в этом случае производится из условия получения ε_{max} .

Параметры узловых точек двухступенчатого цикла ПХМ с однократным дросселированием при $p_{np}=0,334$ МПа представлены в табл.1.1.

Таблица 1.1

Параметры	Размерность	Точки				
		1	2	3	4	5
i	кДж/кг	1645,5	1836	1675	1875	581,6
t	°C	-31	55	-6,5	92	34
p	Мпа	0,0835	0,334	0,334	1,3345	1,31
v	м³/кг	1,335	0,46	0,37	0,125	0,00146
		7	8	9	10	11
i	кДж/кг	493,4	405	405	1631,5	392
t	°C	-6,5	-3,5	-36	-36	-6,5
p	Мпа	0,334	1,31	0,0884	0,0884	0,334

Тепловой расчет цикла при $p_{np}=0,334$ МПа с определением массовых производительностей компрессоров и коэффициентов, характеризующих их работу, приводим в табличной форме (табл.1.2). При ее заполнении величину коэффициентов подачи λ_1 для винтового компрессора первой ступени и λ_2 для поршневого аммиачного компрессора второй ступени находим в [12,15].

Среднее индикаторное давление трения для поршневых холодильных компрессоров составляет

$p_{fnp}=40...60$ кПа - для аммиачных компрессоров,

$p_{fnp}=30...50$ кПа - для фреоновых компрессоров [4,15].

Таблица 1.2

Расчетные величины	Размерность	Результаты расчета	Примечание
1	2	3	4
$q_0^{op} = i_1 - i_8$	кДж/кг	1240,5	
$l_m^I = i_2 - i_1$	кДж/кг	190,5	
$l_m^{II} = i_4 - i_3$	кДж/кг	200	
$y = \frac{i_2 - i_8}{i_3 - i_8}$		1,21	
λ^I		0,835	[12, рис.2.33; 15, рис.11.8]
λ^{II}		0,78	[12, рис.2.2; 15, рис.1.7]
$M_1 = Q_0^{op} / q_0^{op}$	кг/с	0,56	
$M_2 = y \cdot M_1$	кг/с	0,678	
$V_h^I = M_1 \cdot v_1 / \lambda^I$	м³/с	0,909	
$V_h^{II} = M_2 \cdot v_3 / \lambda^{II}$	м³/с	0,322	
η_o^I	-	0,74	[12, рис.2.35; 15, рис. 11-13]
$N_o^I = M_1 \cdot l_m^I / \eta_o^I$	кВт	144,2	
η_o^{II}	-	0,83	[12, рис.2.3; 15, рис.1-14]
$N_{np}^{II} = p_{np} \cdot V_h^{II}$	кВт	19,3	
$N_{np}^{II} = M_2 \cdot l_m^{II} / \eta_o^{II}$	кВт	163,4	
$N_o^{II} = N_o^I + N_{np}^{II}$	кВт	182,7	
$\Sigma N_o = N_o^I + N_o^{II}$	кВт	326,9	
$\varepsilon_o = Q_0^{op} / \Sigma N_o$	-	2,16	

Величина недоохлаждения жидкости $\Delta T_{зм}$ в змеевике промежуточного сосуда

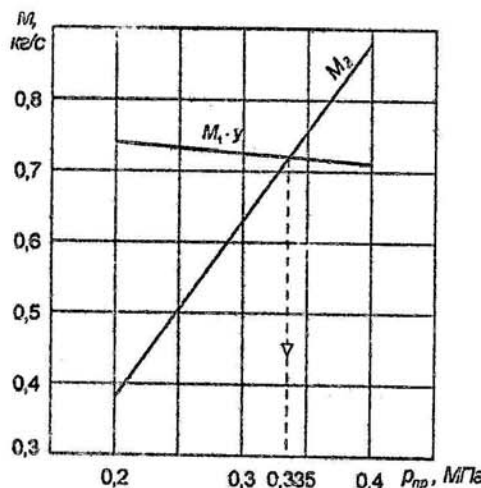


Рис.1.3. Зависимость массовых расходов компрессоров от промежуточного давления

(ПС) при расчетах принята 3 К.

Из расчетных величин табл.1.2 видно, что теоретический объем, описанный поршнем компрессора низкой ступени, составляет 0,909 м³/с, а высокой ступени - 0,322 м³/с. В качестве компрессора низкой ступени по значению V_h^I выбираем винтовой холодильный бустер-компрессор 5ВХ-350/2,6Бр (ВХ 130-7-7), входящий в двухступенчатый агрегат АД 130-7-7, а для высокой ступени по V_h^{II} выбираем поршневой компрессор марки П110, который также входит в состав агрегата АД 130 - 7 - 7.

Техническая характеристика

компрессора 5 ВХ-350/2,6Бр.

Холодопроизводительность при $t_0 = -40^0\text{C}$ и $t_{np} = -10^0\text{C}$, кВт	- 157
Теоретическая производительность V_h^{I*} , м ³ /с	- 0,243
Потребляемая мощность N_D , кВт	- 52
Число оборотов ротора n , 1/с (об/мин)	- 50 (3000).

Определяем число компрессоров первой ступени

$$n^I = V_h^I / V_h^{I*} = 0,909 / 0,243 = 3,74$$

принимая $n^I = 4$.

Техническая характеристика компрессора П110.

Теоретический объем, описываемый поршнем компрессора V_h^{II*} , м ³ /с	- 0,0835
Диаметр поршня D , м	- 0,115
Ход поршня S , м	- 0,082
Частота вращения n , 1/с (об/мин)	- 24 (1440)

Находим число компрессоров второй ступени

$$n^{II} = V_h^{II} / V_h^{II*} = 0,332 / 0,0835 = 3,86,$$

принимая $n^{II} = 4$.

Поскольку компрессор второй ступени входит в состав четырех агрегатов АД 130-7-7, то возникает некоторое несоответствие между производительностями компрессоров низкого и высокого давления. Это приводит к отклонению величины фактического промежуточного давления $p_{пр}$ от расчетного $p_{пр}^*$.

Для определения фактического промежуточного давления воспользуемся методом, изложенным в [2]. Для этого вычислим массовые производительности компрессоров первой и второй ступеней при нескольких значениях $p_{пр}$ по уравнениям

$$M_1 = \frac{4 \cdot V_h^{I*} \cdot \lambda^I}{V_1}; \quad M_2 = \frac{4 \cdot V_h^{II*} \cdot \lambda^{II}}{V_3}.$$

Для каждого ниже принятого значения $p_{пр}$ строим двухступенчатый цикл с полным промежуточным охлаждением, при этом положение точек 1,5,6,7,10 на вновь построенных циклах будет неизменным, а положение точек 2, 3, 4, 8, 9, 11 будет переменным в зависимости от принятого значения $p_{пр}$.

При построении всех циклов принимаем недоохлаждение в змеевике промежуточного сосуда $T_{зм} = 3\text{ K}$.

Величины соответствующих параметров для вновь построенных циклов представлены в табл. 1.3

Таблица 1.3

Величина	Размерность	$p_{пр} = 0,2$	$p_{пр} = 0,334$	$p_{пр} = 0,4$
		МПа		
v_1	м ³ /кг	1,355	1,355	1,355
v_2	м ³ /кг	0,58	0,37	0,305
λ^I		0,86	0,835	0,825
λ^{II}		0,66	0,78	0,81
i_2	кДж/кг	1758	1836	1862,5
i_3	кДж/кг	1658	1675	1683

Окончание табл. 1.3

Величина	Размерность	$p_{np}=0,2$	$p_{np}=0,334$	$p_{np}=0,4$
		МПа		
i_8	кДж/кг	348	407,5	425
i_9	кДж/кг	493,4	493,4	493,4
$y = \frac{i_2 - i_8}{i_3 - i_8}$		1,2107	1,21	1,208

Результаты расчета массовых расходов M_1 и M_2 заносим в табл. 1.4 и строим графики зависимости $M_1 \cdot y = f(p_{np})$ и $M_2 = f(p_{np})$ рис.1.3.

Таблица 1.4

$p_{np}, \text{МПа}$	$M_2, \text{кг/с}$	$M_1 y, \text{кг/с}$
0,4	0,885	0,716
0,334	0,704	0,726
0,2	0,385	0,746

Точка пересечения кривых зависимостей $M_1 \cdot y = f(p_{np})$ и $M_2 = f(p_{np})$ дает величину промежуточного давления $p_{np}=0,335 \text{ МПа}$, которое незначительно отличается от расчетного $p_{np}=0,334 \text{ МПа}$. Определение основных показателей работы компрессорных агрегатов холодильной машины и расчет тепловой нагрузки на теплообменные аппараты приведены в табл. 1.5

Таблица 1.5

Расчетные величины	Размерность	Число работающих агрегатов		
		n=1	n=4	n=5
$V_o^I = V_h^I \cdot \lambda^I$	$\text{м}^3/\text{с}$	0,203	0,812	1,015
$M_1 = V_o^I / v_1$	кг/с	0,15	0,60	0,75
$Q_o^{\text{ср}} = M_1 \cdot q_o$	кВт	185,7	742,8	928,5

Окончание табл. 1.5

Расчетные величины	Размерность	Число работающих агрегатов		
		n=1	n=4	n=5
$V_o^{\text{II}} = V_h^{\text{II}} \cdot \lambda^{\text{II}}$	$\text{м}^3/\text{с}$	0,065	0,26	0,325
$M_2 = V_o^{\text{II}} / v_3$	кг/с	0,176	0,704	0,88
$Q_o^{\text{ком}} = M_1 \cdot (i_{10} - i_8)$	кВт	184,6	736,0	920
$Q_K = M_2 \cdot (i_4 - i_5)$	кВт	227,6	910,4	1138
$Q_{\text{НО}} = M_2 \cdot (i_5 - i_6)$	кВт	15,5	62	77,5
$Q_{\text{ПО}} = M_1 \cdot (i_8 - i_9)$	кВт	13,3	53,2	66,5
$N_o^I = M_1 \cdot (i_2 - i_1)$	кВт	28,6	114,4	143
$N_o^I = N_o^I / \eta_o^I$	кВт	38,6	154,4	193
$N_o^I = N_o^I / (\eta_{\text{пер}}^I \cdot \eta_{\text{Э}}^I)$	кВт	42	168	210
$N_o^{\text{II}} = M_2 \cdot (i_4 - i_3)$	кВт	35,2	140,8	176
$N_o^{\text{II}} = N_o^{\text{II}} / \eta_o^{\text{II}}$	кВт	42,4	169,6	212
$N_{\text{нр}}^{\text{II}} = p_{\text{нр}} \cdot V_h^{\text{II}*}$	кВт	5	20	25
$N_o^{\text{II}} = N_o^{\text{II}} + N_{\text{нр}}^{\text{II}}$	кВт	47,7	189,6	237
$N_o^{\text{II}} = N_o^{\text{II}} / (\eta_{\text{пер}}^{\text{II}} \cdot \eta_{\text{Э}}^{\text{II}})$	кВт	51,6	206,4	258
$\Sigma N_o = N_o^I + N_o^{\text{II}}$	кВт	86,0	344	430
$\Sigma N_3 = N_o^I + N_o^{\text{II}}$	кВт	100,2	400,8	501
$\varepsilon_o = Q_o^{\text{ср}} / \Sigma N_o$	-	2,18	2,18	2,18
$\varepsilon_{\text{уд}} = T_{\text{см}} / (T_{\text{нм}} - T_{\text{см}})$	-	4,15	4,15	4,15
$\eta_o = \varepsilon_o / \varepsilon_{\text{уд}}$	-	0,525	0,525	0,525

Обозначения, встречающиеся в табл. 1.5: η_o - эффективный КПД, $\eta_{\text{пер}}$ - КПД передачи; $\eta_{\text{Э}}$ - КПД электродвигателя. По полученным значениям N_o^I и N_o^{II} проверяем мощность электродвигателей компрессоров. Заданная холодопроизводительность

"брутто" обеспечивается с 6,5 процентным запасом четырьмя агрегатами. Для создания резерва на случай выхода из строя или ремонта одного из агрегатов предусмотрен пятый агрегат, который обеспечивает 25%-ный резерв. В некоторых случаях при использовании меньшего числа агрегатов большой производительности необходимо предусмотреть 50 или 100 % -ные резервы.

2. ПОДБОР И РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Расчет поверхности теплообменных аппаратов ведем исходя из тепловых нагрузок, вырабатываемых пятью компрессорными агрегатами. Это обеспечивает создание резерва по оборудованию. Выбор числа теплообменных аппаратов необходимо проводить из условия экономии производственной площади и сокращения монтажных работ. Вместе с тем следует учитывать условия надежной безопасной эксплуатации холодильной установки и возможности выхода из строя аппаратов.

2.1. Конденсатор

Для аммиачных холодильных установок наиболее целесообразен вертикально-трубный конденсатор, имеющий хорошую эффективность работы, простоту эксплуатации и компактность.

Исходные данные: тепловая нагрузка $Q_K = 1138 \text{ кВт}$, температура конденсации $T_K = 307 \text{ К}$, температура воды на входе T_{W1} и выходе T_{W2} из конденсатора приведены в разделе 1.1.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{\frac{T_{W2} - T_{W1}}{T_K - T_{W1}} - \frac{302 - 299}{307 - 299}}{\ln \frac{T_K - T_{W1}}{T_K - T_{W2}}} = 6,4 \text{ К}.$$

Задаемся величиной удельной тепловой нагрузки из условия длительной эксплуатации конденсатора $q_{Fн} = 5450 \text{ Вт/м}^2$ (по рекомендациям [3,4,13]) $q_{Fн}$ составляет 3500...5700 Вт/м^2 при $\theta_m = 4...7 \text{ К}$.

Теплообменная наружная поверхность конденсатора

$$F_{Kн} = \frac{Q_K}{q_{Fн}} = \frac{1138 \cdot 10^3}{5450} = 208,8 \text{ м}^2.$$

Выбираем два конденсатора марки 100KB с наружной теплообменной поверхностью 120 м^2 каждый [3,13]. Число труб $n_{тр} = 150 \text{ шт}$; высота труб $H = 4,5 \text{ м}$; диаметр труб наружный $d_n = 0,057 \text{ м}$; толщина стенок труб $\delta = 0,0035 \text{ м}$; наружная поверхность $F_n = 120 \text{ м}^2$; внутренняя поверхность трубного пучка $F_{вн} = 106 \text{ м}^2$.

Выполним проверочный расчет выбранного типа конденсатора. Определим расход охлаждающей воды из выражения

$$M_w = \frac{Q_K}{C_w \cdot (T_{W2} - T_{W1})} = \frac{1138}{4,19 \cdot (302 - 299)} = 90,53 \text{ кг/с},$$

где $C_w = 4,19 \text{ кДж/кг К}$ - теплоемкость воды.

Расход жидкости на 1 метр периметра трубы [3,4,13]:

$$\Gamma = \frac{M_w}{\pi \cdot d_{вн} \cdot n_{тр} \cdot n_K} = \frac{90,53}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 150 \cdot 2} = 1,92 \text{ кг/м} \cdot \text{с},$$

где $d_{вн} = 0,057 - 2 \cdot 0,0035 = 0,05 \text{ м}$ - внутренний диаметр теплообменной трубы; $n_K = 2$ - число конденсаторов.

Теплофизические свойства воды при средней температуре [1,3,10]

$$T_{Wcp} = \frac{T_{W1} + T_{W2}}{2} = \frac{300 + 303}{2} = 301,5 \text{ К} \text{ следующие:}$$

$\mu_w = 852 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ - коэффициент динамической вязкости,

$\nu_w = 0,8552 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - коэффициент кинематической вязкости,

$Pr = 5,82$ - критерий Прандтля,

$\lambda_w = 61,3 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коэффициент теплопроводности.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_w} = \frac{4 \cdot 1,92}{852 \cdot 10^{-6}} = 9014.$$

Число Галилея

$$Ga = \frac{g \cdot H^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 4,5^3}{(0,8552 \cdot 10^{-6})^2} = 12,22 \cdot 10^6.$$

Критерий Нуссельта при $Re > 2000$

$$Nu = 0,01 \cdot (Gr \cdot Pr \cdot Re)^{1/4} = 0,01 \cdot (12,22 \cdot 10^{14} \cdot 5,82 \cdot 9014)^{1/4} = 4,002 \cdot 10^4$$

Коэффициент теплоотдачи стекающей пленки воды

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{H} = \frac{4,002 \cdot 10^4 \cdot 613 \cdot 10^{-2}}{4,5} = 5452 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от рабочего тела к стенке. Теплофизические свойства жидкого аммиака на линии насыщения при температуре $T_K = 307 \text{ К}$ [1,3,10].

$\sigma = 2,23 \cdot 10^{-4} \text{ Н/м}$ - коэффициент поверхностного натяжения;

$\rho = 589 \text{ кг/м}^3$ - плотность;

$\mu = 1,326 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$ - коэффициент динамической вязкости;

$\nu = 0,2244 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - коэффициент кинематической вязкости;

$\lambda = 0,4676 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коэффициент теплопроводности;

$r = 1117,5 \text{ кДж/кг}$ - теплота парообразования.

Критерий Рейнольдса, характеризующий режим движения стекающей пленки аммиака, находим из выражения

$$Re_{пл} = \frac{q_{Fen} \cdot H}{r \cdot \rho \cdot \nu} = \frac{6213 \cdot 4,5}{1117,5 \cdot 589 \cdot 0,2244 \cdot 10^{-6}} = 189,2$$

$$\text{ДС } q_{Fen} = q_{Fen} \cdot \frac{d_n}{d_{en}} = 5450 \cdot \frac{57}{50} = 6123 \text{ Вт/м}^2 \text{ - удельный тепловой поток, отнесенный}$$

к внутренней поверхности; $H = 4,5 \text{ м}$ - высота трубы.

Так как $Re_{пл} < R_{кр} = 400$, то коэффициент теплоотдачи определяем из уравнения

$$\alpha_s = 1,15 \cdot \sqrt{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot \theta_s \cdot H}} = 1,15 \cdot \sqrt{\frac{1117,5 \cdot 10^3 \cdot 589^2 \cdot 0,4676^3 \cdot 9,81}{1,326 \cdot 10^{-4} \cdot 4,5}} \cdot \theta_s^{-1/4} = 5811,2 \cdot \theta_s^{-1/4} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Тепловой поток со стороны рабочего тела по внутренней поверхности

$$q_{sFen} = \frac{F_n}{F_{en}} \cdot \alpha_s \cdot \theta_s = \frac{d_n}{d_{en}} \cdot \alpha_s \cdot \theta_s = \frac{57}{50} \cdot 5811,2 \cdot \theta_s^{-1/4} \cdot \theta_s = 6624,8 \cdot \theta_s^{3/4} \quad (1)$$

Задаемся несколькими значениями θ и находим соответствующие значения q (табл.2.1).

Таблица 2.1

$\theta_s, \text{ К}$	0,5	1	1,5	2	2,5
$q_{sFen} = 6624,8 \cdot \theta_s^{3/4}, \text{ Вт/м}^2$	3939,13	6624,8	8979,3	11141,5	13171,3

Тепловой поток со стороны воды

$$q_{wFen} = \frac{\theta_w}{\frac{1}{\alpha_w} + R_{згр}} = \frac{\theta_w}{\frac{1}{5452} + 0,7 \cdot 10^{-3}} = 1132 \cdot \theta_w \quad (2)$$

где $R = (0,60 \dots 0,8) \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ - термическое сопротивление слоя загрязнений для аммиачных конденсаторов. Строим графики уравнений (1) и (2) в координатах $q_{Fen} - \theta$, откладывая θ_s и θ_w из двух начальных точек, расположенных на расстоянии $\theta_m = 6,4 \text{ К}$ друг от друга (рис.2.1).

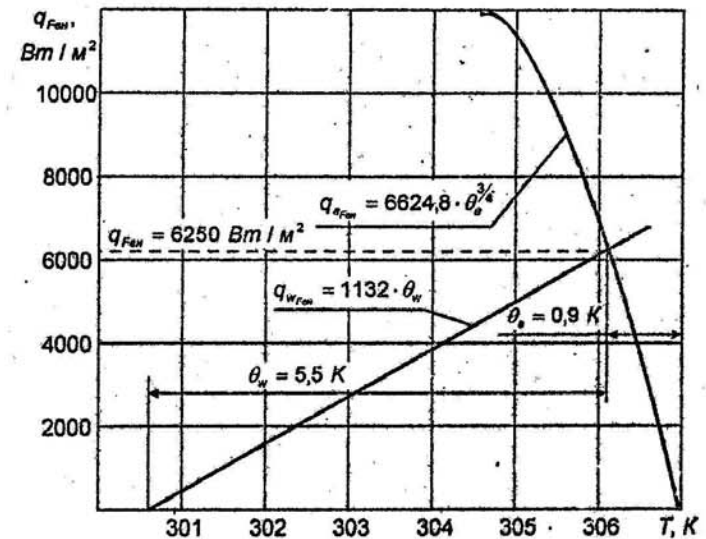


Рис.2.1. График $q_{Fen} = f(\theta)$ к расчету конденсатора

Точка пересечения графиков уравнений определяет величину удельного теплового потока, отнесенного к внутренней поверхности $q_{F_{вн}} = 6250 \text{ Вт/м}^2$. Тепловой поток, отнесенный к наружной поверхности, составит

$$q_{F_n} = q_{F_{вн}} \cdot \frac{d_{вн}}{d_n} = 6250 \cdot \frac{50}{57} = 5482,5 \text{ Вт/м}^2.$$

Действительная наружная поверхность конденсаторов

$$F_n^0 = \frac{Q_K}{q_{F_n}} = \frac{1138,10^3}{5482,5} = 207,5 \text{ м}^2.$$

Поскольку расчетная величина действительной наружной поверхности несколько меньше суммарной фактической наружной поверхности конденсаторов 100 КВ, то выбранные конденсаторы удовлетворяют условиям теплообмена и могут быть приняты в данной холодильной установке.

2.2.Испаритель

Исходные данные: холодопроизводительность $Q_0^{мм} = 920 \text{ кВт}$, температура кипения $T_0 = 237 \text{ К}$, температура хладонотителя T_{s1} и T_{s2} приведены в разд.1.1. В качестве хладонотителя выбираем раствор хлористого кальция.

Задаемся удельной тепловой нагрузкой исходя из данных испытаний, приведенных в [3,13] $q_{F_n} = 1100 \text{ Вт/м}^2$. Необходимая теплообменная поверхность испарителей

$$F_n = \frac{Q_0^{мм}}{q_{F_n}} = \frac{920 \cdot 10^3}{1100} = 836,0 \text{ м}^2.$$

По каталогу [3,13] выбираем 4 испарителя марки 200 ИТГ (старая маркировка испарителя ИКТ-180) с общей наружной теплообменной поверхностью 964 м^2 . Действительная наружная теплопередающая поверхность F_n (внутренняя поверхность $F_{вн}$), м^2 - 241,0 (193); число труб $n_{тр}$ (шт) - 616; длина труб l , м - 5; число ходов, z - 8; диаметр обечайки наружный $D_n \times \delta$, м - $1 \times 0,01$; теплообменная труба (стальная гладкая), диаметр d_n - 0,025; толщина стенок труб, δ , м - 0,0025.

Выполним проверочный расчет выбранного типа испарителя. Концентрацию раствора хлористого кальция выбираем исходя из того, что температура затверде-

ния $t_{зам} = -43,6 \text{ }^\circ\text{С}$, концентрация соли $\xi = 28,4\%$, плотность при $15 \text{ }^\circ\text{С}$ $\rho_{15} = 1270 \text{ кг/м}^3$.

Определяем теплофизические свойства рассола при средней температуре

$$T_{sm} = 243 \text{ К}.$$

$C_p = 267 \text{ кДж/(кг К)}$ - удельная теплоемкость;

$\lambda = 0,4910 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ - коэффициент теплопроводности;

$\nu = 14,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - кинематическая вязкость;

$Pr = 103,5$ - критерий Прандтля.

Плотность рассола при $T_{sm} = 243 \text{ К}$ определяем путем линейной интерполяции - $\rho_s = 1288 \text{ кг/м}^3$.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln \frac{T_{s1} - T_0}{T_{s2} - T_0}} = \frac{244 - 242}{\ln \frac{244 - 237}{242 - 237}} = 5,90 \text{ К}.$$

Расход рассола

$$M_s = \frac{Q_0^{мм}}{C_p \cdot \Delta T_s} = \frac{920}{2,7 \cdot 2} = 170 \text{ кг/с}.$$

Скорость движения рассола внутри труб

$$w_s = \frac{4 \cdot M_s \cdot z}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot \rho_s \cdot n_{тр} \cdot n} = \frac{4 \cdot 170 \cdot 8}{3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 1288 \cdot 616 \cdot 4} = 1,36 \text{ м/с},$$

где $d_{вн} = d_n - 2 \cdot \delta = 0,025 - 0,0025 = 0,02 \text{ м}$ - внутренний диаметр трубы; $n = 4$ - число испарителей.

Скорость движения рассола находится в допустимых пределах ($w_s = 0,8 \dots 2 \text{ м/с}$).

При низких температурах рассола с целью уменьшения гидравлического сопротивления скорость рассола должна быть задана в меньшую сторону.

Число Рейнольдса определим из выражения

$$Re = \frac{w_s \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{1,36 \cdot 0,02}{14,9 \cdot 10^{-6}} = 1825,5.$$

Так как $Re < 2000$, то режим движения рассола в трубах ламинарный.

Для ламинарного режима число Нуссельта определяется по формуле

$$Nu = 1,54 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr}{\frac{1}{d_{\text{вн}}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + 0,01 \cdot \left(\frac{Re}{\frac{1}{d_{\text{вн}}}} \right)^{\frac{2}{3}} \right] =$$

$$= 1,54 \cdot \left(\frac{1825,5 \cdot 103,5}{5/0,02} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + 0,01 \cdot \left(\frac{1825,5}{5/0,02} \right)^{\frac{2}{3}} \right] = 14,55.$$

Коэффициент теплоотдачи от рассола к стенке

$$\alpha_s = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{14,55 \cdot 0,491}{0,02} = 357,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тепловой поток со стороны рассола

$$q_{\text{сРасс}} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{\alpha} + R} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{357,2} + 0,8 \cdot 10^{-3}} = 277,8 \cdot \theta_s \text{ Вт/м}^2, \quad (3)$$

где $R_{\text{згр}} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$ - термическое сопротивление загрязнений (для аммиачных испарителей $R_{\text{згр}} = (0,7 \dots 0,9) \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$ [3,5,13]).

Коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака на пучке труб при $q_F = 1200 \dots 12000 \text{ Вт/м}^2$ определим по формуле

$$\alpha_s = 580 \cdot \theta_s^{0,967}.$$

Тепловой поток со стороны рабочего тела, отнесенный к внутренней поверхности, находим по уравнению (4)

$$q_{\text{сТруба}} = \alpha_s \cdot \theta_s \cdot \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}}} = \alpha_s \cdot \theta_s \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{вн}}} = 580 \cdot \theta_s^{0,967} \cdot \theta_s \cdot \frac{0,025}{0,02} = 725 \cdot \theta_s^{1,967}. \quad (4)$$

Задаемся несколькими значениями θ и находим соответствующие значения $q_{\text{сТруба}}$ из выражения (4). Результаты расчетов сведены в табл.2.2.

Таблица 2.2

$\theta_s, \text{ К}$	0,5	1	1,5	2	2,5
$q_{\text{сТруба}} = 725 \cdot \theta_s^{1,967},$ Вт/м^2	228,3	725	1425,2	2302,3	3340

Строим графики уравнений (3) и (4) аналогично, как и в предыдущем разд. 2.1. Из рис.2.2 величина $q_{\text{сТруба}}$ составляет 1280 Вт/м^2 .

Тепловой поток, отнесенный к наружной поверхности, равен

$$q_{\text{сН}} = q_{\text{сТруба}} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} = 1280 \cdot \frac{0,02}{0,025} = 1024 \text{ Вт/м}^2.$$

Действительная расчетная наружная поверхность теплообмена составляет

$$F_{\text{н}}^0 = \frac{Q_0^{\text{нм}}}{q_{\text{сН}}} = \frac{920 \cdot 10^3}{1024} = 896,5 \text{ м}^2.$$

Расхождение действительной расчетной поверхности $F_{\text{н}}^0 = 896,5 \text{ м}^2$ с фактической поверхностью четырех испарителей 200 ИТГ составляет около 7%, что вполне допустимо. Следовательно, окончательно принимаем в холодильной установке четыре испарителя марки 200 ИТГ.

Гидродинамический расчет испарителя ведем по упрощенной методике, приведенной в [3]. Коэффициент трения для прямых и гладких труб при ламинарном движении рассола ($Re < 3000$)

$$\xi = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1825,5} = 0,0350.$$

В кожухотрубных испарителях с движением рассола внутри труб и при числе ходов $z = 4 \dots 12$ потеря давления определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{н}} = \left(\xi \cdot \frac{l}{d_{\text{вн}}} + 1,75 \right) \cdot z \cdot \frac{w_s^2 \cdot \rho_s}{2} =$$

$$= \left(0,0350 \cdot \frac{5}{0,02} + 1,75 \right) \cdot 8 \cdot \frac{1,36^2 \cdot 1288}{2} = 100056 \text{ Па}.$$

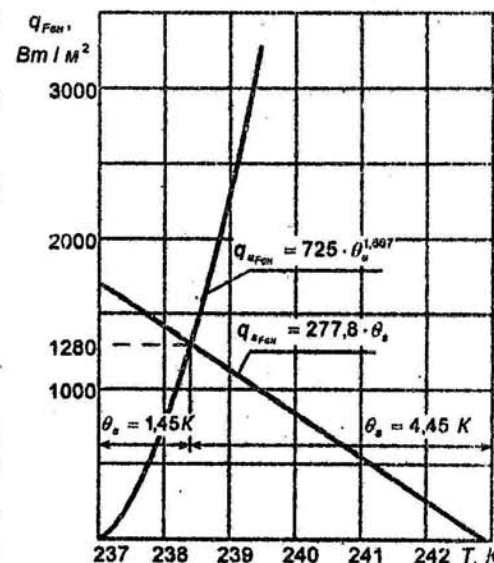


Рис.2.2. График $q_{\text{сТруба}} = f(\theta)$ к расчету испарителя

2.3. Промежуточный сосуд (ПС)

С целью уменьшения уноса масла в испарительную систему и обеспечения надежной работы регулирующего вентиля выбираем вертикальный змеевиковый ПС. Число аппаратов выбираем по числу компрессоров.

Исходные данные: тепловая нагрузка на один промсосуд $Q_{ПС} = 13,3 \text{ кВт}$, величина недоохлаждения в змеевике $\Delta T_{зм} = 3 \text{ К}$, температура жидкого рабочего тела на входе в змеевик $T_6 = 289 \text{ К}$, расход рабочего тела через змеевик $M_1 = 0,15 \text{ кг/с}$.

Выбор ПС производим по теплообменной поверхности змеевика.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{(T_6 - T_{ПР}) - (T_8 - T_{ПР})}{\ln \frac{T_6 - T_{ПР}}{T_8 - T_{ПР}}} = \frac{(289,5 - 266,5) - (269,5 - 266,5)}{\ln \frac{289,5 - 266,5}{269,5 - 266,5}} = 9,6 \text{ К}.$$

Коэффициент теплопередачи k змеевика составляет $460 \dots 520 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ [7,13,19]. Принимаем $k = 460 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$.

Тогда поверхность змеевика ПС

$$F_{зм} = \frac{Q_{ПС}}{k \cdot \theta_m} = \frac{13,3 \cdot 10^3}{460 \cdot 9,6} = 3,02 \text{ м}^2.$$

По каталогу выбираем ПС марки 60 ПС₃ (или СПА-600) [16,20].

Поверхность змеевика $F_H (\text{м}^2) = 4,3$;

диаметр обечайки $D (\text{м}) = 0,6$;

высота $H (\text{м}) = 2,8$;

радиус змеевика $R_{зм} (\text{м}) = 0,23$;

размеры труб змеевика $d_n \times \delta (\text{м}) = 0,038 \times 0,003$.

Производим проверку выбранного ПС на основе поверочного расчета теплообменной поверхности змеевика.

Определяем коэффициент теплоотдачи от жидкости внутри змеевика к стенке.

Теплофизические свойства жидкого рабочего тела при средней температуре

$$T_{ср} = \frac{T_6 + T_8}{2} = \frac{289 + 269,5}{2} = 279,25 \text{ К} (6,25^\circ \text{C})$$

следующие:

$\lambda = 0,515 \text{ Вт/(м К)}$ - коэффициент теплопроводности;

$\nu = 0,2786 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - коэффициент кинематической вязкости;

$\rho = 630 \text{ кг/м}^3$ - плотность;

$Pr = 1,58$ - число Прандтля.

Скорость движения жидкого аммиака

$$w_s = \frac{M_1}{\rho \cdot F_{вн}} = \frac{4 \cdot M_1}{\rho \cdot \pi \cdot d_{вн}^2} = \frac{4 \cdot 0,15}{630 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2} = 0,290 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w_s \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{0,29 \cdot 0,032}{0,2786 \cdot 10^{-6}} = 33309,4.$$

Число Нуссельта при турбулентном режиме течения жидкости

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_{зм} = 0,021 \cdot 33309,4^{0,8} \cdot 1,58^{0,43} \cdot 1,246 = 132,$$

где $\varepsilon_{зм} = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_{вн}}{R_{зм}} = 1 + 1,77 \cdot \frac{0,032}{0,23} = 1,246$ - поправка, учитывающая влияние центробежного эффекта на теплоотдачу.

$$\alpha_{ж} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{вн}} = \frac{132 \cdot 0,515}{0,032} = 2124,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от кипящего рабочего тела к стенке змеевика.

Критериальное уравнение для нахождения коэффициента теплоотдачи [3,4]

$$\alpha_s = 1,163 \cdot \left(66 \cdot \frac{1}{d_n^{0,2}} \right)^{1/3} \cdot \theta_s^{1/3} = 1,163 \cdot \left(66 \cdot \frac{1}{0,038^{0,2}} \right)^{1/3} \cdot \theta_s^{1/3} = 742 \cdot \theta_s^{1/3}.$$

Данное уравнение справедливо для кипения аммиака на одиночной трубе, в нашем случае оно дает несколько заниженный, но вполне приемлемый результат для расчетов.

При толщине слоя масла $\delta_M = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ и стенки $\delta_{СТ} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ термическое сопротивление составит

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{0,13} + \frac{3 \cdot 10^{-3}}{54,08} = 0,44 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

где $\lambda_M = 0,13 \text{ Вт/(м·К)}$ - коэффициент теплопроводности масла,

$\lambda_{CT} = 54,08 \text{ Вт/(м·К)}$ - коэффициент теплопроводности материала стенки (сталь 20).

Тепловой поток, отнесенный к наружной поверхности со стороны жидкости, находящейся в змеевике, с учетом загрязнений

$$q_{FHT} = \frac{\theta_{a1}}{\frac{1}{\alpha_{жк}} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{1}{2124,4} \cdot \frac{0,038}{0,032} + 0,44 \cdot 10^{-3}} = 1001 \cdot \theta_{a1} \text{ Вт/м}^2,$$

Тепловой поток со стороны кипящего рабочего тела

$$q_{FH} = \alpha_o \cdot \theta_o = 742 \cdot \theta_o^{1,33} \cdot \theta_o = 742 \cdot \theta_o^{1,33}.$$

Истинное значение теплового потока находим графическим способом, описанным в разд.2.1.

Значения теплового потока q_{FH} при различных θ_o приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

θ_o, K	0,5	1	1,5	2	4,5	6	8
$q_{FH} = 742 \cdot \theta_o^{1,33}, \text{ Вт/м}^2$	295,1	742	1272,3	1865,4	4690	8041,6	11790

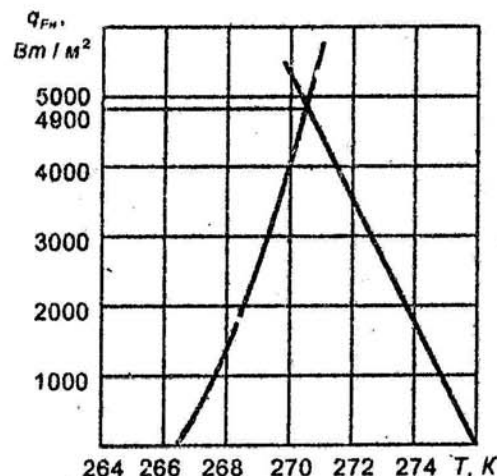


Рис 2.3. $q_{FH} = F(\theta)$ к расчету промежуточного сосуда

Из рис.2.3 действительная величина удельного теплового потока составляет $q_{FH}^o = 4900 \text{ Вт/м}^2$. Действительная поверхность змеевика ПС находится по формуле

$$F_H^o = \frac{Q_{ПС}}{q_{FH}^o} = \frac{1,33 \cdot 10^3}{4900} = 271 \text{ м}^2.$$

Поскольку $F_H^o < F_H$, то ранее выбранный промежуточный сосуд марки 60 ПС₃ (СПА-600) удовлетворяет условиям теплообмена.

Марку ПС выбирают по диаметру газового трубопровода всасывающей стороны компрессора высокого давления с проверкой скорости

движения паров аммиака в аппарате

$$w_{п} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_2 \cdot v_3}{\pi \cdot D^2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,176 \cdot 0,370}{3,14 \cdot 0,6^2}} = 0,48 \text{ м/с}.$$

Скорость пара $w_{п}$ находится в допустимых пределах ($w_{п} < 0,5 \text{ м/с}$).

2.4. Переохладитель

Исходные данные: тепловая нагрузка на $Q_{по} = 77,5 \text{ кВт}$, температура жидкого аммиака на входе $T_6 = 307 \text{ К}$ и выходе $T_6 = 289 \text{ К}$ переохладителя, температура артезианской воды на входе $T_{wa1} = 286 \text{ К}$.

Выбираем двухтрубный противоточный переохладитель. Задаем подогрев воды $\Delta T_{wa} = 5 \text{ К}$. График теплового процесса изображен на рис.2.4.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{(T_5 - T_{wa2}) - (T_6 - T_{wa1})}{\ln \frac{T_5 - T_{wa2}}{T_6 - T_{wa1}}} = \frac{(307 - 291) - (289 - 286)}{\ln \frac{307 - 291}{289 - 286}} = 7,7 \text{ К}.$$

По рекомендациям [7,13,19] значение величины коэффициента теплопередачи составляет $k = 465 \dots 700 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$,

Принимаем $k = 650 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Теплообменная поверхность переохладителя

$$F_{по} = \frac{Q_{по}}{k \cdot \theta_m} = \frac{77,5 \cdot 10^3}{650 \cdot 7,7} = 15,5 \text{ м}^2.$$

По каталогу выбираем два переохладителя марки 8ПП [3,13]. Поверхность охлаждения $F(\text{м}^2) - 7,8$; число секций $n - 1$;

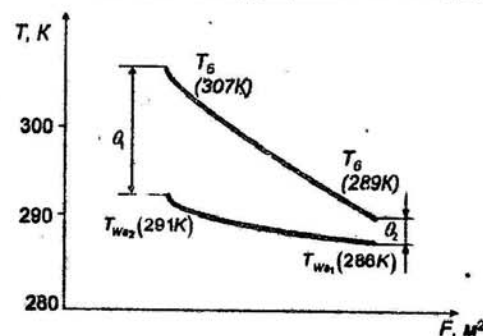


Рис.2.4. График теплового процесса в переохладителе

размеры труб: внутренний $d_{вн}$ (м) - 0,038х0,003;
наружный $d_{н}$ (м) - 0,057х0,0035.

Теплофизические свойства артезианской воды при средней температуре

$$T_{wcp} = \frac{288 + 291}{2} = 289,5 \text{ К следующие:}$$

$C_w = 4,19 \text{ кДж/(кг·К)}$ - удельная теплоемкость воды,

$\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ - плотность,

$\nu_w = 1,141 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - коэффициент кинематической вязкости,

$\lambda_w = 0,59 \text{ Вт/м·К}$ - коэффициент теплопроводности.

$Pr = 8,15$ - критерий Прандтля,

Расход воды

$$M_w = \frac{Q_{по}}{C_w \cdot \Delta T_w} = \frac{77,5}{4,190 \cdot 5} = 3,7 \text{ кг/с.}$$

Скорость движения воды

$$w_w = \frac{4 \cdot M_w}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot \rho_w \cdot n_n} = \frac{4 \cdot 3,7}{3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 1000 \cdot 2} = 2,3 \text{ м/с,}$$

где n_n - число переохлаждающих.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w_w \cdot d_{вн}}{\nu_w} = \frac{2,3 \cdot 0,032}{1,141 \cdot 10^{-6}} = 64505.$$

Критерий Нуссельта

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 64505^{0,8} \cdot 8,15^{0,43} = 364,5.$$

Коэффициент теплоотдачи от воды

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_{вн}} = \frac{364,5 \cdot 0,59}{0,032} = 6720,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от жидкого рабочего тела. Теплофизические свойства рабочего тела при средней температуре

$$T_{cp} = \frac{T_s + T_o}{2} = \frac{307 + 289}{2} = 298 \text{ К следующие:}$$

$\rho_s = 602,75 \text{ кг/м}^3$ - плотность;

$\lambda_s = 0,484 \text{ Вт/м·К}$ - коэффициент теплопроводности;

$\nu_s = 0,2395 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - коэффициент кинематической вязкости;

$Pr = 1,415$ - число Прандтля.

Скорость движения рабочего тела

$$w_s = \frac{4 \cdot M_2}{\pi \cdot (d_n^2 - d_{вн}^2) \cdot \rho_s \cdot n_n} = \frac{4 \cdot 0,88}{3,14 \cdot (0,050^2 - 0,038^2) \cdot 602,75 \cdot 2} = 0,880 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w_s \cdot d_3}{\nu_s} = \frac{0,88 \cdot (0,050 - 0,038)}{0,2395 \cdot 10^{-6}} = 44092,$$

где $d_3 = d_n - d_{вн} = 0,050 - 0,038 = 0,012 \text{ м}$ [12] - эквивалентный диаметр.

Критерий Нуссельта при $Re > 10000$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 44092^{0,8} \cdot 1,415^{0,43} = 126,6.$$

Коэффициент теплоотдачи от рабочего тела

$$\alpha_s = \frac{Nu \cdot \lambda_s}{d_3} = \frac{126,6 \cdot 0,484}{0,012} = 5106,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Принимаем термическое сопротивление слоя масла, ржавчины и водяного камня

$$\sum R_i = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}.$$

Коэффициент теплоотдачи, отнесенный к наружной поверхности, находится по выражению

$$K_{Fn} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{ж}} + \sum R_i \right) \cdot \frac{F_n}{F_{вн}} + \frac{1}{\alpha_s}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{6720,5} + 0,7 \cdot 10^{-3} \right) \cdot \frac{0,038}{0,030} + \frac{1}{5106,2}} = 786,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Наружная теплообменная поверхность переохлаждателя

$$F_n = \frac{Q_{по}}{K_{Fn} \cdot \theta_m} = \frac{77,5 \cdot 10^3}{786,7 \cdot 7,7} = 12,8 \text{ м}^2.$$

Теплообменная поверхность двух переохлаждающих 8ПП, равная 15,6 м², больше теплообменной поверхности, полученной в результате поверочного расчета. В установке принимаем два переохлаждателя 8ПП.

3. ПОДБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Линейный ресивер. В безнасосных аммиачных схемах и фреоновых установках емкость линейного ресивера определяется по формуле

$$V_{л.р.} = \frac{(0,35 + 0,5) \cdot M_2 \cdot 3600}{0,8 \cdot \rho_в}, \text{ м}^3,$$

где M_2 - количество холодильного агента, проходящего через ресивер, кг/с;

$\rho_в$ - плотность жидкого рабочего тела на линии насыщения, кг/м³,

$$V_{л.р.} = \frac{0,45 \cdot 0,88 \cdot 3600}{0,8 \cdot 539} = 3,02 \text{ м}^3.$$

Выбираем два горизонтальных ресивера марки 1,5 РВ емкостью 1,5 м³ каждый [7, 13].

Дренажный ресивер. Выбираем из условия полного опорожнения аппарата с наибольшей вместимостью рабочего тела. В нашей схеме таким аппаратом является испаритель 200 ИТГ (по старой маркировке ИКТ-180), имеющий емкость межтрубного пространства $V_{м.п.}$, равную 2,64 м³.

Объем дренажного ресивера находим по формуле

$$V_{д.р.} = \frac{(12 \dots 13) \cdot V_{м.п.}}{0,8}, \text{ м}^3$$

$$V_{д.р.} = \frac{13 \cdot 2,64}{0,8} = 4,29 \text{ м}^3.$$

Выбираем [7, 13] один горизонтальный дренажный ресивер марки 5 РД, имеющий объем 5 м³.

Отделитель жидкости. Число отделителей жидкости принимаем равным числу испарителей ($n = 4$). Подбор отделителей жидкости производим исходя из обеспечения скорости пара во внутреннем пространстве аппарата $w_n \leq 0,5 \text{ м/с}$.

Диаметр отделителя жидкости определяем из выражения

$$D_{о.ж.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot w_n \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,015}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 4}} = 0,804 \text{ м}.$$

По таблицам работ [13, 16] выбираем отделитель жидкости марки 150 ОЖ^Г, имеющий диаметр 0,8 м.

Маслоотделитель. С целью уменьшения уноса масла в теплообменные аппараты на линии нагнетания перед каждым конденсатором устанавливаем циклонный маслоотделитель типа М с сетчатой набивкой.

Число маслоотделителей (n_M) принимаем по числу конденсаторов ($n_K = 2$). Подбор ведем исходя из скорости паров в поперечном сечении маслоотделителя $w_n \leq 0,5 \dots 0,7 \text{ м/с}$. Принимаем $w_n = 0,6 \text{ м/с}$.

$$D_{м.о.} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_2 \cdot v_4}{\pi \cdot w_n \cdot n_M}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,88 \cdot 0,125}{3,14 \cdot 0,6 \cdot 2}} = 0,346 \text{ м}.$$

Выбираем [13, 16] маслоотделитель марки 100 М, имеющий внутренний диаметр корпуса $D_{м.о.} = 0,408 \text{ м}$. Тогда действительная скорость пара w'_n внутри аппарата составит

$$w'_n = \frac{4 \cdot M_2 \cdot v_4}{\pi \cdot D_{м.о.}^2 \cdot n_M} = \frac{4 \cdot 0,88 \cdot 0,125}{3,14 \cdot 0,408^2 \cdot 2} = 0,42 \text{ м/с}.$$

Маслосборник. Для спуска масла из маслоотделителей, маслостойников всех аппаратов и выпуска его наружу выбираем два маслосборника марки 300 СМ [13, 16].

В холодильной установке не предусматриваем применение автоматического воздухоотделителя, считая, что удаление воздуха обеспечивается воздухоотделителями, входящих в состав линейных ресиверов.

Подбор рассольных насосов. Определяем объемную производительность насосов для обеспечения циркуляции промежуточного теплоносителя

$$V_s = \frac{m_s}{\rho_s} = \frac{170}{1288} = 0,132 \text{ м}^3/\text{с},$$

где m_s - массовый расход теплоносителя (см. разд. 2.2), кг/с;

ρ_s - плотность теплоносителя, кг/м³.

Для циркуляции теплоносителя рекомендуется применять насосы типа К (консольные). Выбираем насосы марки 8Х-6-1, предназначенные для перекачки коррозирующих жидкостей с температурой от -40 °С до 80 °С.

Техническая характеристика насоса. Тип насоса - горизонтальный, консольный, одноступенчатый.

Диаметр рабочего колеса $D_2 = 0,506 \text{ м}$,

число оборотов $n = 1450 \text{ об/мин}$,

производительность $V = 0,0632 \text{ м}^3/\text{с}$.

Создаваемый напор ($H = 7,8 \cdot 10^5 \text{ Па}$) жидкости определяем по приведенной в каталоге напорной характеристике. В установке принимаем три насоса, один из которых является резервным. Зная гидравлическое сопротивление испарителей $\Delta P_{\text{и}}$ находим допустимые гидравлические потери в рассольной сети

$$\Delta P_c = H - P_{\text{и}} = 781288 - 9,81 - 100056 = 885496 \text{ Па}.$$

Эффективная мощность, потребляемая насосом при перекачке хладоносителя

$$N_2 = N \cdot \frac{\rho_s}{\rho_w} = 63 \cdot \frac{1288}{1000} = 81,8 \text{ кВт},$$

где $N_2 = 63 \text{ кВт}$ - мощность, потребляемая при перекачке воды (из характеристики насоса), $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ - плотность воды.

4. РАСЧЕТ ВОДООХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Тепловая нагрузка на водоохлаждающее устройство равна тепловой нагрузке на конденсатор ($Q_k = 1138 \text{ кВт}$). Климатические данные места строительства и температуры воды, подаваемой на конденсатор T_{w1} и градирню T_{w2} , приведены в разд. 1.1.

Определяем количество воды, циркулирующей в системе оборотного водоснабжения по выражению

$$M_w = \frac{Q_k}{C_w \cdot \Delta T_w} = \frac{1138}{4,19 \cdot 3} = 90,4 \text{ кг/с} \quad (0,0904 \text{ м}^3/\text{с}),$$

где $C_w = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ - теплоемкость воды, $\Delta T_w = 3 \text{ К}$ - величина подохлаждения воды.

Принимаем удельную плотность теплового потока q_F для капельной вентиляторной градирни равной 25000 Вт/м^2 (25 кВт/м^2). По рекомендациям [5,9,14] для различных типов вентиляторных градирен q_F составляет $12...35 \text{ кВт/м}^2$.

Необходимая площадь градирни F_0 (площадь поперечного сечения, перпендикулярного направлению движения воздуха) составляет

$$F_0 = \frac{Q_k}{q_F} = \frac{1138}{25} = 45,6 \text{ м}^2.$$

Определим удельную гидравлическую нагрузку или плотность орошения

$$H_w = \frac{M_w}{F_0} = \frac{0,0904}{45,2} = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}.$$

Удельная гидравлическая нагрузка для вентиляторных градирен находится в пределах допустимых норм $(13,9...19,4) \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$ [5, с.288, табл.8.1;9].

По данным, приведенным в [9, табл.V-6], выбираем 3-секционную вентиляторную градирню конструкции Союзводоканалпроекта с площадью поперечного сечения каждой секции равной 16 м^2 , общая площадь поперечного сечения которой, составляет 48 м^2 . Данные по расчету и подбору других типов водоохлаждающих устройств приведены в [5,9,14].

5. ПЛАНИРОВКА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ

При планировке машинных и аппаратных отделений первоначально выбираются исходя из норм проектирования пожаро- и взрывобезопасности габариты здания [5,9,19]. Для производства монтажных работ и эксплуатации, руководствуясь нормами и правилами техники безопасности [5,9], оборудование размещается с соблюдением необходимого расстояния между аппаратами. Определяется число выходов из здания. Планировка машинных и аппаратных отделений должна способствовать рациональной эксплуатации холодильной установки, уменьшению длин коммуникаций.

В данном проекте предусмотрено размещение компрессоров и аппаратов в одном помещении общей площадью 432 м^2 и площадью под оборудование 324 м^2 . Размещение вертикальных конденсаторов, маслоотделителей второй ступени, ресиверов, переохладителей жидкости выполнено на открытой площадке (рис.5.1), что, позволит сократить площадь машинного отделения и уменьшит первоначальные затраты на строительство.

В цехе предусматривается комбинированная разводка трубопроводов. Всасывающие трубопроводы имеют верхнюю схему разводки и прокладываются на отметке 4 м., а нагнетательные - нижнюю разводку, трубопроводы укладываются в специальные железобетонные каналы, которые сверху закрываются листами из рифленого железа. В этих же каналах укладываются масляные и водяные трубопроводы.

Пары аммиака из испарителя 10 (рис.5,2) через отделитель жидкости 11 отсасываются компрессором низкой ступени 1 (компрессор 5BX-350/26Бр), в котором пары аммиака сжимаются до промежуточного давления $p_{пр}$ и направляются для сбива перегрева в промежуточный сосуд 3. В нем пары охлаждаются до температуры $T_{пр}=266,5\text{ К}$, поступают в компрессор второй ступени 2 (П110), где пары сжимаются до давления конденсации p_k и поступают через маслоотделитель 4 в вертикальный конденсатор 5 для конденсации. Образовавшийся жидкий аммиак из конденсатора по жидкостной трубе сливается в линейный ресивер 8. Для выравнивания давления в ресивере и конденсаторе предусмотрена уравнильная газовая линия. Для удаления неконденсирующихся газов предусмотрен воздухоотделитель типа "труба в трубе", который смонтирован на ресивере.

После ресивера жидкий аммиак направляется в переохладитель 9 и далее поступает на жидкостной коллектор 13, откуда основной поток жидкого аммиака направляется в промежуточный сосуд (ПС) 3 для переохлаждения до температуры $T_{зм} = 296,5\text{ К}$. Часть жидкого аммиака направляется на первый регулирующий вентиль и дросселируется до $p_{пр}$ для поддержания постоянного уровня жидкого аммиака в ПС. После змеевика ПС основной поток переохлажденного жидкого аммиака подается на коллектор обратной подачи 14, откуда он поступает в регулирующий вентиль (РВ), который установлен непосредственно на испарителе 10.

В РВ жидкий аммиак дросселируется с давления конденсации (p_k) до давления кипения (p_0), поступает затем в испаритель, где жидкий аммиак кипит за счет отбора тепла от промежуточного хладоносителя, а образующиеся пары отсасываются компрессором низкой ступени, и цикл повторяется.

6. РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ ТРУБОПРОВОДОВ

При проектировании холодильной установки необходимо определить размеры трубопроводов, т.е. длину, диаметр и толщину стенок трубы. Длину трубопровода находят по чертежу в зависимости от взаимного расположения трубопроводов установки и условий монтажа.

Расчет диаметра трубопровода, как правило, осуществляется по величине допустимого падения давления в трубопроводе. В некоторых случаях при расчете короткого участка трубопровода, когда падением давления в нем можно пренебречь, внутренний диаметр трубопровода может быть определен по величине оптимальной скорости движения среды. Так как методика расчета будет аналогична при любой коммуникации с любым веществом, то ниже приводится расчет трубопровода линии всасывания. Схема показана на рис. 6.1.

Всасывающий трубопровод на пути от испарителя до компрессора разбит на 3 участка, отличающиеся количеством протекающего вещества. Длина труб, вид и число местных сопротивлений на каждом участке известны. Общее количество пара, отсасываемого из четырех испарителей, $M_1=0,75\text{ кг/с}$ (см.табл. 1.5). Количество отсасываемого пара из одного испарителя $M_1=0,1875\text{ кг/с}$. Объемный расход пара, движущегося по участку 1-2 составит, $V_{1-2} = M_1 \cdot v_1 = 0,1875 \cdot 1,4 = 0,2625\text{ м}^3/\text{с}$.

Допустимая скорость пара во всасывающем трубопроводе $w=10...25\text{ м/с}$. Принимаем $w = 15\text{ м/с}$.

Внутренний диаметр трубы

$$d_{вн1-2} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{1-2}}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2625}{\pi \cdot 15}} = 0,149\text{ м}.$$

Выбираем трубу диаметром 159х4,5 (ГОСТ 8732-78), тогда $d_{вн}=150\text{ мм}$, а фактическая скорость пара практически останется без изменения, т.к. внутренний диаметр трубы незначительно отличается от расчетного.

Падение давления на участке 1-2 можно определить из выражения

$$\Delta p_{1-2} = \lambda_{тр} \cdot \frac{l + \sum l_{экв}}{d_{вн}} \cdot \frac{w^2}{2},\text{ Н/м}^2,$$

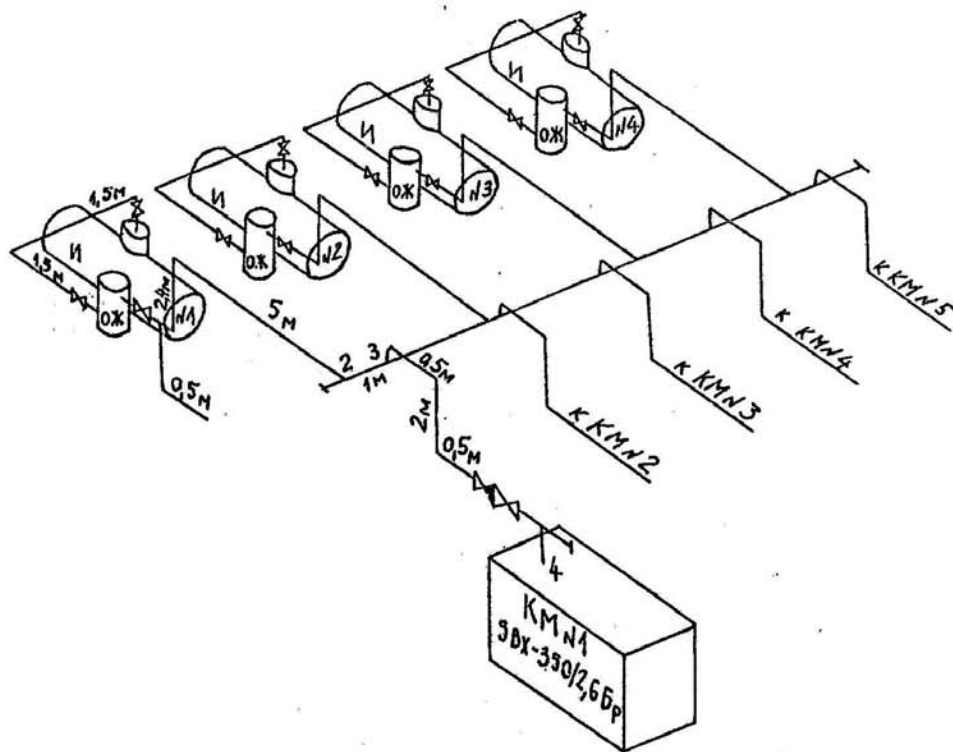


Рис.6.1. Схема всасывающего трубопровода

где $\lambda_{тр}$ - коэффициент сопротивления трения по длине трубопровода, для перегретого пара $\lambda_{тр} = 0,025$ [5]; l - геометрическая длина трубопровода, на участке 1-2 $l = 1,5 + 1,5 + 0,5 + 2,4 + 5,0 = 10,9$ м, $\sum l_{экр}$ - сумма эквивалентных длин для местных сопротивлений, величину эквивалентной длины можно найти по рекомендациям [5], пользуясь выражением $\sum l_{экр} = A \cdot d_{эн}$ (здесь A - коэффициент для данного местного сопротивления).

На участке 1-2 имеются местные сопротивления: проходной открытый вентиль А-390; 3 шт.

внезапное расширение (1:5) $A = 40$

вход в трубу из сосуда $A = 33$

5 отводов 90° (угольник) с $R/d_{эн} = 2,5$ $A = 9$,

$$\sum l_{экр} = (3 \cdot 390 + 40 + 33 + 5 \cdot 9) \cdot 0,150 = 193,2 \text{ м.}$$

Тогда

$$\Delta p_{1-2} = 0,025 \cdot \frac{10,9 + 193,2}{0,150} \cdot \frac{15^2}{2} \cdot 0,715 = 2736,2 \text{ Н/м}^2,$$

где ρ - плотность перегретого пара по всему участку 1-2, равная $0,715 \text{ кг/м}^3$.

$$\rho = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{1,4} = 0,715 \text{ кг/м}^3.$$

На участке 2-3 по трубопроводу движется общее количество пара, отсасываемого из всех испарителей

$$M_1^* = 0,75 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход пара на участке 2-3 составит

$$V_{2-3} = M_1 \cdot v_1 = 0,75 \cdot 1,4 = 1,05 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Принимаем скорость пара в трубопроводе на участке 2 - 3 равной 15 м/с .

Внутренний диаметр трубы

$$d_{эн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,05}{15}} = 0,298 \text{ м.}$$

Выбираем трубу 273×7 (ГОСТ 8732-78). При $d_{эн} = 259 \text{ мм}$, фактическая скорость пара

$$w = \frac{4 \cdot 1,05}{\pi \cdot 0,259^2} = 19,9 \text{ м/с.}$$

Данная скорость во всасывающем трубопроводе находится в допустимых пределах $w = 10 \dots 25 \text{ м/с}$.

Далее определяем падение давления на участке 2-3.

Местное сопротивление на участке 2-3:

внезапное расширение с отношением диаметров 1:2 $A = 16$

$$\sum l_{экр} = A \cdot d_{эн} = 16 \cdot 0,259 = 4,15 \text{ м.}$$

Тогда

$$\Delta p_{2-3} = 0,025 \cdot \frac{1 + 4,15}{0,259} \cdot \frac{19,9^2}{2} \cdot 0,715 = 70,3 \text{ Н/м}^2,$$

Массовый расход пара на участке 3-4 будет определяться работой одного компрессора

$$M_{3-4} = 0,15 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход пара на участке 3-4

$$V_{3-4} = M_{3-4} \cdot v_1 = 0,15 \cdot 1,4 = 0,21 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Скорость пара принимаем равной 15 м/с. Тогда внутренний диаметр

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,21}{\pi \cdot 15}} = 0,134 \text{ м.}$$

Выбираем трубу диаметром 133х4 (ГОСТ 8732-78) имеющую $d_{вн}=125 \text{ мм}$. Тогда фактическая скорость составит

$$w = \frac{4 \cdot 0,21}{\pi \cdot 0,125^2} = 17,1 \text{ м/с.}$$

Падение давления на участке 3-4:

местное сопротивление на участке 3-4;

3 отвода (поворот на 90°) $A=9$;

проходной вентиль $A=390$;

обратный клапан $A=165$;

вход в коллектор компрессора $A=18,5$.

$$\sum l_{экв} = A \cdot d_{вн} = (3 \cdot 9 + 390 + 165 + 18,5) \cdot 0,125 = 75 \text{ м}$$

$$\Delta p_{3-4} = 0,025 \cdot \frac{3 + 75}{0,125} \cdot \frac{(17,1)^2}{2} \cdot 0,715 = 1649,9 \text{ Н/м}^2.$$

Расчетная величина падения давления по всей длине всасывающего трубопровода

$$\Delta p_{1-4} = 2736,2 + 70,3 + 1649,9 = 4456,4 \text{ Н/м}^2.$$

Допустимая величина падения давления во всасывающей коммуникации

$$p_{доп} = 4900 \text{ Н/м}^2 [5].$$

Как видим, расчетное значение падения давления на всем участке 1-4 меньше допустимого, что удовлетворяет условиям работы холодильной установки.

Библиографический список

1. Богданов С.М., Иванов О.П., Куприянов А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Л.: Машиностроение, 1976. 166 с.
2. Вайнштейн В.Д., Кантарович В.И. Низкотемпературные холодильные установки. М.: Пищевая промышленность, 1972. 352 с.
3. Данилова Г.Н., Богданов С.М., Иванова О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1973. 328 с.
4. Кошкин Н.Н., Сакун И.А., Бамбушек Е.М. и др. Холодильные машины. Л.: Машиностроение, 1985. 512 с.
5. Курылев Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. М.: Машиностроение, 1980. 622 с.
6. Курылев Е.С., Герасимов Н.А. Примеры, расчеты и лабораторные работы по холодильным установкам. Л.: Машиностроение, 1971. 256 с.
7. Кондрашова Н.Г., Лашутин Н.Г. Холодильно-компрессорные машины и установки. М.: Высш. школа, 1984. 328 с.
8. Крылов Ю.С., Пирог П.И. и др. Проектирование холодильников. М.: Пищ. пром-сть, 1972. 310 с.
9. Проектирование холодильных сооружений / Под ред. А.В.Быкова. М.: Пищ. пром-сть, 1978. 256 с.
10. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности / Г.Н.Данилова, В.Н.Филаткин, М.Г.Щербов, Н.А. Бучко. М.: Агропромиздат, 1986. 288 с.
11. Строительная климатология и геофизика. СНиП П-А.6-72.
12. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под ред. И.А.Сакуна. Л.: Машиностроение, 1987. 424 с.
13. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин. / Под ред. А.В.Быкова. М.: Легкая и пищ. пром-сть, 1984. 248 с.
14. Фарфоровский Б.С., Пятков Я.И. Проектирование охладителей для систем производственного водоснабжения. М.: Машиностроение, 1960. 172 с.
15. Холодильные компрессоры. Справочник / Под ред. А.В.Быкова. М.: Легкая и пищ. пром-сть, 1972. 280 с.
16. Холодильные машины и аппараты. Каталог, ч.3. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1976. 94 с.
17. Центробежные насосы типа К. Каталог-справочник. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1969. 472 с.
18. Щербин В.А., Гринберг Я.И. Холодильные станции и установки. М.: Химия, 1979. 374 с.
19. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1989. 223 с.
20. Якшаров Б.П., Смирнова И.В. Справочник механика по холодильным установкам. Л.: ВО "Агропромиздат", 1989. 213 с.

16. Холодильные машины и аппараты. Каталог, ч.3. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1976. 94 с.

17. Центробежные насосы типа К. Каталог-справочник. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1969. 472 с.

18. Щербин В.А., Гринберг Я.И. Холодильные станции и установки. М.: Химия, 1979. 374 с.

19. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1989. 223 с.

20. Якшаров Б.П., Смирнова И.В. Справочник механика по холодильным установкам. Л.: ВО "Агропромиздат", 1989. 213 с.

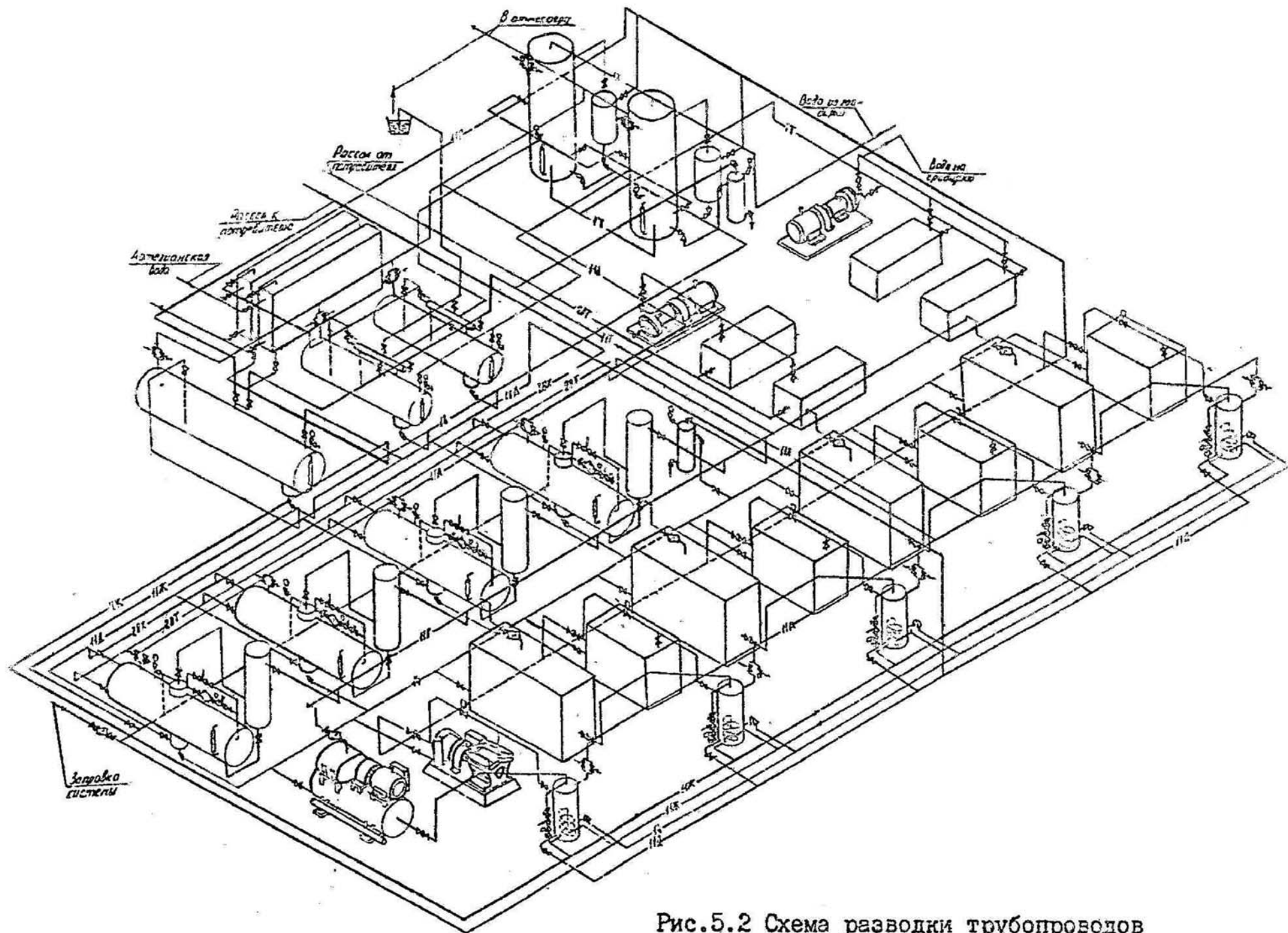


Рис.5.2 Схема разводки трубопроводов