

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1. Технико – экономическое обоснование проекта.....	6
2. Конструкторско – технологическая часть.....	8
2.1 Расчет и выбор планировки холодильника.....	8
2.2 Изоляция охлаждаемых помещений.....	12
2.2.1 Выбор ограждаемой конструкции.....	12
2.2.2 Определение толщины теплоизоляционного слоя наружных стен.....	13
2.2.3 Определение толщины теплоизоляционного слоя покрытий охлаждаемых камер.....	14
2.2.4 Определение толщины теплоизоляционного слоя полов охлаждаемых камер.....	15
2.2.5 Определение толщины теплоизоляционного слоя внутренних стен и перегородок.....	16
2.3 Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения.....	20
2.3.1 Теплоприток от окружающего воздуха через ограждения охлаждаемых помещений.....	20
2.3.2 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке.....	26
2.3.2.1 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камере №1.....	26
2.3.2.2 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камере №2.....	26
2.3.2.3 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камере №3.....	26
2.3.2.4 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камере №4.....	27
2.3.2.5 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камерах №5 и №6.....	28
2.3.3 Эксплуатационные теплопритоки.....	28
2.3.4 Итоговые данные расчета теплопритоков.....	30
2.4 Подбор камерных приборов охлаждения.....	31
2.5 Выбор и размещение основного и вспомогательного оборудования.....	33
2.5.1 Подбор компрессорных агрегатов.....	33
2.5.1.1 Подбор компрессорных агрегатов для камер с температурой кипения $t_0 = -11^{\circ}\text{C}$	33
2.5.1.2 Подбор компрессорных агрегатов для камер с температурой кипения $t_0 = -38^{\circ}\text{C}$	35
2.5.2. Подбор конденсаторов.....	39
2.5.2.1 Подбор конденсатора для температуры кипения $t_0 = -11^{\circ}\text{C}$	39

					<i>AK3.00.00.137.ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Редькин А.Д.</i>			<i>Пояснительная записка</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Комарова Н.А.</i>					3	64
<i>Реценз.</i>		<i>Комарова Н.А.</i>				<i>КемТИПП МФ ХМ-121</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Иваненко О.В.</i>						
<i>Утверд.</i>		<i>Усов А.В.</i>						

2. КОНСТРУКТОРСКО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Расчет и выбор планировки холодильника

Принимаем работу цеха убоя скота по 2-ух сменному графику.

Общая емкость камер холодильника $E_{хол}$, т, определяются по формуле [5]:

$$\begin{aligned} E_{хол} &= 40 \cdot G_{см}; \\ E_{хол} &= 40 \cdot 10 = 400. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Вместимость камер при хранении мяса на подвесных путях $E_{хр. охл. пр. н.п.}$, т, определяется по формуле [5]:

$$\begin{aligned} E_{хр. охл. пр. н.п.} &= 4 \cdot G_{сут.}; \\ E_{хр. охл. пр. н.п.} &= 4 \cdot 20 = 80. \end{aligned} \quad (2.2)$$

Вместимость камер хранения мороженого мяса $E_{кам. хр. охл. пр.}$, т, определяется по формуле [5]:

$$\begin{aligned} E_{кам. хр. охл. пр.} &= 16 \cdot G_{сут.}; \\ E_{кам. хр. охл. пр.} &= 16 \cdot 20 = 320. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Производительность камер замораживания $G'_{сут. кам. замор.}$, т/сут, принимаем ровно 50% от суточной производительности цеха убоя скота,

$$G_{сут. кам. замор.} = 10 \text{ т/сут.}$$

Производительность камер охлаждения $G'_{сут. кам. охл.} = 20$ т/сут.

Определяем количество строительных четырехугольников камер хранения замороженного мяса.

Грузовой объем камер хранения замороженного мяса $V_{гр. кам. хр. зам. пр.}$, м³, определяется по формуле [5]:

$$\begin{aligned} V_{гр. кам. хр. замор. пр.} &= \frac{E_{кам. хр. охл. пр.}}{q_{V_{усл. гр.}}}; \\ V_{гр. кам. хр. замор. пр.} &= \frac{320}{0,35} = 914,28 \end{aligned} \quad (2.4)$$

где $q_{V_{усл}}$ - условная норма загрузки единицы объема, т/м³, $q_{V_{усл}} = 0,35$ [1].

Грузовая площадь камер хранения замороженного мяса $F_{гр. кам. хр. зам. пр.}$, м², определяется по формуле [1]:

$$F_{гр. кам. хр. замор. пр.} = \frac{V_{гр. кам. хр. замор. пр.}}{h_{гр.}}; \quad (2.5)$$

										Лист
										8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

АКЗ.00.00.137.ПЗ

$$F_{гр.кам.хр.замор.пр.} = \frac{914,286}{4} = 228,57$$

где $h_{гр.}$ - грузовая высота, м, $h_{гр.} = 4$.

Строительная площадь камер хранения замороженного мяса $F_{стр.}$, м², определяется по формуле [5]:

$$F_{стр.кам.хр.замор.пр.} = \frac{F_{гр.кам.хр.замор.пр.}}{\beta_F}; \quad (2.6)$$

$$F_{стр.кам.хр.замор.пр.} = \frac{228,571}{0,75} = 304,76$$

Число строительных четырехугольников n , определяется по формуле [5]:

$$n = \frac{F_{стр.кам.хр.замор.пр.}}{f}; \quad (2.7)$$

$$n = \frac{304,762}{72} = 4,23$$

где f - строительная площадь одного строительного четырехугольника при принятой сетке колон: 6×12 . $f = 72 \text{ м}^2$. Принимаем $n = 4$.

Определяем количество строительных четырехугольников камер замораживания мяса.

Строительная площадь камер замораживания мяса $F_{стр.}$, м², определяется по формуле (2.6)

$$F_{стр.кам.замор.} = \frac{G_{сут.кам.замор.} \cdot \tau_{обр.}}{q_F \cdot 24};$$

$$F_{стр.кам.замор.} = \frac{10 \cdot 22}{0,25 \cdot 24} = 36,6$$

где $G_{сут.кам.замор.}$ - производительность камер замораживания т/сут.

$G_{сут.кам.замор.} = 10$;

$\tau_{обр.}$ - время термической обработки, час. $\tau_{обр.} = 22$, [5];

q_F - норма загрузки 1 м подвешенного пути, т/м. $q_F = 0,25$, [5].

Число строительных четырехугольников n , определяется по формуле (2.7):

$$n = \frac{36,6}{72} = 0,51$$

Принимаем $n = 1$.

Определяем количество строительных четырехугольников камер хранения охлажденного мяса.

Строительная площадь камер хранения охлажденного мяса $F_{стр.}$, м², определяется по формуле (2,6):

										Лист
										9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

АКЗ.00.00.137.ПЗ

2.2 Изоляция охлаждаемых помещений

2.2.1 Выбор ограждаемой конструкции.

Принимаем, что здание холодильника - каркасного типа из сэндвич-панелей. В качестве колонны принимаем металлический двутавр сечением 400х400мм, в качестве балок принимаем двутавр сечением 500х300 мм длиной 12м. Высота камер до низа балки 4,8м. Покрытие бесчердачного типа. Полы в камерах с электрообогревом грунта.

Для расчета толщины теплоизоляционного слоя ограждений необходимо знать температуру воздуха внутри камер, а для наружных стен - еще и среднегодовую температуру наружного воздуха. Среднегодовую температуру наружного воздуха принимаем для Промышленновского района равной - 0,4°С.[6] Толщину теплоизоляционного слоя ограждения рассчитываем для всех камер.

Выбираем сэндвич-панели производственной компании ООО "ПрофХолод" с пенополиуретановым утеплением. Технические характеристики представлены в таблице 2.1. [7]

В качестве теплоизоляционного слоя для пола выбираем пенопласт (пенополистерол) листовой ПСБ-С-50. Технические характеристики представлены в таблице 2.2 [8]

Таблица 2.1. Технические характеристики сэндвич панелей PUR ПрофХолод

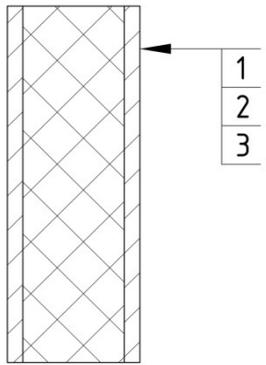
Наименование показателя		Значение					
Тип наполнителя		ППУ(PUR)					
Средняя плотность, кг/м ³		42					
Толщины панелей, мм.		40	80	100	120	150	200
Вес, кг/м ² при толщине металла 0,5 мм	Стеновые	9,5	11,6	12,4	13,2	14,5	16,6
	Кровельные	9,8	11,5	12,3	13,1	14,4	
Максимальная длина, мм		16 000					
Рабочая ширина, мм	Стеновые	1185					
	Кровельные	1000					
Толщина метала, мм		0,50-0,70					
Поверхность метала, мм		профилированная или гладкая					
Стандартное исполнение		RAL 9003 или Zn					
Кoeff. теплопроводности, Вт/м К		0,022					
Кoeff. термич. сопротивления	Стеновые	1,9	3,81	4,76	5,71	7,14	9,52
	Кровельные	2	3,9	4,86	5,81	7,24	

Таблица 2.2. Технические характеристики пенопласта (пенополистерола) листового ПСБ-С-50

Марка	Размер, мм			λ из
	Длина	Ширина	Толщина	$Вт/(м^*С)$
ПСБ-С-50	2000	1000	20-1000	0,04
	1000	1000		
	500	1000		

2.2.2 Определение толщины теплоизоляционного слоя наружных стен.

Таблица 2.3 – Конструкция стеновой сэндвич - панели

	№ слоя	Наименование и материала слоя	Толщина δ , м	Коэф. теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Тепловое сопротивление $\Sigma(\delta_i/\lambda_i)$, (м ² ·К)/Вт
	1	1	Стальной профилированный лист двусторонне оцинкованный	0,0007	54
2	2	Теплоизоляция из пенополиуретана	Требуется определить	0,022	
3	3	Стальной профилированный лист двусторонне оцинкованный	0,0007	54	

В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию стен в камере хранения охлажденной продукции (камера №1) $t_{в}=-1$ °С.

Толщина теплоизоляционного слоя $\delta_{из.рас.}$, м, определяется по формуле [5]:

$$\delta_{из.рас.} = \lambda_{из} \cdot \left[\frac{1}{k_{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_i^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_o} \right) \right]. \quad (2.8)$$

где $\frac{1}{k_{mp}} = R_m$ - сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции, (м²·С)/Вт, из [5] принимаем $R_m=4,7$; α_n , α_o – коэффициент теплоотдачи с наружной и внутренней стороны ограждения, Вт/(м²·К), из [5] принимаем α_n и α_o равными 23 и 9 соответственно; $\frac{\delta_i}{\lambda_i} = R_i$ - сопротивление теплопроводности i-того слоя ограждающей конструкции, (м²·С)/Вт. Принимаем

$\frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0$; $\lambda_{из}$ - коэффициент теплопроводности изоляционного слоя ограждения, Вт/(м·С), принимаем по таблице 2.1 $\lambda_{из} = 0,022$,

$$\delta_{из,рас.} = 0,022 \cdot \left[4,7 - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,1004.$$

Толщину наружной стены необходимо домножить на поправочный коэффициент $k=1,15$, по рекомендации [5]

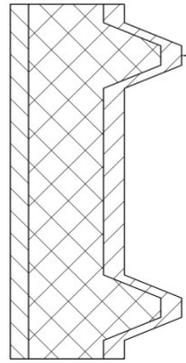
$$\delta_{из,рас.} \cdot 1,15 = 0,1004 \cdot 1,15 \cdot 10^3 = 115,51 \text{ мм}$$

Принимаем сэндвич-панель с толщиной $\delta_{из} = 120 \text{ мм}$, по таблице 2.1. Действительное значение коэффициента теплопередачи k_d , Вт/(м²·С) и действительное сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции R_m , (м²·С)/Вт, принимаем по таблице 2.1.

Перегородки камер холодильника рассчитываем по той же методике, что и внешние стены.

2.2.3 Определение толщины теплоизоляционного слоя покрытий охлаждаемых камер

Таблица 2.4 – Конструкция кровельной сэндвич - панели

	№	Наименование и	Толщина δ ,	Коэф.	Тепловое
	слоя	материала слоя	м	теплопров	сопротивлен
				одности λ ,	ие $\Sigma(\delta_i/\lambda_i)$,
				Вт/(м·К)	(м ² ·К)/Вт
1	1	Стальной профилированный лист двусторонне оцинкованный	0,0007	54	
2					
3					
	2	Теплоизоляция из пенополиуретана	Требуется определить	0,022	
	3	Стальной профилированный лист двусторонне оцинкованный	0,0007	54	

В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию покрытия в камере хранения охлажденной продукции (камера №1) $t_b = -1$ °С. Требуемое сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции R_0 , (м²·К)/Вт, из [5] интерполируя принимаем $R_0 = 5$; коэффициент теплоотдачи с наружной и внутренней стороны ограждения α_n и α_b , Вт/(м²·К), из [5] принимаем равными 23 и 9 соответственно.

Толщина теплоизоляционного слоя $\delta_{из.рас.}$, м, определяется по формуле (2.8):

$$\delta_{из.рас.} = 0,022 \cdot \left[5 - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,107$$

Толщину покрытия необходимо домножить на поправочный коэффициент $k=1,15$.

$$\delta_{из.рас.} \cdot 1,15 = 0,107 \cdot 1,15 \cdot 10^3 = 123,1 \text{ мм}$$

Принимаем сэндвич-панель с толщиной $\delta_{из.} = 120$ мм, по таблице 2.1.
Определим погрешность:

$$\Delta = ((123,1 \cdot 100) / 120) - 100 = 2,583\%$$

Действительное значение коэффициента теплопередачи k_d , Вт/(м²·С) и действительное сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции R_m , (м²·С)/Вт, принимаем по таблице 2.1.

2.2.4 Определение толщины теплоизоляционного слоя полов охлаждаемых камер

Теплоизоляцию полов всех камер принимаем одинаковой. Состав пола показан в таблице 2.5. В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию пола в камере хранения охлажденной продукции (камера №1) $t_b = -1$ °С.

Коэффициент теплопроводности изоляционного слоя ограждения $\lambda_{из}$, Вт/(м·С), $\lambda_{из} = 0,04$, принимаем по таблице 2.2.

Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны ограждения, $\alpha_в$, Вт/(м²·С), принимаем $\alpha_в = 11$, [5].

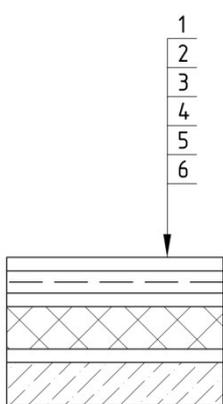
Сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции $\frac{1}{k_o}$, (м²·С)/Вт, $\frac{1}{k_o} = 6,5$, [5].

Сопротивление теплопроводности при расчете пола охлаждаемых камер $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, (м²·К)/Вт:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,08}{1,86} + \frac{0,001}{0,15} + \frac{0,025}{0,98} + \frac{1,35}{0,56} = 2,507$$

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Таблица 2.5 – Конструкция пола охлаждаемых помещений

	№ слоя	Наименование и материала слоя	Толщина δ , м	Коэф. теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Тепловое сопротивление $\Sigma(\delta_i/\lambda_i)$, (м ² ·К)/Вт
	1	Монолитное бетонное покрытие	0,04	1,86	0,022
	2	Армобетонная стяжка	0,08	1,86	0,022
	3	Пароизоляционный слой пергамина	0,001	0,15	-
	4	Плитная теплоизоляция	Требуется определить	0,041	
	5	Цементно-песчаный раствор	0,025	0,98	0,026
	6	Уплотненный песок	1,35	0,56	2,338
	7	Бетонная подготовка с электронагревателями			

Толщина теплоизоляционного слоя $\delta_{из.рас.}$, м, определяется по формуле (2.8):

$$\delta_{из.рас.} = 0,04 \cdot \left[6,5 - \left(2,507 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,156$$

Принимаем изоляцию с толщиной $\delta_{из.} = 160$ мм, по таблице 2.2.

Действительное значение коэффициента теплопередачи k_d , Вт/м², определяется по формуле:

$$k_o = \frac{1}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_{из.}}{\lambda_{из.}}} \quad (2.9)$$

$$k_o = \frac{1}{2,507 + \frac{1}{9} + \frac{160}{0,022}} = 0,152$$

2.2.5 Определение толщины теплоизоляционного слоя внутренних стен и перегородок.

Конструкция внутренних сэндвич-панелей представлена в таблице 2.1. В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию перегородки между

					Лист
					16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

камерами №1 и №2 $t_{в}=-1$ °С и $t_{в}=-25$ соответственно. Требуемое сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции R_0 , $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, из [5] принимаем $R_0 = 3,89$; коэффициент теплоотдачи с наружной и внутренней стороны ограждения α_n и α_v , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, из [5] принимаем равными 9 и 9 соответственно.

Коэффициенты теплоотдачи с наружной и внутренней стороны ограждения, α_n , α_v , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{С})$, $\alpha_n = 9$; $\alpha_v = 9$, [5].

Сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции $\frac{1}{k_o}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{С})/\text{Вт}$, $\frac{1}{k_o} = 3,89$, [5].

Толщина теплоизоляционного слоя $\delta_{\text{из.рас.}}$, м, определяется по формуле (2.1):

$$\delta_{\text{из.рас.}} = 0,022 \cdot \left[3,89 - \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,0807.$$

Принимаем сэндвич-панель с толщиной $\delta_{\text{из}} = 100$ мм, по таблице 2.1.

Действительное значение коэффициента теплопередачи k_d , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{С})$ и действительное сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции R_m , $(\text{м}^2 \cdot \text{С})/\text{Вт}$, принимаем по таблице 2.1.

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Таблица 2.6. Расчет толщины теплоизоляционного слоя.

№ кам	Ограждения	$R_{тр}$	а н.	а вн	δ из рас	δ из δ	к д	Р д
		$\frac{м^2 \cdot C}{Вт}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot C}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot C}$	м	м	$\frac{Вт}{м^2 \cdot C}$	$\frac{м^2 \cdot C}{Вт}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	СНЗ	4,7	23	9	0,1	0,12	0,175	5,7
	Перегородка с камерой № 2	3,8	9	9	0,08	0,1	0,21	4,7
	Стена в восточный коридор	4,3	9	9	0,09	0,1	0,21	4,7
	Стена в южный коридор	2,5	8	9	0,05	0,08	0,21	3,8
	Пол	6,5	-	9	0,15	0,16	0,151	6,6
	Потолок	5	23	9	0,10	0,12	0,179	5,8
2	СНЗ	4,7	23	9	0,1	0,12	0,175	5,7
	СНС	4,7	23	9	0,1	0,12	0,175	5,7
	Стена в восточный коридор	4,3	9	9	0,09	0,1	0,21	4,7
	Перегородка с камерой №1	3,8	9	9	0,08	0,1	0,21	4,7
	Пол	6,5	-	9	0,155	0,16	0,151	6,6
	Потолок	5	23	9	0,11	0,12	0,179	5,8
3	Стена в западный коридор	4,6	9	9	0,09	0,1	0,21	4,7
	СНС	4,7	23	9	0,1004	0,12	0,175	5,71
	Стена в восточный коридор	4,6	9	9	0,09	0,1	0,21	4,7
	Перегородка с кам№4	1,7	11	9	0,03	0,04	0,526	1,9
	Пол	6,5	-	11	0,16	0,16	0,151	6,6
	Потолок	5	23	9	0,11	0,12	0,179	5,8

где СНЗ - стена наружная западая; СНС - стена наружная северная.

Продолжение Таблица 2.6

№ кам	Ограждения	<i>R тр</i>	<i>a н.</i>	<i>a вн</i>	<i>δ из рас</i>	<i>δ из δ</i>	<i>к д</i>	<i>R д</i>
		$\frac{м^2 \cdot C}{Вт}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot C}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot C}$	м	м	$\frac{Вт}{м^2 \cdot C}$	$\frac{м^2 \cdot C}{Вт}$
4	Перегородка с камерой №3	1,7	11	9	0,03	0,04	0,526	1,9
	Стена в восточный коридор	4,6	9	9	0,09	0,1	0,21	4,7
	Перегородка с камерой №5	4,1	11	9	0,08	0,1	0,21	4,7
	Пол	6,5	-	11	0,16	0,16	0,151	6,6
	Потолок	5	23	9	0,12	0,12	0,179	5,8
5	Стена в западный коридор	4,6	9	9	0,09	0,1	0,21	4,76
	Перегородка с камерой №4	4,1	11	11	0,08	0,1	0,21	4,76
	Стена в восточный коридор	4,6	9	9	0,09	0,1	0,21	4,76
	Перегородка с камерой №6	2,020	11	9	0,04	0,08	0,262	3,81
	Пол	6,5	-	11	0,14	0,16	0,151	6,6
	Потолок	5	23	9	0,10	0,12	0,179	5,8
6	Стена в западный коридор	4,6	9	9	0,09	0,1	0,21	4,7
	Перегородка с камерой №5	2,020	11	9	0,04	0,08	0,262	3,8
	Стена в восточный коридор	4,6	9	9	0,09	0,1	0,21	4,7
	Стена в южный коридор	2,760	8	9	0,05	0,08	0,262	3,8
	Пол	6,5	-	11	0,14	0,16	0,151	6,6
	Потолок	5	23	9	0,10	0,12	0,179	5,8

2.3 Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения

Суть расчета теплопритоков заключается в учете количества теплоты поступающего в охлаждаемое помещение от различных источников теплоты. Теплопритоки оказывают отрицательное влияние на установку и поддержание заданного теплового режима в охлаждаемом объекте.

Исходя из вида охлаждаемой продукции в охлаждаемое помещение проникают и возникают в нем следующие виды теплопритоков, которые суммируются и определяют тепловую нагрузку на камерное оборудование:

1. Q_1 - от окружающей среды через ограждения;
2. Q_2 - от продуктов при холодильной обработке;
3. Q_4 - эксплуатационный от различных источников.

Суммарный теплоприток $Q_{об}$, кВт, определяется по формуле [5]:

$$Q_{об} = Q_1 + Q_2 + Q_4; \quad (2.10)$$

Сумма теплопритоков на группу камер с примерно одинаковой температуры кипения хладагента в приборах охлаждения определяет тепловую нагрузку на компрессор и определяется по формуле [5]:

$$Q_{км(то)} = \sum_{i=1}^n Q_{1км} + \sum_{i=1}^n Q_{2км} + \sum_{i=1}^n Q_{4км}; \quad (2.11)$$

где n - число охлаждаемых помещений, камерное оборудование которых работает с одной температурой кипения

2.3.1 Теплоприток от окружающего воздуха через ограждения охлаждаемых помещений.

Теплота от окружающей среды проникает внутрь охлаждаемых помещений в результате действия двух процессов: теплопередачи через ограждения вследствие наличия разности температур окружающей среды t_n и воздуха в камере $t_{пм}$, а также поглощение наружной поверхностью ограждений теплоты солнечной радиации. Теплоприток от окружающей среды Q_1 , кВт, определяется по формуле [5]:

$$Q_1 = Q_{1т} + Q_{1с}; \quad (2.12)$$

Общий теплоприток $Q_{1т}$ в данное охлаждаемое помещение является суммой теплопритоков через каждое из ограждений ограничивающих это помещение.

Теплоприток от разности температур Q_1 , кВт, определяется по формуле [5]:

$$Q_1 = k_d \cdot F \cdot (t_n - t_{пм}); \quad (2.13)$$

						Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где F - площадь теплопередающей поверхности ограждения, м^2
 k_{∂} - действительный коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{С})$
 Температуру наружного воздуха t_n , $^{\circ}\text{С}$, определяют по формуле [5]:

$$t_n = 0,4 \cdot t_{\text{ср.мес.}} + 0,6 \cdot t_{\text{абмакс}} + 10; \quad (2.14)$$

$$t_n = 0,4 \cdot 24,5 + 0,6 \cdot 38 + 10 = 42,6$$

Принимаем $t_n = 43,^{\circ}\text{С}$.

где $t_{\text{ср.мес}}$ - среднемесячная температура самого жаркого месяца, $^{\circ}\text{С}$
 $t_{\text{ср.мес}} = 24,5^{\circ}\text{С}$ [6];

$t_{\text{абмакс}}$ - температура абсолютного максимума, $^{\circ}\text{С}$, $t_{\text{абмакс}} = 38^{\circ}\text{С}$ [6].

Теплоприток через пол, расположенный на грунте и имеющий обогревательные устройства Q_{1m} , кВт, рассчитывается по формуле [5]:

$$Q_{1m} = k_{\partial} \cdot F \cdot (t_{\text{ср}} - t_{\text{нм}}); \quad (2.15)$$

где $t_{\text{ср}}$ - средняя температура слоя с нагревательными устройствами. $t_{\text{ср}} = 1^{\circ}\text{С}$

Теплоприток от солнечной радиации через покрытие холодильной камеры № 1 Q_{1c} , кВт, определяют по формуле [5]:

$$Q_{1c} = k_{\partial} \cdot F \cdot \Delta t_c; \quad (2.16)$$

где Δt_c - избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации в летнее время, $^{\circ}\text{С}$. $\Delta t_c = 7,3$ [1].

Площади теплопередающих поверхностей ограждений определяем по рисунку 2.1 и заносим в таблицу 2.7.

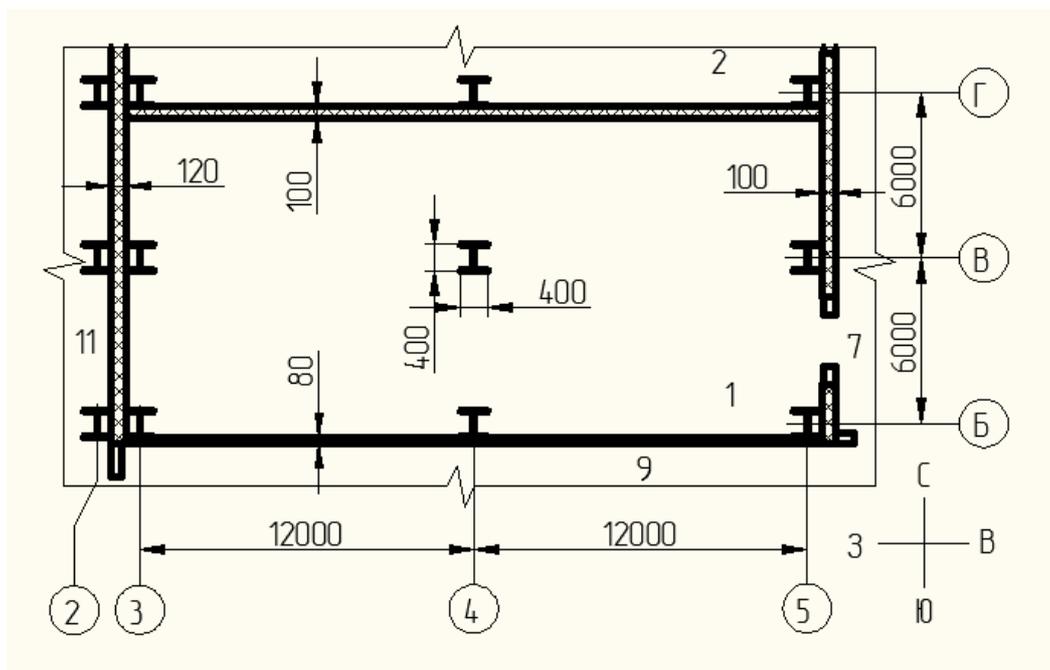


Рисунок 2.1. Камера №1

					Лист
					21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Таблица 2.7 Площади теплопередающих поверхностей ограждений кам. №1.

Ограждение	Длины						<i>H</i>	<i>F_{огр}</i>
	м						м	м ²
СНЗ	0,08	0,2	6	6	-0,2	-0,05	5,3	63,75
Перегородка с кам. № 2	0,06	0,2	12	12	0,2	0,05	5,3	129,90
Стена в восточный коридор	-0,2	-0,05	6	6	0,2	0,08	5,3	63,75
Стена в южный коридор	0,05	0,2	12	12	0,2	0,12	5,3	130,22
Пол	0,2	6	6	-0,2	-0,05	0	-	292,18
	0,2	12	12	0,2	0,05	0	-	
Потолок								292,18

Теплоприток через стену наружную западную (СНЗ) Q_{1m} , кВт, рассчитывается по формуле (2.13).

$$Q_{1m} = 0,175 \cdot 63,75 \cdot (43 - (-1)) \cdot 10^{-3} = 0,49.$$

Теплоприток через перегородку с камерой № 2 Q_{1m} , кВт, рассчитывается по формуле (2.13).

$$Q_{1m} = 0,21 \cdot 129,90 \cdot (-25 - (-1)) \cdot 10^{-3} = -0,65.$$

Теплоприток через стену, выходящую в восточный коридор Q_{1m} , кВт, рассчитывается по формуле (2.13).

$$Q_{1m} = 0,21 \cdot 63,75 \cdot (5 - (-1)) \cdot 10^{-3} = 0,08.$$

Теплоприток через стену, выходящую в южный коридор Q_{1m} , кВт, рассчитывается по формуле (2.13).

$$Q_{1m} = 0,262 \cdot 130,22 \cdot (30,52 - (-1)) \cdot 10^{-3} = 1,09.$$

Теплоприток через покрытие Q_{1m} , кВт, рассчитывается по формуле (2.13).

$$Q_{1m} = 0,179 \cdot 292,18 \cdot (43 - (-1)) \cdot 10^{-3} = 2,30$$

Теплоприток через пол, расположенный на грунте и имеющий обогревательные устройства Q_{1m} , кВт, рассчитывается по формуле (2.15):

$$Q_{1m} = 0,151 \cdot 292,18 \cdot (1 - (-1)) \cdot 10^{-3} = 0,088.$$

									Лист
									22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Теплоприток от солнечной радиации через покрытие холодильной камеры № 1 Q_{1c} , кВт, определяют по формуле (2.16):

$$Q_{1c} = 0,179 \cdot 292,18 \cdot 7,3 \cdot 10^{-3} = 0,38$$

Результаты расчетов теплопритоков через ограждающие конструкции сводим в таблицу 2.8.

Значение общего теплопритока Q_1 для камер №1, №5, №6, работающих с температурой кипения $t_0 = -11$ °С, заносим в таблицу 3.10.

Значение общего теплопритока Q_1 для камер №2, №3, №4, работающих с температурой кипения $t_0 = -38$ °С, заносим в таблицу 3.11

Таблица 2.8. Теплоприток от окружающего воздуха через ограждающие конструкции

№ кам	Ограждение	K_d	$F_{огр}$	$t_{нар}$	$t_{кам}$	Δt_c	Q_{1T}	Q_{1c}	$Q_{1общ}$
		Вт/(м ² *К)	м ²	°С	°С	°С	кВт	кВт	кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	СНЗ	0,175	63,76	43	-1	-	0,491	-	3,782
	Перегородка с камерой № 2	0,210	129,90	-25	-1	-	-	0,655	
	Стена в восточный коридор	0,210	63,76	5	-1	-	0,080	-	
	Стена в южный коридор	0,262	130,22	31	-1	-	1,094	-	
	Пол	0,151	292,18	1	-1	-	0,088	-	
	Потолок	0,179	292,18	43	-1	7,33	2,300	0,383	
2	СНЗ	0,175	66,62	43	-25	-	0,793	-	8,664
	СНС	0,175	130,22	43	-25	-	1,551	-	
	Стена в восточный коридор	0,210	65,24	5	-25	-	0,411	-	
	Перегородка с камерой №1	0,210	129,90	-1	-25	-	0,655	-	
	Пол	0,151	301,96	1	-25	-	1,184	-	
	Потолок	0,179	301,96	43	-25	7,33	3,674	0,396	

Продолжение Таблица 2.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3	Стена в западный коридор	0,210	32,33	5	-30	-	0,238	-	2,750
	СНС	0,175	66,52	43	-30	-	0,850	-	
	Стена в восточный коридор	0,210	32,33	5	-30	-	0,238	-	
	Перегородка с камерой №4	0,526	66,52	-30	-30	-	0,000	-	
	Пол	0,151	74,75	1	-30	-	0,349	-	
	Потолок	0,179	74,75	43	-30	7,33	0,976	0,098	
	Стена в западный коридор	0,210	31,64	5	-30	-	0,233	-	
Перегородка с камерой №3	0,526	66,52	-30	-30	-	0,000	-		
Стена в восточный коридор	0,210	31,64	5	-30	-	0,233	-		
Перегородка с камерой №5	0,210	66,52	-3	-30	-	0,377	-		
Пол	0,151	74,63	1	-30	-	0,349	-		
Потолок	0,179	74,63	43	-30	7,33	0,975	0,098		
5	Стена в западный коридор	0,210	31,85	5	-3	-	0,054	-	0,492
	Перегородка с камерой №4	0,210	66,52	-30	-3	-	-0,37	-	
	Стена в восточный коридор	0,210	31,85	5	-3	-	0,054	-	
	Перегородка с камерой №6	0,262	66,52	-3	-3	-	0,000	-	
	Пол	0,151	75,13	1	-3	-	0,045	-	
	Потолок	0,179	75,13	43	-3	7,33	0,618	0,099	

Продолжение Таблица 2.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6	Стена в западный коридор	0,210	34,56	5	-3	-	0,058	-	1,022
	Перегородка с камерой №5	0,262	66,52	-3	-3	-	0,000	-	
	Стена в восточный коридор	0,210	34,56	5	-3	-	0,058	-	
	Стена в южный коридор	0,262	66,52	5,6	-3	-	0,150	-	
	Пол	0,151	74,50	1	-3	-	0,045	-	
	Потолок	0,179	74,50	43	-3	7,33	0,613	0,098	
	СНС	0,175	29,15	43	5	-	0,193	-	
Перегородка с кам.№ 2	0,210	66,88	-25	5	-	-0,42	-		
Перегородка с кам.№ 3 и №4	0,210	64,50	-30	5	-	-0,47	-		
Перегородка с кам.№ 1	0,210	63,49	-1	5	-	-0,08	-		
Перегородка с кам.№ 5 и №6	0,210	66,40	-3	5	-	-0,11	-		
Перегородка с южным коридором	0,262	29,15	26,6	5	-	0,165	-		
Пол	0,151	135,3	1	5	-	-0,08	-		
Потолок	0,179	135,3	43	5	7,33	0,919	0,177		
КВ	СНС	0,175	32,171	43	5	-	0,214	-	1,803
	СНВ	0,175	130,38	43	5	-	0,867	-	
	Перегородка с южным коридором	0,262	32,171	26,6	5	-	0,182	-	
	Перегородка с кам.№ 5 и №6	0,210	66,40	-3	5	-	-0,11	-	
	Перегородка с кам.№ 3 и №4	0,210	63,97	-30	5	-	-0,47	-	
	Пол	0,151	149,32	1	5	-	-0,09	-	
	Потолок	0,179	149,32	43	5	7,33	1,01	0,195	

где КЗ - коридор западный; КВ - коридор восточный

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

2.3.2 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке

2.3.2.1 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камере №1

Теплоприток от продуктов $Q_{2п}$, кВт, при холодильной обработке в камерах хранения охлажденного мяса определяется по формуле [5]:

$$Q_{2п} = \frac{M_{сут} \cdot (h_n - h_k) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600}, \quad (2.17)$$

где $M_{сут}$ - суточное поступление продуктов в камеру хранения, т/сут.

h_n , h_k - удельные энтальпии продукта соответственно до и после термообработки, соответствующие начальной и конечной температурам продукта, кДж/кг. $h_n=224$ кДж/кг, $h_k=170$ кДж/кг при $t_n=4$ °С, $t_k=-1$ °С, [5].

Суточное поступление продуктов в камеру хранения $M_{сут}$, т/сут, определяются по формуле [5]:

$$\begin{aligned} M_{сут} &= 0,08 \cdot E_{\text{кам.хр.охл.пр.}}; \\ M_{сут} &= 0,08 \cdot 80 = 6,4 \\ Q_{2п} &= \frac{6,4 \cdot (224 - 170) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} = 4 \end{aligned} \quad (2.18)$$

2.3.2.2 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камере №2

Суточное поступление продуктов в камеру хранения $M_{сут}$, т/сут, определяются по формуле (2.18):

$$M_{сут} = 0,08 \cdot 320 = 25,6.$$

Удельные энтальпии продукта $h_n=34,8$ кДж/кг, $h_k=0$ кДж/кг при $t_n=-8$ °С, $t_k=-25$ °С, [1].

Теплоприток от продуктов $Q_{2п}$, кВт, при холодильной обработке в камерах хранения замороженного мяса определяется по формуле (2.17):

$$Q_{2п} = \frac{25,6 \cdot (34,8 - 0) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} = 10,31.$$

2.3.2.3 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камере №3

Так как замороженные субпродукты хранятся в пластмассовых ящиках теплоприток в камеру складывается из двух: теплопритока от продукта и теплопритока от тары и определяется по формуле [5]:

						Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q_2 = Q_{2п} + Q_{2т}; \quad (2.19)$$

Суточное поступление продуктов в камеру хранения принимаем: $M_{сум} = 2,8$ т/сут;

Удельные энтальпии продукта $h_n = 308,4$ кДж/кг, $h_k = 4,6$ кДж/кг при $t_n = 32$ °С, $t_k = -18$ °С, [5].

Теплоприток от продуктов $Q_{2п}$, кВт, при холодильной обработке в камерах хранения замороженного мяса определяется по формуле (2.17):

$$Q_{2п} = \frac{2,8 \cdot (308,4 - 4,6) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} = 9,84.$$

Теплоприток от тары $Q_{2т}$, кВт, определяется по формуле [5]:

$$Q_{2т} = \frac{M_T \cdot c_T (t_n - t_k) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600}, \quad (2.20)$$

где M_T – суточное поступление тары, принимаемое пропорционально суточному поступлению продукта, т/сут. Суточное поступление тары принимаем равным 20% от суточного поступления субпродуктов в камеру хранения замороженных субпродуктов. $M_T = 0,56$, т/сут.

c_T – удельная теплоемкость тары, кДж/(кг·К). Для пластмассы $c_T = 2,09$ кДж/(кг·К) [5];

t_1, t_2 – начальная и конечная температуры тары, $t_n = 32$ °С, $t_k = -18$ °С, [5].

$$Q_{2т} = \frac{0,56 \cdot 2,09 \cdot (32 - (-18)) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} = 0,68;$$

$$Q_2 = 9,84 + 0,68 = 10,52.$$

2.3.2.4 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камере №4

Теплоприток от продуктов $Q_{2п}$, кВт, при холодильной обработке в камерах замораживания периодического действия определяется по формуле [5]:

$$Q_{2п} = \frac{1,3 G'_{сут} \cdot (h_n - h_k) \cdot 10^3}{\tau_{обр} \cdot 3600}, \quad (2.21)$$

$$Q_{2п} = \frac{1,3 \cdot 20 \cdot (318 - 34,8) \cdot 10^3}{27 \cdot 3600} = 160,71,$$

где $G'_{сут}$ – суточная производительность камер холодильной обработки, (т/сут). $G'_{сут} = 20$ т/сут.;

						Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

h_n, h_k – удельные энтальпии продукта соответственно до и после термообработки, кДж/кг, соответствующие начальной и конечной температурам продукта, $h_n=318$ кДж/кг, $h_k=34,8$ кДж/кг при $t_n=35$ °С, $t_k=-8$ °С, [5].

1,3 – коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки;

$\tau_{обр}$ – продолжительность холодильной обработки, ч/сут. Принимаем $\tau_{обр}=27$ ч/сут.

2.3.2.5 Теплоприток от продуктов при холодильной обработке в камерах №5 и №6

Теплоприток от продуктов $Q_{2п}$, кВт, при холодильной обработке в камерах охлаждения периодического действия определяется по формуле (2.21):

Суточная производительность камер холодильной обработки, (т/сут). $G'_{сут}=20$ т/сут.

Удельные энтальпии продукта, $h_n=318$ кДж/кг, $h_k=224$ кДж/кг при $t_n=35$ °С, $t_k=4$ °С, [5].

$\tau_{обр}$ – продолжительность холодильной обработки, ч/сут. Принимаем $\tau_{обр}=16$ ч/сут.

$$Q_{2п} = \frac{1,3 \cdot 20 \cdot (318 - 224) \cdot 10^3}{16 \cdot 3600} = 42,43$$

Значение общего теплопритока Q_2 для камер №1, №5, №6, и западного и восточного коридоров работающих с температурой кипения $t_0=-11$ °С, заносим в таблицу 2.10

Значение общего теплопритока Q_2 для камер №2, №3, №4, работающих с температурой кипения $t_0=-38$ °С, заносим в таблицу 2.11

2.3.3 Эксплуатационные теплопритоки

Эксплуатационные теплопритоки Q_4 связаны с обслуживанием охлаждаемых помещений. К ним относятся теплопритоки: от освещения камер Q_4^I , от пребывания людей, Q_4^{II} , от работы электродвигателей Q_4^{III} , от открывания дверей в камеру Q_4^{IV} .

Расчет эксплуатационных теплопритоков рассмотрим на примере камеры № 1.

Теплоприток от электрического освещения Q_4^I ,к Вт, определяется по формуле [5]:

$$Q_4^I = q_4' \cdot F_n, \quad (2.22)$$

$$Q_4^I = 2,3 \cdot 292,17 = 0,67$$

где q_4' – относительная мощность осветительных приборов, Вт/м²; Принимаем $q_4'=2,3$ Вт/м², [5];

						Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

F_n – площадь пола охлаждаемого помещения, m^2 .

Теплоприток от двигателей Q_4^{II} , кВт, определяется по формуле [5]:

$$Q_4^{\text{II}} = q_4'' \cdot F_n, \quad (2.23)$$
$$Q_4^{\text{II}} = 10 \cdot 292,17 = 2,92.$$

где q_4'' – относительная мощность электродвигателей, $Вт/м^2$. Принимаем $q_4'' = 10 \text{ Вт/м}^2$. [5].

Теплоприток от тепловыделений людей Q_4^{III} , кВт, определяется по формуле [5]:

$$Q_4^{\text{III}} = 350 \cdot n; \quad (2.24)$$
$$Q_4^{\text{III}} = 350 \cdot 3 = 1,05.$$

где n – число работающих. Принимаем $n = 3$, [5].

Теплоприток при открывании дверей в охлаждаемые помещения Q_4^{IV} , Вт, определяется по формуле [5]:

$$Q_4^{\text{IV}} = \beta \cdot q_{\text{дп}} \cdot F_{\text{дп}} \cdot (1 - \eta) \quad (2.25)$$

где $q_{\text{дп}}$ – плотность теплового потока, среднего за время проведения грузовых операций, отнесенного к площади дверного проема при отсутствии средств тепловой защиты, $кВт/м^2$; Значения плотности теплового потока $q_{\text{дп}}$ для охлаждаемых помещений, не имеющих непосредственного выхода на улицу, определяют по графику. Принимаем $q_{\text{дп}} = 1,4$ [5];

$F_{\text{дп}}$ – площадь дверного проема, $м^2$;

β – коэффициент, учитывающий длительность и частоту проведения грузовых операций. Принимаем $\beta = 0,15$ [5];

η – коэффициент эффективности средств тепловой защиты, Принимаем $\eta = 0,6$ [5].

$$Q_4^{\text{IV}} = 0,15 \cdot 1,4 \cdot 292,17 \cdot (1 - 0,6) = 0,18$$

Общий теплоприток для камеры $Q_{4 \text{ об.}}$, кВт, определяется по формуле [5]:

$$Q_{4 \text{ об.}} = Q_4^{\text{I}} + Q_4^{\text{II}} + Q_4^{\text{III}} + Q_4^{\text{IV}}; \quad (2.26)$$
$$Q_{4 \text{ об.}} = 0,67 + 2,92 + 1,05 + 0,18 = 4,83.$$

Эксплуатационные теплопритоки для остальных камер рассчитываются по аналогии и сводятся в таблицу 2.9

						Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 2.9 Сводная таблица эксплуатационных теплопритоков.

№ кам	F	q' ₄	q'' ₄	β	q _{дп}	Q _{4I}	Q _{4II}	Q _{4III}	Q _{4IV}	ΣQ ₄
	м ²	Вт/м ²	Вт/м ²		кВт/м ²	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт
1	292,18	2,3	10	0,15	1,4	0,67	2,92	1,05	0,18	4,83
2	301,96	2,3	10	0,15	7,5	0,69	3,01	1,05	0,99	5,76
3	74,75	2,3	10	0,15	9,5	0,17	0,74	0,7	1,89	3,51
4	74,63	4,7	100	1	8,5	0,35	7,46	0,7	11,32	19,83
5	75,13	4,7	100	1	1,6	0,35	7,51	0,7	2,13	10,69
6	74,50	4,7	100	1	1,6	0,35	7,45	0,7	2,13	10,63
ЗК	135,30	4,7	10	1	1,2	0,63	1,35	0,7	1,06	3,75
ВК	149,32	4,7	10	1	1,2	0,70	1,49	0,7	1,06	3,96

2.3.4 Итоговые данные расчета теплопритоков

Суммарные значения теплопритоков для камер с температурой кипения t₀=-11 °С представлены в таблице 2.10

Таблица 2.10 Суммарные значения теплопритоков для камер с температурой кипения t₀=-11 °С

№ кам	ΣQ ₁	ΣQ ₂	ΣQ ₄	ΣQ
	кВт			
Камера №1	3,78	4	4,83	12,61
Камера №5	0,49	42,43	10,69	53,61
Камера №6	1,02	42,43	10,63	54,08
Коридор западный	0,28	-	3,75	4,04
Коридор восточный	1,8	-	3,96	5,76
Суммарный теплоприток	7,38	88,86	33,87	-

В холодильниках с централизованной системой охлаждения тепловая нагрузка на компрессор Q_{км}, кВт, для охлаждаемых объектов с температурой кипения t₀ = -11 °С, определяется по формуле [5]:

$$Q_{км} = 0,6 \sum Q_1 + \sum Q_2 + 0,5 \sum Q_4; \quad (2.27)$$

$$Q_{км} = 0,6 \cdot 7,38 + 88,86 + 0,5 \cdot 33,87 = 110,23$$

Расчетную (требуемую) холодопроизводительность для подбора компрессора для температуры кипения t₀=-11 °С, определяют по формуле [5]:

$$Q_{0уст} = k \cdot Q_{км}; \quad (2.28)$$

$$Q_{0уст} = 1,094 \cdot 110,23 = 115,96;$$

						Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где k – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах холодильной установки. Принимаем с учетом линейной интерполяции $k=1,094$

Суммарные значения теплопритоков для камер с температурой кипения $t_0=-38\text{ }^\circ\text{C}$ представлены в таблице 2.11

Таблица 2.11 Суммарные значения теплопритоков для камер с температурой кипения $t_0=-38\text{ }^\circ\text{C}$

№ кам	ΣQ_1	ΣQ_2	ΣQ_4	ΣQ
	кВт			
Камера №2	8,66	10,31	5,76	24,73
Камера №3	2,74	10,53	3,51	16,79
Камера №4	2,64	160,71	19,84	182,81
Суммарный теплоприток	13,68	181,55	29,12	-

В холодильниках с централизованной системой охлаждения тепловая нагрузка на компрессор $Q_{\text{км}}$, кВт для охлаждаемых объектов с температурой кипения $t_0 = -38\text{ }^\circ\text{C}$, определяется по формуле [5]:

$$Q_{\text{км}} = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + 0,75 \Sigma Q_4; \quad (2.29)$$

$$Q_{\text{км}} = 13,68 + 181,55 + 0,75 \cdot 29,12 = 217,06$$

Расчетную (требуемую) холодопроизводительность для подбора компрессора для температуры кипения $t_0=-38\text{ }^\circ\text{C}$, определяют по формуле (2.30):

$$Q_{\text{уст}} = 1,052 \cdot 217,06 = 237,46$$

Принимаем с учетом линейной интерполяции $k=1,052$ [5].

2.4 Подбор камерных приборов охлаждения

Для охлаждения воздуха в камерах используем воздухоохладители фирмы GUNTNER марки GNH, в коридорах - двухпоточные воздухоохладители фирмы AlfaLaval серии Top.

Расчет воздухоохладителя состоит в определении площади его теплопередающей поверхности $F_{\text{во.т.}}$, м^2 , определяемой по формуле [5]:

$$F_{\text{во.т.}} = \frac{Q_{\text{об}}}{k \cdot \theta}, \quad (2.31)$$

где $Q_{\text{об}}$ - тепловой поток через воздухоохладитель, кВт;

θ - температурный напор между воздухом охлаждаемого помещения и кипящим хладагентом;

k - коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, Вт/(м²·К). При значениях температурного напора, отличающегося от 10, коэффициент теплопередачи k нужно умножить на поправку $(\theta_{\text{во}}/10)^{0.22}$.

Воздухоохладители подбираем по каталогам фирм производителей с учетом что $F_{\text{во.д.}} > F_{\text{во.т.}}$ и длина струи больше или равна длине камеры.

Температурный напор между воздухом охлаждаемого помещения и кипящим хладагентом θ , определяется по формуле:

$$\theta = t_{\text{кам}} - t_{\text{о}}, \quad (2.32)$$

Подбор воздухоохладителей покажем на примере камеры №1

Принимаем $Q_{\text{об}} = 12,61$ кВт, по таблице (2.10).

Температурный напор между воздухом охлаждаемого помещения и кипящим хладагентом θ , определяется по формуле (2.32):

$$\theta = -1 - (-11) = 10.$$

Принимаем $k = 21,63$, Вт/(м²·К) [5].

Площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{во.т.}}$, м², определяется по формуле (2.31):

$$F_{\text{во}} = \frac{12,61 \cdot 1000}{21,63 \cdot 10} = 58,35$$

По каталогам фирм Guntner и Alfalaval, см. [10], [11]; принимаем 4 воздухоохладителя с общей площадью теплопередающей поверхности $F_{\text{во.д.}} = 83,2$ м². Результаты остальных расчетов сводим в таблицу 2.12

Таблица 2.12 Сводная таблица расчета воздухоохладителей

№ камеры	Тип воздухоохладителя	Кол-во воздухоохладителей	Площадь поверхности теплообмена	Объемный расход воздуха	Длина струи	Объем труб	Кол-во вентиляторов
		шт.	м ²	м ³ /ч	м	дм ³	шт.
№1	040.2F/110-ENW50	4	20,8	3210	13	9	1
№5	050.2E/24-ENS50	2	168,2	12940	21	24,7	2
№2	071.2E/112-AND50	2	52,9	12770	33	23,9	1
№3	071.2F/112-AND50	2	63,5	12600	33	28,7	1
№4	080.2E/34-AND50	2	692	51840	44	101,9	3
№6	050.2E/24-ENS50	2	168,2	12940	21	24,7	2
Западный коридор	TGL 33	1	22,9	2840	10	3,1	2
Восточный коридор	TGL 33	1	22,9	2840	10	3,1	2

2.5 Выбор и размещение основного и вспомогательного оборудования

2.5.1 Подбор компрессорных агрегатов

Для снабжения холодильника убойного цеха холодом используем две централизованные холодильные установки с непосредственным охлаждением. Для камер охлаждения и хранения охлажденного мяса с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ и для камер заморозки и хранения замороженной продукции с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем винтовые компрессорные агрегаты работающие на фреоне R 404a. Подбор компрессорных агрегатов производится по расчетной холодопроизводительности Q_{op} для каждой температуры кипения. [5]

Камеры с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ работают по одноступенчатому циклу. А камера с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ работает по двухступенчатому циклу с одноступенчатым компрессором и теплообменником - экономайзером. Температуру конденсации принимаем на 12°C выше наружной расчетной летней. $t_k = 45^\circ\text{C}$. [5]

2.5.1.1 Подбор компрессорных агрегатов для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$.

На основании принятой схемы и расчетного режима строим холодильный цикл в термодинамической диаграмме фреона R 404a. Цикл изображен на рисунке 2.2. Параметры узловых точек цикла, необходимые для теплового расчета, сведены в таблицу 2.13.

Перегрев на всасывании Δt_{bc} , $^\circ\text{C}$, принимаем равным 10°C .

Температура точки t_1 , $^\circ\text{C}$, определяется по формуле [5]:

$$\begin{aligned} t_1 &= t_0 + \Delta t_{bc}, \\ t_1 &= -11 + 10 = -1. \end{aligned} \quad (2.33)$$

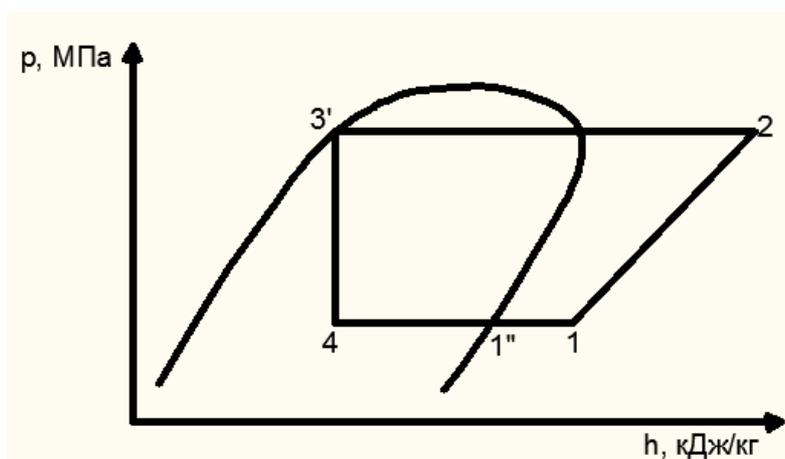


Рисунок 2.2 - Цикл одноступенчатой холодильной машины

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	33

Таблица 2.13 - Параметры узловых точек

№ точки	t, °С	P, МПа	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	v, м ³ /кг
1''	-11	0,42	360	1,62	0,05
1	-1	0,42	370	1,65	0,052
2	58	2,05	405	1,65	0,01
3'	45	2,05	275	-	-
4	-11	0,42	275	1,27	-

Удельная массовая холодопроизводительность q_0 , кДж/кг, определяются по формуле [5]:

$$q_0 = h_{1''} - h_4, \quad (2.34)$$

$$q_0 = 360 - 275 = 85.$$

Удельная работа сжатия в винтовом компрессоре l_T , кДж/кг, рассчитывается по формуле [5]:

$$l_T = h_2 - h_1, \quad (2.35)$$

$$l_T = 405 - 360 = 45.$$

Удельная тепловая нагрузка на конденсатор q_k , кДж/кг, рассчитывается по формуле [5]:

$$q_k = h_2 - h_{3'}, \quad (2.36)$$

$$q_k = 405 - 275 = 130.$$

Массовый расход хладагента G_T , кг/с, рассчитывается по формуле [5]:

$$G_T = Q_0 / q_0, \quad (2.37)$$

$$G_T = 115,96 / 85 = 1,36$$

где Q_0 – требуемая холодопроизводительность компрессора, кВт.

Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора V_T , м³/с, рассчитывается по формуле [5]:

$$V_T = G_T \cdot v_1 / \lambda, \quad (2.38)$$

где v_1 – удельный объем всасываемого пара, м³/кг;

λ – коэффициент подачи компрессора, определяемый в зависимости от отношения давлений P_k/P_0 для винтовых компрессоров согласно [1]. $P_k/P_0 = 2,05/0,42 = 4,88$, следовательно $\lambda = 0,69$.

$$V_T = 1,36 \cdot 0,052 / 0,69 = 0,102.$$

Принимаем на $t_0 = -11 \text{ }^\circ\text{C}$ два винтовых компрессора Bitzer марки HSK746-80 с $V_{\text{км}} = 0,061 \text{ м}^3/\text{с. см}$ [12].

Действительный массовый расход хладагента в компрессоре $G_{\text{км}}$, кг/с, рассчитывается по формуле [5]:

$$\begin{aligned} G_{\text{км}} &= \lambda \cdot V_{\text{км}} / v_1, \\ G_{\text{км}} &= 0,69 \cdot 0,122 / 0,52 = 1,62. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Действительная холодопроизводительность компрессора $Q_{\text{од}}$, кВт, рассчитывается по формуле [5]:

$$\begin{aligned} Q_{\text{од}} &= G_{\text{км}} \cdot q_0, \\ Q_{\text{од}} &= 1,62 \cdot 82 = 137,85. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Теоретическая мощность сжатия в компрессоре $N_{\text{т}}$, кВт, рассчитывается по формуле [5]:

$$\begin{aligned} N_{\text{т}} &= G_{\text{км}} \cdot l_{\text{т}}, \\ N_{\text{т}} &= 1,62 \cdot 45 = 72,98. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Индикаторная мощность компрессора N_{i} , кВт, рассчитывается по формуле [5]:

$$\begin{aligned} N_{\text{i}} &= N_{\text{т}} / \eta_{\text{i}}, \\ N_{\text{i}} &= 72,98 / 0,79 = 92,38. \end{aligned} \quad (2.42)$$

где η_{i} – индикаторный КПД компрессора. Принимаем $\eta_{\text{i}}=0,79$.

Эффективная мощность на валу компрессора $N_{\text{е}}$, кВт, рассчитывается по формуле [5]:

$$\begin{aligned} N_{\text{е}} &= N_{\text{i}} / \eta_{\text{мех}}, \\ N_{\text{е}} &= 92,38 / 0,9 = 102,64 \end{aligned} \quad (2.43)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД компрессора. $\eta_{\text{мех}}=0,9$ [5].

Тепловая нагрузка на конденсатор $Q_{\text{кд}}$, кВт, рассчитывается по формуле [5]:

$$\begin{aligned} Q_{\text{кд}} &= G_{\text{км}} \cdot q_{\text{кд}}, \\ Q_{\text{кд}} &= 1,62 \cdot 130 = 210,83. \end{aligned} \quad (2.44)$$

2.5.1.2 Подбор компрессорных агрегатов для камер с температурой кипения $t_0=-38^\circ\text{C}$.

На основании принятой схемы и расчетного режима строим холодильный цикл в термодинамической диаграмме фреона R 404a. Цикл изображен на рисунке 2.3.

						Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 2.14 - Параметры узловых точек

№ точки	t, °С	P, МПа	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	v, м ³ /кг
1"	-38	0,16	342	1,64	0,127
1	-28	0,16	355	1,67	0,14
2	12	0,57	380	1,67	0,04
2"	-3	0,57	365	1,62	0,037
3	8	0,57	377,85	1,65	0,039
4	60	2,05	400	1,65	0,01
4'	45	2,05	275	-	-
5	-3	0,57	275	1,27	-
6	2	2,05	200	-	-
7	-38	0,16	200	1,03	-
8	2	0,57	375	1,64	0,038

Массовый расход рабочего вещества через испаритель (на первом этапе сжатия) G_1 , кг/с, определяется по формуле [5]:

$$G_1 = \frac{Q_{0\text{исп}}}{h_1' - h_7}, \quad (2.45)$$

$$G_1 = \frac{237.46}{342 - 200} = 1.67.$$

Теоретическая объемная производительность компрессора V_T , м³/с, определяется по формуле[5]:

$$V_T = \frac{G_1 \cdot v_1}{\lambda}, \quad (2.46)$$

где $\lambda = 0.74$ при $P_{\text{пр}}/P_0 = 0.57/0.16 = 3.58$, [5].

$$V_T = \frac{1.67 \cdot 0.14}{0.74} = 0.31,$$

Массовый расход хладагента на втором этапе сжатия G_2 , кг/с, определяется из теплового баланса теплообменника-экономайзера [5].

$$G_2 \cdot h_5 = G_1 \cdot h_7 + (G_2 - G_1) \cdot h_8. \quad (2.47)$$

$$G_2 = G_1 \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_5}. \quad (2.48)$$

$$G_2 = 1.67 \frac{375 - 200}{375 - 275} = 2.93$$

Точку 3 определяют из уравнения смешения [5].

$$G_1 \cdot h_2 + (G_2 - G_1) \cdot h_8 = G_2 \cdot h_3, \quad (2.49)$$

$$h_3 = \frac{G_1 \cdot h_2 + (G_2 - G_1) \cdot h_8}{G_2}. \quad (2.50)$$

$$h_3 = \frac{1,67 \cdot 380 + (2,93 - 1,67) \cdot 375}{2,93} = 377,85$$

Принимаем на $t_0 = -38 \text{ }^\circ\text{C}$ три винтовых компрессора Bitzer марки HSN8571-125 с $V_{\text{км}} = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}$. см [13].

Действительный массовый расход рабочего вещества через испаритель (на первом этапе сжатия) $G_{1\text{д}}$, кг/с, определяется по формуле [5]:

$$G_{1\text{д}} = \frac{V_{\text{км}} \cdot \lambda}{v_1}, \quad (2.51)$$

$$G_{1\text{д}} = \frac{0,342 \cdot 0,74}{0,14} = 1,81.$$

Массовый расход хладагента на втором этапе сжатия $G_{2\text{д}}$, кг/с, определяется из теплового баланса теплообменника-экономайзера [5].

$$G_{2\text{д}} = G_{1\text{д}} \frac{h_8 \cdot h_7}{h_8 \cdot h_5}, \quad (2.52)$$

$$G_{2\text{д}} = 1,81 \frac{375 \cdot 200}{375 \cdot 275} = 3,16$$

Теоретическая мощность компрессора на первом этапе сжатия N_{T1} , кВт, определяется из условия изоэнтропного сжатия по формуле [5]:

$$N_{T1} = G_{1\text{д}} \cdot (h_2 - h_1). \quad (2.53)$$

$$N_{T1} = 1,81 \cdot (380 - 355) = 45,15$$

Теоретическая мощность компрессора на втором этапе сжатия N_{T2} , кВт, определяется по формуле [5]:

$$N_{T2} = G_2 \cdot (h_4 - h_3). \quad (2.54)$$

$$N_{T2} = 3,16 \cdot (400 - 377,85) = 69,98$$

Индикаторная мощность компрессора N_{i1} , кВт, на первом, этапе сжатия определяется по формуле [5]:

$$N_{i1} = \frac{N_{T1}}{\eta_{i1}}; \quad (2.55)$$

						Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$N_{i1} = \frac{45,14}{0,78} = 57,88.$$

где η_{i1} – индикаторный к.п.д. компрессора, определяемый в зависимости от отношения давлений $P_{пр}/P_0$ для винтовых компрессоров согласно [5]. $P_{пр}/P_0 = 0,57/0,16 = 3,58$, следовательно $\eta_{i1} = 0,78$.

Индикаторная мощность компрессора N_{i2} , кВт, на втором, этапе сжатия определяется по формуле [5]:

$$N_{i2} = \frac{N_{T2}}{\eta_{i2}}, \quad (2.56)$$

$$N_{i2} = \frac{69,98}{0,78} = 89,72$$

где η_{i2} – индикаторный к.п.д. компрессора, определяемый в зависимости от отношения давлений $P_к/P_{пр}$ для винтовых компрессоров согласно [5]. $P_к/P_{пр} = 2,05/0,57 = 3,58$, следовательно $\eta_{i2} = 0,78$.

Эффективная мощность N_e , кВт, определяется по формуле [5]:

$$N_e = \frac{N_{i1} + N_{i2}}{\eta_m}. \quad (2.57)$$

$$N_e = \frac{57,88 + 89,72}{0,9} = 164,00.$$

где η_m – коэффициент, учитывающий механические потери в компрессоре.

Тепловая нагрузка на конденсатор $Q_{кд}$, кВт, рассчитывается по формуле [5]:

$$Q_{кд} = G_{2д} \cdot (h_4 - h_4'), \quad (2.58)$$

$$Q_{кд} = 3,16 \cdot (400 - 275) = 395,05.$$

2.5.2. Подбор конденсаторов

Тепловой расчет конденсаторов заключается в определении площади теплопередающей поверхности.

2.5.2.1 Подбор конденсатора для температуры кипения $t_0 = -11$ °С.

Площадь теплопередающей поверхности определяется по формуле [5]:

$$F_k = \frac{Q_k}{k \cdot \Theta} \quad (2.59)$$

где k – коэффициент теплопередачи конденсатора, кВт/(м²·К). $k = 0,035$ [5];

						Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Θ – средняя логарифмическая разность температур теплообменивающихся сред, К. Определяется по зависимости:

$$\Theta = \frac{t_{B2} - t_{B1}}{\ln \frac{t_k - t_{B1}}{t_k - t_{B2}}}. \quad (2.60)$$

$$\Theta = \frac{38 - 33}{\ln \left(\frac{45 - 33}{45 - 38} \right)} = 9,28.$$

$$F_k = \frac{210,83}{0,035 \cdot 9,28} = 649,36$$

Принимаем на $t_0 = -11$ °С 1 воздушный V-образный конденсатор фирмы AlfaLaval SOLAR Max Тип 1. см [14].

2.5.2.2 Подбор конденсатора для температуры кипения $t_0 = -38$ °С.

$k = 0,035$ [1];

Средняя логарифмическая разность температур $\Theta = 9,28$ см формулу (2.60).
Площадь теплопередающей поверхности определяется по формуле (2.59):

$$F_k = \frac{395,05}{0,035 \cdot 9,28} = 1216,75$$

Принимаем на $t_0 = -38$ °С 1 воздушный V-образный конденсатор фирмы AlfaLaval SOLAR Max Тип 4. см [14].

2.5.3. Определение необходимой вместимости и подбор линейных ресиверов

В хладоновых холодильных установках вместимость линейного ресивера $V_{лр}$, дм³, определяется по формуле [1]:

$$V_{лр} = \frac{1,3 \cdot \sum V}{0,8}, \quad (2.61)$$

где $\sum V$ – суммарный объем труб воздухоохладителей для каждой температуры кипения, дм³

2.5.3.1 Определение необходимой вместимости и подбор линейного ресивера для централи с температурой кипения $t_0 = -11$ °С

Суммарный объем труб воздухоохладителей $\sum V = 61,5$ дм³, см. таблицу 2.12

						Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Вместимость линейного ресивера $V_{\text{лр}}$, дм^3 , определяется по формуле (2.61):

$$V_{\text{лр}} = \frac{1,3 \cdot 61,5}{0,8} = 99,93,$$

Принимаем горизонтальный линейный ресивер фирмы Bitzer тип F1202N с $V_{\text{лр}}=112 \text{ дм}^3$, см. [15].

2.5.3.2 Определение необходимой вместимости и подбор линейного ресивера для централи с температурой кипения $t_0=-38^\circ\text{C}$

Суммарный объем труб воздухоохладителей $\sum V=154,5 \text{ дм}^3$, см. таблицу 2.12
Вместимость линейного ресивера $V_{\text{лр}}$, дм^3 , определяется по формуле (2.61):

$$V_{\text{лр}} = \frac{1,3 \cdot 154,5}{0,8} = 251,06,$$

Принимаем горизонтальный линейный ресивер фирмы Bitzer тип F3102N с $V_{\text{лр}}=320 \text{ дм}^3$, см. см. [15].

2.5.4 Подбор отделителей жидкости

Отделители жидкости подбирают по значению внутреннего диаметра $D_{\text{ож}}$, м, определяемого по формуле [1]:

$$D_{\text{ож}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{д}} \cdot v_{\text{вс}}}{\pi \cdot [\omega]}}, \quad (2.62)$$

где $G_{\text{д}}$ – действительный массовый расход хладагента в компрессоре, кг/с;

$v_{\text{вс}}$ – удельный объем, всасываемого в компрессор пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$[\omega]$ – допустимая скорость движения пара в отделителе жидкости, м/с.

2.5.4.1 Подбор отделителей жидкости для централи с температурой кипения $t_0=-11^\circ\text{C}$.

$G_{\text{д}} = 1,14 \text{ кг/с}$, см. [12]; $v_{\text{вс}} = 0,052 \text{ м}^3/\text{кг}$, см. таблицу 2.13;

Принимаем $[\omega] = 0,7 \text{ м/с}$.

Внутренний диаметр отделителя жидкости $D_{\text{ож}}$, м, определяются по формуле (2.62):

$$D_{\text{ож}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,14 \cdot 0,052}{3,14 \cdot 0,7}} = 0,328$$

Принимаем отделители жидкости фирмы Весоол марки BC-AS-45-(76S) с $D_{\text{ож}}=0,325 \text{ м}$. См. [16].

					Лист
					41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

2.5.4.2 Подбор отделителей жидкости для централи с температурой кипения $t_0=-38^{\circ}\text{C}$.

$G_d = 1,14$ кг/с, см. [13]; $v_{bc} = 0,052$ м³/кг, см. таблицу 2.14;

Принимаем $[\omega] = 1$ м/с.

Внутренний диаметр отделителя жидкости $D_{ож}$, м, определяются по формуле (2.62):

$$D_{ож} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,64 \cdot 0,014}{3,14 \cdot 1}} = 0,329$$

Принимаем отделители жидкости фирмы Vesool марки BC-AS-45-(76S) с $D_{ож}=0,325$ м. См. [16].

2.5.5 Подбор маслоотделителей

Маслоотделители подбираем по программе BITZER Software 6.4. Введя марки компрессоров и холодопроизводительность, получили: для централи с температурой кипения $t_0=-11^{\circ}\text{C}$ маслоотделитель ОА 1954, а для централи с температурой кипения $t_0=-38^{\circ}\text{C}$ маслоотделитель ОА 4188.

2.5.6. Описание схемы холодильной установки

Холодильная установка состоит из двух централей на две температуры кипения.

Первая централь работает на температуру кипения $t_0=-11^{\circ}\text{C}$ по одноступенчатому циклу. Пары холодильного агента, отсасываемые компрессорами из воздухоохладителей, попадают в отделители жидкости, где от них отделяется жидкий холодильный агент и через фильтры пар попадает в компрессоры. Сжатый до давления конденсации пар через маслоотделители нагнетается в конденсатор, где он конденсируется. Затем жидкий холодильный агент поступает в линейный ресивер, а из него через фильтр подается на терморегулирующие вентили, которые понижают давление холодильного агента до давления кипения. Жидкий холодильный агент подается в воздухоохладители где кипит. На этом цикл завершается. Для возврата масла предусмотрены маслоотделитель, фильтр тонкой очистки, реле протока масла и соленоидный вентиль. Для поддержания давления конденсации в зимний период между конденсатором и линейным ресивером предусматривается уравнивательная линия с двумя регуляторами: регулятором давления конденсации и регулятором давления в ресивере. Оттайка приборов охлаждения - электрическая.

Вторая централь работает на температуру кипения $t_0=-38^{\circ}\text{C}$ по двухступенчатому циклу с одноступенчатым компрессором и теплообменником -экономайзером. Пары холодильного агента, отсасываемые компрессорами из воздухоохладителей, попадают в отделители жидкости, где от них отделяется

									Лист
									42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

3. ПОДБОР ЗАПОРНОЙ И РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ И РАЗРАБОТКА 3D - МОДЕЛИ МОНТАЖНОЙ СХЕМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.

3.1 Подбор запорной и регулирующей арматуры

Запорно-регулирующей (трубопроводной) арматурой называются устройства, предназначенные для перекрытия или распределения потока среды, регулирования различных параметров технологических процессов (давления, напора, температуры, количества подаваемого вещества и т.д.). Регулирование технологических процессов осуществляется за счёт изменения расхода транспортируемой среды [17].

Трубопроводная арматура монтируется на трубопроводах, ёмкостях и других агрегатах в которых необходимо отключать, распределять или регулировать потоки транспортируемых либо используемых сред [17].

Согласно ГОСТ Р 52720-2007 "Арматура трубопроводная промышленная" по функциональному назначению трубопроводная арматура делится на виды, основными из которых являются: запорная арматура, регулирующая арматура, запорно-регулирующая арматура, защитная арматура, предохранительная арматура, смесительная арматура, фазоразделительная арматура [25].

Запорная арматура

Как уже понятно из названия запорная арматура предназначена для полного перекрытия потока среды в трубопроводе. Это самый распространённый тип трубопроводной арматуры. Более 80% всей арматуры является запорной [17].

Регулирующая и запорно-регулирующая арматура

Регулирующая арматура предназначена для поддержания необходимых значений определённых параметров технологических процессов путём регулирования расхода рабочей среды. Основными регулируемыми параметрами является температура, давление, состав и концентрации веществ, участвующих в процессе. По конструкции она сходна с запорной и нередко одни и те же типы и даже марки трубопроводной арматуры могут и используются и в качестве регулирующей, и в качестве запорной арматуры [17].

Также к регулирующей арматуре относится и дроссельная (дросселирующая) арматура, предназначенная для значительного снижения давления среды и работающая в условиях больших перепадов давления [17].

Предохранительная и защитная арматура

Предохранительная и защитная арматура предназначена для исключения негативного воздействия на оборудование рабочей среды в случае превышения допустимых значений давления или направления потока рабочей среды [17].

Различие между предохранительной арматурой и защитной арматурой заключается в том, что при возникновении аварийного состояния параметра среды предохранительная арматура открывается для выпуска избыточного

									Лист
									44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

количества рабочей среды, а защитная закрывается, отсекая защищаемый участок от остальной части трубопровода, что предохраняет его от недопустимых воздействий [17].

Смесительная арматура

Распределительно-смесительная арматура, предназначенная для распределения потока рабочей среды по определенным направлениям или для смешивания потоков среды, используется в основном в системах отопления, для достижения требуемой температуры теплоносителя, путём смешивание поступающей и обратной воды.[17].

3.1.1 Подбор шаровых вентиляей

Для подбора шарового вентиля сначала нужно определиться с типом и маркой вентиля. Принимаем шаровые вентили Danfoss, тип GBC – это ручные запорные вентили, подходящие для двунаправленного (реверсивного) потока. GBC вентили используются в жидкостных, всасывающих и линиях горячего газа в холодильных установках и системах кондиционирования. GBC вентили обеспечивают плотное закрытие. Шаровые вентили обеспечивают максимальный поток в положении полного открытия. Они спроектированы для работы в широком диапазоне температур. GBC вентили снабжены уплотнительным колпачком и могут быть запломбированы для предотвращения нечаянного (непреднамеренного) удаления или вмешательства в период между сервисными работами. [18]

Шаровой вентиль фирмы Danfoss представлен на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 Шаровой вентиль фирмы Danfoss

Шаровые вентили подбираются по внутреннему диаметру по таблице 3.1

						Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 3.1 Типоразмерный ряд шаровых вентилей фирмы Danfoss [18]

GBC без клапана Шредера					
Тип	Под пайку ODF		Под пайку ODF		k _v , м ³ /ч
	дюймы	Код №	мм	Код №	
GBC 6s	1\4	009G7020	6	009G7030	1,96
GBC 10s	3\8	09G7021	10	009G7031	5,68
GBC 12s	1\2	009G7022	12	09G7032	10,58
GBC 16s	5\8	009G7023	16	09G7023	14,11
GBC 18s	3\4	09G7024	18	009G7035	20,42
GBC 22s	7\8	09G7025	22	009G7025	28,17
GBC 28s	1 1\8	009G7026	28	009G7033	51,95
GBC 35s	1 3\8	009G7027	35	009G7027	80,89
GBC 42s	1 5\8	09G7028	42	09G7034	121,07
GBC 54s	2 1\8	009G7029	54	009G7029	224,96
GBC 67s	2 5\8	009G7959	67	009G7959	310
GBC 67sRP	2 5\9	009G7036	67	009G7036	245,78
GBC 79s	3 1\8	09G7980	79	009G7980	700
GBC 16s	4 1\8	09G7037	79	009G7037	222,52

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ выбираем шаровые вентили GBC 22s, GBC 42s, GBC 54s.

Для камер с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем шаровые вентили GBC 22s, GBC 28s, GBC 54s, GBC 79s.

3.1.2 Подбор клапанов обратных запорных

Для подбора клапана обратного запорного сначала нужно определиться с типом и маркой клапана. Принимаем клапан обратный запорный Danfoss тип SCA. Данные клапаны предназначены для открытия трубопроводов при очень малых перепадах давления. Они имеют небольшое гидравлическое сопротивление и легко разбираются для проведения осмотра и технического обслуживания. Клапаны SCA снабжены колпачком, который, будучи перевернутым на 180° , может использоваться как маховик. Они имеют обратную посадку клапанного конуса, что позволяет заменять сальниковое уплотнение шпинделя, даже если клапан находится под давлением. Прорезанные лазером V-образные порты обеспечивают клапану отличные гидравлические характеристики уже при открытии (SCA/CHV 50-125). Клапанный конус, имеющий эластичное уплотнение, точно и плотно закрывает клапанное седло. Хорошо сбалансированный демпфирующий эффект между поршнем и цилиндром обеспечивает оптимальную защиту от пульсаций давления при низких нагрузках [19].

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

Клапан обратный запорный фирмы Danfoss представлен на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 Клапан обратный запорный а) 15-40; б) 50-125.

Клапан обратный запорный подбираются по диаметру штуцера по таблице 3.2

Таблица 3.2 Типоразмерный ряд клапанов обратных запорных фирмы Danfoss [19].

Размер		Тип	Кодовый номер
мм	дюйм		
15	1\2	SCA 15 D ANG	148G3076
15	1\2	SCA-SS 15 D ANG 52БАР	148G3532
20	3\4	SCA 20 D ANG	148G3078
20	3\4	SCA-SS 20 D ANG 52БАР	148G3533
25	1	SCA 25 D ANG	148G3086
25	1	SCA-SS 25 D ANG 52БАР	148G3534
32	1 1\4	SCA 32 D ANG	148G3088
32	1 1\4	SCA-SS 32 D ANG 52БАР	148G3535
40	1 1\2	SCA 40 D ANG	148G3090
40	1 1\2	SCA-SS 40 D ANG 52БАР	148G3536
50	2	SCA 50 D ANG	148G3134
65	2 1\2	SCA 65 D ANG	148G3135
80	3	SCA 80 D ANG	148G3136
100	4	SCA 100 D ANG	148G3137
125	5	SCA 125 D ANG	148G3138

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ выбираем клапаны обратные запорные SCA 40 D ANG, SCA 80 D ANG

Для камер с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем клапан обратный запорный SCA 80 D ANG.

3.1.3 Подбор обратных клапанов

Для подбора клапана обратного запорного сначала нужно определиться с типом и маркой клапана. Принимаем клапан обратный Danfoss тип NRV. Обратные клапаны типа NRV и NRVH можно использовать в жидкостных и всасывающих трубопроводах горячего газа холодильных установок и установок кондиционирования воздуха с фторированными хладагентами. NRV и NRVH могут также поставляться с соединительными деталями больше обычного размера для обеспечения гибкости использования обратных клапанов [20].

А так же принимаем клапан обратный Castel, так как в его типоразмерном ряду есть клапаны с большими диаметрами штуцеров.

Клапан обратный NRV фирмы Danfoss представлен на рисунке 3.3 а), клапан обратный фирмы Castel представлен на рисунке 3.3 б).



Рисунок 3.3 а) Клапан обратный NRV фирмы Danfoss б) Клапан обратный фирмы Castel.

						Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Клапаны обратные подбираются по диаметру штуцера по таблицам 3.3 и 3.4.

Таблица 3.3 Типоразмерный ряд клапанов обратных фирмы Danfoss[20].

Тип	Модификация	Соединение, дюймы		Соединение, мм		Падение давления на вентиле Δp^2 , бар	KV^3 , м ³ /ч	Макс. рабочее давление
		Размер	Код №	Размер	Код №			
NRV6S	Прямоточный	1/4	020-1010	6	020-1014	0,07	0,56	46 бар (667 фунтов/дюйм ²)
NPV6s ¹⁾		3/8	020-1057	10	020-1050			
NRVH 6s ¹⁾		3/8	020-1069	10	020-1062			
NRV 10S		3/8	020-1011	10	020-1015	0,07	1,43	
NRVH 10S		3/8	020-1046	10	020-1036	0,3		
NRV 10 ¹⁾		1/2	020-1058	12	020-1051	0,07		
NRVH 10s ¹⁾		1/2	020-1070	12	020-1063	0,3	2,05	
NRV 125		1/2	020-1012	12	020-1016	0,05		
NRVH 125		1/2	020-1039	12	020-1037	0,3		
NRV 12s ¹⁾		5/8	020-1052	16	020-1052	0,05	3,6	
NRVH 12s ¹⁾		5/8	020-1064	16	020-1064	0,3		
NRV 165		5/8	020-1018	16	020-1018	0,05		
NRVH 165		5/8	020-1038	16	020-1038	0,3	5,5	
NRV 16s ¹⁾				18	020-1053	0,05		
NRVH 16s ¹⁾				18	020-1065	0,3		
NRV 16s ¹⁾		3/4	020-1059	19	020-1059	0,05	5,5	
NRVH 16s ¹⁾		3/4	020-1071	19	020-1071	0,3		
NRV 19s				18	020-1017	,05		
NRVH 19s				18	020-1008	0,3	5,5	
NRV 19s		3/4	020-1019	19	020-1019	,05		
NRVH 19s	3/4	020-1023	19	020-1023	0,3			
NRV 19s ¹⁾	7/8	020-1054	22	020-1054	0,05	5,5		
NRVH 19s ¹⁾	7/8	020-1066	22	020-1066	0,3			

Таблица 3.4 Типоразмерный ряд клапанов обратных фирмы Castel [21].

Номер по каталогу	Соединения					Коэфф. расхода, KV [м3/ч]	Мин. перепад давления открытия [бар]	t _s , [°C]	
	Под вальцовку SAE [дюйм]	под пайку ODS		под пайку ODM				мин	макс
		дюйм	мм	дюйм	мм				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3112/2	1/4					0,4	0,1	-40	+105
3112/3	3/8					1,6			
3112/4	1/2	-	-	-	-	3,3			
3112/5	5/8					6,6			
3112/6	3/4					8,8			
3122/M22		-	22	-	28	15,2			
3122/7		7/8	-	11/8	-	25,0	0,1	-35	+160
3122/M28		-	28	13/8	35	40,0			
3122/9		11/8	-	13/8	35	0,5			
3122/11		13/8	35	15/8		1,6			
3122/13		15/8	-	2		1,8			
3122/M42		-	42	2		3,3			
3122/17		2 1/8	54			6,6	0,1	-40	+105
3132/2		1/4	-			1,6			
3132/3		3/8	-			1,8			
3132/M10		-	10			3,3			
3132/M12		-	12			6,6			
3132/4		1/2	-			8,8			
3132/5		5/8	16			15,2	0,3	-40	+105
3132/M18		-	18			25,0			
3132/6		3/4	-			40,0			
3132/7		7/8	22			1,6			
3133/M10		-	10			1,8			
3133/M12		-	12	-		3,3			
3133/5		5/8	16			6,6	0,1	-35	+160
3133/7		7/8	22			8,8			
3142/7		7/8	22			15,2			
3142/M28		-	28			25,0			
3142/9		11/8	-			40,0			
3142/11		13/8	35			1,6			
3142/13		15/8	-			1,8			
3142/M42		-	42			3,3			
3142/17		2 1/8	54			6,6	0,1	-35	+160
3142/21		2 5/8	-			8,8			
3142/25		3 1/8	-			15,2			
						25,0			

Продолжение таблицы 3.4.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3182/7	-	7/8	22	-	-	8,5	0,1	-35	+160
3182/M28		-	28			9,5			
3182/9		11/8	-			19,0			
3182/11		13/8	35						
3182/13		15/8	-						
31S2/M42		-	42			37,0			
3182/17		21/8	54			45,4			

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss и фирмы Castel для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ выбираем клапаны обратные NRV 19s¹⁾, 3182/17

Для камер с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем клапаны обратные NRV 19s¹⁾, 3142/25

3.1.4 Подбор клапана соленоидного

Электромагнитный клапан - электромеханическое устройство, предназначенное для регулирования потоков всех типов жидкостей и газов. Он состоит из корпуса, соленоида (электромагнита) с сердечником, на котором установлен диск или поршень, регулирующий поток.

Для подбора клапана соленоидного сначала нужно определиться с типом и маркой клапана. Принимаем клапан соленоидный фирмы Danfoss типа EVR. Соленоидные клапаны типа EVR прямого и непрямого действия могут устанавливаться на жидкостных и всасывающих трубопроводах, а также трубопроводах горячего газа. Клапаны EVR поставляются как в сборе, так и в виде отдельных элементов, т.е. тело клапана, катушки и фланцы могут быть заказаны отдельно [22].

Клапан соленоидный фирмы Danfoss представлен на рисунке 3.4.



Рисунок 3.4 Клапан соленоидный фирмы Danfoss

						Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Клапан соленоидный подбираем по диаметру штуцера по таблице 3.5.

Таблица 3.5 типоразмерный ряд клапанов соленоидных фирмы Danfoss [22].

Тип	Треб. вид катушки	Диаметр поде, трубы		Код Тело клапана без катушки				
				под отборт. ¹⁾		паяные ODF		
		дюймы	мм	дюймы/мм	дюймы	мм	С возмож. ручного откр.	Без возм. ручного откр.
EVR 2	а.с.	1/4	6	032F8056	032F1201	032F1202		
EVR 3	а.с./d.с.	1/4	6	032F8107	032F1206	032F1207		
		3/8	10	032F8116	032F1204	032F1208		
EVR 6		3/8	10	032F8072	032F1212	032F1213		
		1/2	12	032F8079	032F1209	032F1236		
EVR 10		1/2	12	032F8095	032F1217	032F1218		
		5/8	16	032F8098	032F1214	032F1214		
EVR 15		5/8	16	032F8101	032F1228	032F1228		
		5/8	16	032F8100 ²⁾			032F1227	
	7/8	22		032F1225	032F1225			
EVR 20	а.с.	7/8	22		032F1240	032F1240		
		7/8	22				032F1254	
	d.с.	1 1/8	28		032F1244	032F1245		
		7/8	22		032F1264	032F1264		
		7/8	22				032F1274	
EVR 22	а.с.	1 3/8	35		032F3267	032F3267		
EVR 25	а.с./d.с.	1 3/8					032F2200	032F2201
			28				032F2205	032F2206
		1 3/8	35				032F2207	032F2208
		35				042H1105	042H1106	
EVR 32		1 5/8					042H1103	042H1104
			42				042H1107	042H1108
		1 5/8					042H1109	042H1110
EVR 40			42				042H1113	042H1114
		2 1/8	54				042H1111	042H1112

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ выбираем клапан соленоидный EVR 20 032F1264

Для камер с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем клапан соленоидный EVR 20 032F1264, EVR 20 032F1244.

3.1.5 Подбор смотрового стекла с индикатором влажности

Для подбора смотрового стекла с индикатором влажности сначала нужно определиться с типом и маркой смотрового стекла. Принимаем смотровое стекло с индикатором влажности фирмы Danfoss типа SGI. Смотровые стекла применяются для индикации: 1. Состояния хладагента в жидкостных линиях установки. 2. Содержания влаги в хладагенте. 3. Потока масла в возвратной линии. SG и SGR в основном используются для индикации состояния хладагента, а также для контроля уровня жидкости в ресивере или уровня масла в компрессоре. SGI/SGN/SGH и SGRI/SGRN/SGRH оснащены чувствительными индикаторами влажности, которые изменяют свой цвет в зависимости от количества влаги в системе [23].

Смотровое стекло с индикатором влажности фирмы Danfoss представлено на рисунке 3.5.



Рисунок 3.5 Смотровое стекло с индикатором влажности фирмы Danfoss

Смотровое стекло с индикатором влажности подбирается по таблице 3.6.

									Лист
									53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Таблица 3.6 Типоразмерный ряд стекл смотровых с индикатором влажности[23].

Тип	Модификация	Присоединение, дюймы	Присоединение, мм	Код №
SGI 6	Резьба внеш. х внеш.	1/4 х 1/4	6х6	014-0007
SG110		3/8 х 3/8	10х10	014-0008
SG112		1/2 х 1/2	12х 12	014-0009
SG116		5/8 х 5/8	16х16	014-0024
SG119		3/4 х 3/4	19х19	014-0028
SGI 6	Резьба внутр. х внеш. ¹⁾	1/4 х 1/4	6х6	014-0021
SG110		3/8 х 3/8	10х10	014-0022
SG112		1/2 х 1/2	12х 12	014-0025
SG116		5/8 х 5/8	16х16	014-0026
SG119		3/4 х 3/4	19х19	014-0043
SGI 6s	Пайка ODF х ODF	1/4 х 1/4		014-0034
SGI 10s		3/8 х 3/8		014-0035
SGI 12s		1/2 х 1/2		014-0036
SGI 16s		5/8 х 5/8	16х16	014-0044
SGI 19s		3/4 х 3/4	19х19	014-0047
SGI 22s		7/8 х 7/8	22х22	014-0039
SGI 6s	Пайка ODF х ODF		6х6	014-0040
SGI 10s			10х10	014-0041
SGI 12s			12х12	014-0042
SGI 18s			18х18	014-0045
SGI 6s	Пайка ODF х ODM	1/4 х 1/4		014-0125
SGI 10s		3/8 х 3/8		014-0126
SGI 12s		1/2 х 1/2		014-0127
SGI 16s		5/8 х 5/8	16х16	014-0128
SGI 22s		7/8 х 7/8	22х22	014-0130

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ выбираем смотровое стекло с индикатором влажности SGI 22s

Для камер с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем смотровое стекло с индикатором влажности SGI 22s

3.1.6 Подбор регулятора температуры масла

Для подбора регулятора температуры сначала нужно определиться с типом и маркой. Принимаем регулятор температуры масла фирмы Danfoss тип ORV. Регуляторы ORV — это трехходовые промышленные клапаны, предназначенные для поддержания постоянной температуры масла в газовых компрессорах (например, винтового или роторного типа) путем смешивания потоков горячего и холодного масла. Регуляторы ORV состоят из нескольких элементов и имеют

удлиненные цилиндрические штуцеры, упрощающие процесс монтажа и обслуживания [24].

Регулятор температуры масла фирмы Danfoss представлен на рисунке 3.6



Рисунок 3.6 Регулятор температуры масла фирмы Danfoss

Регуляторы температуры масла подбираются по производительности по рисунку 3.7

Исходными данными для подбора являются: тип масла; необходимый расход; номинальная температура масла; размер трубопровода.

Тип масла: BSE170 (Option); Необходимый расход: 2,67 м³/ч; Номинальная температура масла: 60,9 °С; Размер трубопровода: 22 мм; Уточняем размер штуцера по таблице 3.7

Таблица 3.7 Типоразмерный ряд регуляторов температуры масла [24].

Размер		Внешний диаметр, мм	Т, мм	Внешний диаметр, дюймов	Т, дюймов	K _v /C _v корпус Н1		K _v /C _v корпус Н2		K _v /C _v корпус Н3	
мм	дюймы					K _v , м ³ /ч	C _v , галСША /мин	K _v , м ³ /ч	C _v , галСША /мин	K _v , м ³ /ч	C _v , галСША /мин
25	1	33,7	2,6	1,327	0,103	15	17	-	-	-	-
40	1 1/2	48,3	2,6	1,902	0,103	22	26	30	35	-	-
50	2	60,3	2,9	2,37	0,11	-	-	36	42	-	-
65	2 1/2	76,1	2,9	3	0,11	-	-	-	-	65	75
80	3	88,9	3,2	3,5	0,13	-	-	-	-	75	87

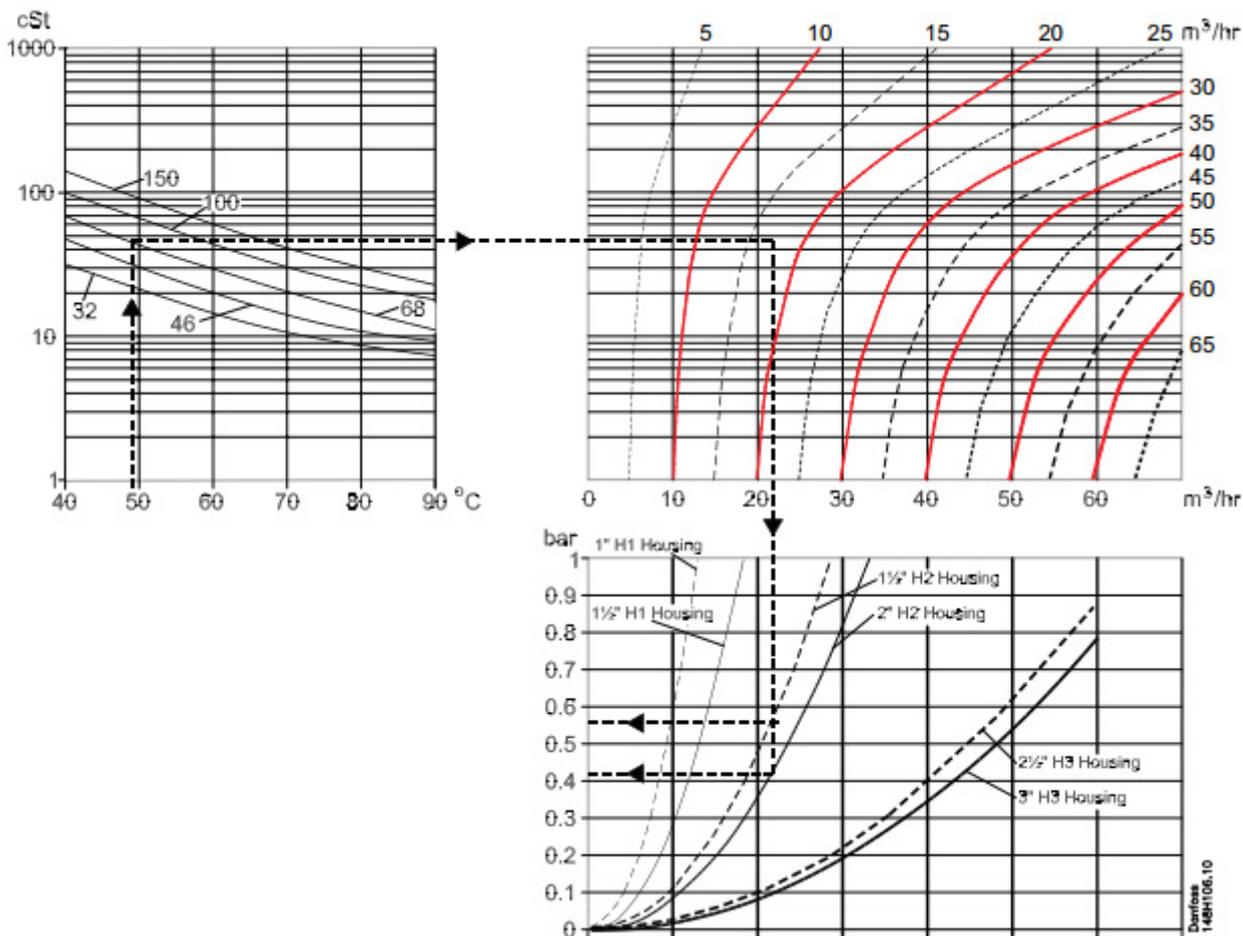


Рисунок 3.7 Производительность клапана ORV

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss выбираем регулятор температуры масла ORV25 DIN H1 77°C/170°F

3.1.7 Подбор ТРВ

Для подбора регулятора температуры сначала нужно определиться с типом и маркой. Принимаем регулятор температуры масла фирмы Danfoss тип TE2.

Терморегулирующие вентили Т2 и TE2 контролируют поступление жидкого хладагента в испарители. Расход хладагента регулируется по его перегреву на выходе из испарителя. Вентили предназначены для подачи жидкого хладагента в «сухие» (незатопленные) испарители, в которых перегрев хладагента на выходе из испарителя прямо пропорционален тепловой нагрузке на испаритель. [26]

Терморегулирующий вентиль фирмы Danfoss представлен на рисунке 3.8

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



Рисунок 3.8 Терморегулирующий вентиль фирмы Danfoss.

Терморегулирующий вентиль подбирают по номинальной холодопроизводительности по таблице 3.8. Номинальную холодопроизводительность для каждого терморегулирующего вентиля берем из каталога воздухоохладителей.

Таблица 3.8 Типоразмерный ряд терморегулирующих вентилях [26].

№ клапанного узла	Диапазон N от -40 до +10 °С				Диапазон В от -60 до -25 °С		Кодовый номер ⁰
	Номинальная холодопроизводительность в кВт				Номинальная, холодопроизводительность в кВт		
	R22	R407C	R134a	R404A R507	R22	R404A R507	Для использования с переходником под пайку ²⁾
OX	0.50	0.50	0.40	0.38	0.50	0.38	068-2089
00	1.0	1.1	0.90	0.70	0.70	0.70	068-2090
01	2.5	2.7	1.8	1.6	1.0	1.6	068-2091
02	3.5	3.8	2.6	2.1	2.1	2.1	068-2092
03	5.2	5.6	4.6	4.2	2.8	3.5	068-2093
04	8.0	8.6	6.7	6.0	4.2	4.9	068-2094
05	10.5	11.3	8.6	7.7	5.2	6.0	068-2095
06	15.5	16.7	10.5	9.1	7.0	6.6	068-2096

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ выбираем терморегулирующие вентили 068-2096, 068-2095, 068-2093

Для камер с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем терморегулирующие вентили 068-2096, 068-2095, 068-2092

3.1.8 Подбор сервоприводного клапана с пилотным управлением.

Для подбора сервоприводного клапана с пилотным управлением сначала нужно определиться с типом и маркой. Принимаем сервоприводного клапана с пилотным управлением фирмы Danfoss тип ICS.

Сервоприводные клапаны ICS принадлежат к серии клапанов типа ICV (Industrial Control Valve - регулирующий клапан для промышленных установок) и входят в одну из групп:

Клапаны ICV

- ICS – сервоприводной регулирующий клапан для промышленных установок

- ICM – моторный регулирующий клапан для промышленных установок.

Клапаны состоят из трёх главных компонентов: корпус клапана, функциональный модуль и верхняя крышка. Сервоприводные клапаны ICS – это клапаны, управляемые пилотами, служащие для регулирования давления, температуры, а также работающие в режиме ОТКРЫТ/ЗАКРЫТ в холодильных системах. Клапаны ICS предназначены для работы с хладагентами высокого и низкого давления. Клапаны ICS могут использоваться на сторонах высокого и низкого давления, в линиях всасывания сухого и влажного пара, а так же в линиях жидкого хладагента без фазового перехода (то есть там, где жидкость не дросселируется в клапане) Работа клапана ICS зависит от пилотного давления, поступающего или через пилоты, или от внешней пилотной линии [27].

Сервоприводный клапан с пилотным управлением фирмы Danfoss представлен на рисунке 3.9



Рисунок 3.9 Сервоприводный клапан с пилотным управлением фирмы Danfoss.

						Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Сервоприводный клапан с пилотным управлением подбирают по номинальной холодопроизводительности и диаметру штуцера по таблице 3.9.

Выбираем клапан ICS с одним пилотным штуцером и пилот CVP (HP) для поддержания постоянного давления. От -0,66 до 28 бар (от 19,5 дюймов рт.ст. до 406 фунт/дюйм²) [26].

Таблица 3.9 Типоразмерный ряд сервоприводных клапанов [27].

Тип	Размер корпуса клапана	Kv (м ⁵ /ч)	Температура кипения (°C)						
			-50	-40	-30	-20	-10	0	10
ICS25-5	25	1,7	4,8	5,1	5,4	5,7	6,0	6,3	6,6
ICS25-10		3,5	9,8	10,4	11,1	11,8	12,4	13,0	13,6
ICS25-15		6	16,7	18,0	19,0	20,2	21,3	22,3	23,3
ICS25-20		8	22,3	24,0	25,4	27,0	28,3	29,7	31,0
ICS25-25		11,5	32,0	34,0	36,5	38,5	40,7	42,7	44,6
ICS32	32	17	48,0	51,0	54,0	57,0	60,0	63,0	66,0
ICS40	40	27	75,0	81,0	86,0	91,0	96,0	100	105
ICS50	50	44	123	131	140	148	156	163	171
ICS65	65	70	195	208	222	235	248	260	271
ICS 100	100	142	397	424	451	477	503	527	551
ICS 125	125	207	579	618	657	696	733	768	803
ICS150	150	354	990	1057	1124	1190	1254	1313	1374

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ выбираем сервоприводный клапан ICS65

Для камер с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем сервоприводный клапан ICS150

3.1.9 Подбор регулятор давления конденсации

Для подбора регулятора давления конденсации сначала нужно определиться с типом и маркой. Принимаем регулятор давления конденсации фирмы Danfoss тип KVR. Регуляторы KVR и NRD используются для поддержания постоянного и достаточно высокого давления в конденсаторе и ресивере холодильных установок и систем кондиционирования с конденсаторами воздушного охлаждения.

Вместо клапана NRD вместе с регулятором KVR может применяться регулятор давления в ресивере KVD [28].

Регулятор давления конденсации фирмы Danfoss представлен на рисунке 3.10



Рисунок 3.10 Регулятор давления конденсации фирмы Danfoss.

Регулятор давления конденсации подбирают по номинальной холодопроизводительности и диаметру штуцера по таблице 3.10.

Таблица 3.10 Типоразмерный ряд регулятора давления конденсации [28]

Тип	Холодопроизводительность испарителя								Штуцер под пайку ³⁾		Кодовый номер ⁴⁾
	Номинальная холодопроизводительность по жидкости, кВт ¹⁾				Номинальная холодопроизводительность по горячему газу, кВт ¹⁾				дюйм	мм	
	R22	R134a	R404A / R507	R407C	R22	R134a	R404A / R507	R407C			
KVR12	50.4	47.3	36.6	54.4	13.2	11.6	12.0	14.3	1/2		034L0093
KVR15										12	034L0096
KVR 22									5/8	16	034L0097
KVR 28	129	121	93.7	139.3	34.9	30.6	34.9	37.7	7/8	22	034L0094
KVR 35									1 1/8		034L0095
NRD										28	034L0099
									1 3/8	35	034L0100
									1/2		020-1132
										12	020-1136

Согласно рекомендациям фирмы Danfoss для камер с температурой кипения $t_0 = -11^\circ\text{C}$ выбираем регулятор давления конденсации 034L0100

Для камер с температурой кипения $t_0 = -38^\circ\text{C}$ выбираем регулятор давления конденсации 034L0100

3.2 Разработка 3D-модели монтажной схемы холодильной установки

К схеме холодильной установки предъявляются большие требования так как она играет важную роль в проектировании холодильной установки. Правильно спроектированная схема дает гарантию стабильной работы в расчетном режиме всей холодильной установки, а так же ее качественное обслуживание и ремонт.

Традиционное представление схемы холодильной установки в плоскостной системе координат имеет ряд недостатков которые легко решаются при помощи 3D-моделирования.

Этот инновационный метод основывается на построении твердотельной 3D-модели будущего проекта. Главным преимуществом 3D-модели над плоским чертежом является ее наглядность. Это позволяет не только представить наш проект в пространстве, но и поворачивать его, изучать его с любой точки. В такой модели очень легко заметить ошибки и несоответствия, оценить степень ее соответствия замыслу.

Еще большую степень визуализации дает нам проектирование 3D-модели монтажной схемы холодильной установки. В такую схему, помимо основного оборудования, включают запорную арматуру, металлоконструкции, строительные конструкции и много другое. В таких схемах речь уже идет не просто о визуализации отдельных объектов входящих в схему, а о полной реконструкции машинного отделения или холодильного склада что в свою очередь облегчает строительство объекта и монтаж всего оборудования и разводку трубопроводов.

В результате проделанной работы подобрана запорная и регулирующая арматура для проектируемой холодильной установки. разработана 3D - модель монтажной схемы холодильной установки, которая может быть внедрена в учебный процесс подготовки бакалавров направления 160303 для визуализации проектных решений систем охлаждения при освоении дисциплины "Проектирование холодильных установок".

						Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной работы был произведен расчет и выбор планировки холодильника и машинного отделения, а так же были подобраны воздухоохладители фирмы Guntner и AlfaLaval.

Разработаны две фреоновые схемы в которых использованы современные винтовые компрессоры фирмы Bitzer.

Для отвода теплоты конденсации выбраны современные воздушные V-образные конденсаторы фирмы AlfaLaval.

В специальной части подобрана запорная и регулирующая арматура и разработана 3D-модель монтажной схемы холодильной установки, которая может быть внедрена в учебный процесс подготовки бакалавров для визуализации проектных решений систем охлаждения при освоении дисциплины "Проектирование холодильных установок".

Проект холодильной установки цеха забоя скота ООО "Кузбассмясопром" производительностью 20 т/сут в п. Плотниково Промышленновского района, выполнен в соответствии с современными требованиями по проектированию производственных холодильников.

									Лист
									62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ЛИТЕРАТУРА

1. <http://ria.ru/spravka/20151125/1327022750>.
 2. [https://ru.wikipedia.org/wiki/Плотниковское_сельское_поселение_\(Кемеровская_область\)](https://ru.wikipedia.org/wiki/Плотниковское_сельское_поселение_(Кемеровская_область))
 3. <http://www.rusprofile.ru/id/7289144>
 4. <http://www.holods.ru/usefull/storage/food>
 5. Н. А. Комарова. Холодильные установки: Учеб. пособие для специальности «Холодильные, криогенные установки и кондиционирование», часть 1, книга 1, книга 2– Кемерово.: 2004.–241 с.
 6. СНиП 2.01.01-82 "Строительная климатология и геофизика"
 7. <http://www.profholiday.ru/>
 8. <http://www.project-hous.by/>
 9. Е.С. Курьлев, Н.А. Герасимов. Холодильные установки: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Холодильные и компрессорные машины и установки". - 3-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. - 662 с., ил.
 10. <http://www.guntner.su/files/File/guntner2009/GHN2-ru.pdf>
 11. https://morena.ru/pdf/Alfa_Laval/каталог_воздухоохладителей_Alfa-Laval
 12. https://morena.ru/pdf/Bitzer/Bitzer_винты_HSK-HSN_rus.pdf
 13. <http://www.phs-holod.ru/files/price/4/4.4.pdf>
 14. [http://www.nio-holod.com.ua/ERC00135EN\[1\].pdf](http://www.nio-holod.com.ua/ERC00135EN[1].pdf)
 15. <http://morena.ru/pdf/Bitzer/Bitzer%20ресиверы%20rus.pdf>
 16. http://www.kmh.ru/catalog/144655/otdeliteli_jidkosti/
 17. <http://www.podvod.ru/stati/truboprovodnaya-armatura/zaporno-reguliruyushaya-armatura-obshie-svedeniya-i-vidi>
 18. http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/EEA0D955-E5CA-45F5-BF05-1723E58DD647/0/DKRCCPDFB0A419_GBC.pdf
 19. <http://morena.ru/pdf/avtomatika>
 20. http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/3360E802-8FC1-4024-8BEB-2CAFBCF46360/0/DKRCCPDFE0A219_NRV.pdf
 21. <http://www.rosholod.com/pdf/%D0%9A%D0%B0%D1%82%D0%B0%D0%BB%D0%BE%D0%B3%20Castel.pdf>
 22. http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/551FAB0A-D275-4593-8E8E-ADD095B4A13F/0/Solenoidvalvecatalogue_Nov2010.pdf
 23. http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/67B615DE-C78C-4913-B2E1-66AB08E6C349/0/DKRCCPDEK0A319_SG_SGRH.pdf
 24. https://stolicaholoda.ru/uploads/product/doc/pdf_wm/6076661ffd5f23b4bf5a796f1ecdba31.pdf
 25. ГОСТ Р 52720-2007 "Арматура трубопроводная промышленная"
 26. http://www.kmh.ru/imgs/goods/1145/Valves_.pdf
 27. <http://morena.ru/pdf/avtomatika/>
- [Каталог%20сервоприводных%20клапанов%20с%20пилотным%20управлением%20ICS%20Danfoss](#)
28. <http://www.hladotechnika.ru/upload/iblock/fd9/fd933a219e40c0eb4c728.pdf>

						Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		