Камчатский государственный технический университет мореходный

Кафедра холодильных факультет машин и установок

Пояснительная записка к курсовой работе

по дисциплине: "Судовые холодильные установки и системы кондиционирования воздуха"

На тему: "Фреоновая рассольная двухступенчатая холодильная установка"

Курсант Навильников Р.С.

Группа 97 СМ-2

Руководитель ст. преп. :

Сарайкина И.П.

ПЕТРОПАВЛОВСК-КАМЧАТСКИЙ 2000

**Содержание**

1. Задание на курсовую работу
2. Обоснование температур кипения и конденсации
3. Обоснование перехода к двухступенчатому сжатию
4. Описание схемы судовой холодильной установки
5. Тепловой расчет холодильной машины
6. Подбор оборудования
   1. Подбор компрессоров

6.2 Подбор теплообменников

6.3 Подбор конденсатора

6.4 Подбор испарителя

6.5 Подбор рессивера

**1. Задание на курсовую работу**

Подобрать холодильное оборудование и выполнить полную схему трубопроводов холодильной установки.

Исходные данные:

Хладоагент R 22

Q0 = 70 кВт

tп = -270С

tw = 270C

Cистема охлаждения - РО

Способ подачи холодильного агента в испарительную систему - БН

Перечень сокращений:

**Q0** - холодопроизводительность, кВт;

**tп** - температура воздуха в охлаждаемых объектах ,0С;

**tw**- расчетная температура забортной воды,0С;

**CО** - система охлаждения;

**РО** - рассольное охлаждение;

**СП** - способ подачи холодильного агента в испарительную систему;

**Н** - насосно-циркуляционный;

**БН** - безнасосный;

**ПТ** - промежуточный теплообменник;

**РТ** – регенеративный теплообменник;

**КМ** - компрессор;

**КД** - конденсатор;

**И** - испаритель;

**РК1** – регулирующий клапан 1;

**РК2** – регулирующий клапан 2

**2. Обоснование температур кипения и конденсации**

1. Определяем температуру кипения :

tср=tП –10= -27-10=-37 0 C - РО

t0=tср –5=-37-5=-42 0C - РО или 231 К

Δt=5 0 C

2. Определяем температуру конденсации:

tw2=tW +(3÷4)=27+4=31 0C

tK=tw2+(2-3)=31+3=34 0C или 307 К

ΔtK=2 0C

3. По значению t0 и tК определяем р0 и рК: р0=0,096 МПа , рК=1,319 МПа,

3. Обоснование перехода к двухступенчатому сжатию

Причины перехода к многоступенчатому сжатию.

Для достижения температур 248 К и ниже, требуемым иногда по условиям холодильной технологии, нужно понизить температуру кипения холодильного агента. При использовании одноступенчатой холодильной машины в этом случае нарушается работа компрессора: давление конденсации и температура паров в конце сжатия достигают недопустимых значений, снижается вязкость смазочного масла, увеличиваются потери на трение.

С понижением температуры кипения и повышением температуры конденсации уменьшаются объемный и индикаторный К.П.Д.,а также эффективность подогрева.

Во избежание перечисленных потерь применяют 2х-и 3х ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением паров холодильного агента. Двухступенчатое сжатие, отсасываемых из испарительной системы паров, осуществляется в два этапа. Сначала пары сжимаются и нагнетаются ступенью низкого давления, затем они смешиваются с холодными парами, поступающими из промежуточного теплообменника, и охлаждаются. После чего отсасываются, сжимаются и нагнетаются в конденсатор ступенью высокого давления.

Двухступенчатое сжатие паров холодильного агента может осуществляться в основном двумя способами:

с неполным промежуточным охлаждением их и, одним либо двойным регулированием ;

с полным промежуточным охлаждением и двойным регулированием.

Двухступенчатое сжатие рекомендуется применять при отношении давлений РК / Р0 больше 9.

**Двухступенчатое сжатие по сравнению с одноступенчатым имеет следующие преимущества :**

удельный объем холодильного агента, а следовательно, величина работы в цилиндре высокого давления уменьшается, благодаря промежуточному охлаждению пара после цилиндра низкого давления;

объемные показатели поршневых компрессоров увеличиваются вследствие уменьшения отношения РК / Р0 ;

возможно одновременное получение двух температур кипения.

Наряду с преимуществами двухступенчатое сжатие имеет существенные недостатки, заключающиеся в повышении стоимости установки и ее эксплуатации, увеличении площади машинных отделений, усложнение схемы установки и дополнительных трудностях в ее регулировании.

Отношение давлений рК / р0 =1,319 / 0,096=13,7 т.к. 13,7>9 ,то необходимо применить 2х ступенчатую холодильную машину;

4. Описание схемы судовой холодильной установки

Холодильная установка включает в себя:

Два винтовых компрессора низкой и высокой ступеней, один регенеративный теплообменник; один промежуточный теплообменник; один конденсатор; линейный ресивер; рассольных насоса ; электродвигатель.

Пар хладоагента R22, отсасываемый компрессором ступени низкого давления из испарителя, сжимается до pпр, подается на ступень высокого давления и охлаждается, подаваемым из промежуточного теплообменника парами R22. Пар из верхней части промежуточного теплообменника и ступени низкого давления отсасывается компрессором ступени высокого давления, где сжимается до давления конденсации хладоагента, и нагнетается в конденсатор, где конденсируется, охлаждается и переохлаждается. Затем жидкий хладоагент самотеком поступает в линейный ресивер, который служит для накапливания хладоагента и для равномерной его подачи. После конденсатора жидкий холодильный агент, пройдя через фильтр, проходит через регенеративный теплообменник и эмеевик промежуточного теплообменника,где еще сильнее переохлождается, после чего разделяется на два потока: основной поток дросселируется в испаритель, а меньшая часть проходит через регулирующий клапан, где дросселируется до pпр. Жидкий Х.А., в змеевике промежуточного теплообменника, охлаждается отдросселированным хладоагентом, после чего хладоагент дросселируется в регулирующем клапане и подается в испарительную систему, где кипит в межтрубном пространстве горизонтального кожухотрубного испарителя, откуда отсасывается компрессором низкого давления. В данной установке предусмотрен слив хладоагента из всех агрегатов в линейный ресивер. Оттайка производится путем перекрытия клапанов подачи и открытия клапана из системы нагнетания горячих паров в коллекторе испарительной системы. Жидкий хладоагент давлением вытесняется в линейный ресивер и происходит оттайка испарительной системы.

Преимущества данной схемы таковы:

1) влага не попадает в испарительную систему;

2) высокая разность давлений позволяет устанавливать РК2;

3) переохлажденный хладоагент можно транспортировать по трубопроводам на большие расстояния;

4) легкая автоматизация.

А основной недостаток схемы в том, что необходимо наличие конечной разности температур между температурой потока хладоагента в змеевике и температурой кипения хладоагента в промежуточном теплообменнике при pпр.

**Описание цикла:**

11-1− процесс перегрева паров Х.А. в регенеративном теплообменнике;

1-2 – адиабатическое сжатие пара в компрессоре 1й ступени до промежуточного давления Pпр;

3-4 - адиабатическое сжатие насыщенных паров, из промежуточного теплообменника и 1й ступени, до давления конденсации в компрессоре 2й ступени Pк;

4-5 - процесс охлаждения и конденсации паров при Pк; 5-6– переохлаждение жидкого Х.А. в регенеративном теплообменнике при Pк;

6-7- переохлаждение жидкого Х.А. в промежуточном теплообменнике при Pк;

7-8- процесс дросселирования от давления Pк до P0;

8-11- процесс кипения в испарителе при постоянном давлении Р0;

7-8−дросселирование части жидкого Х.А. от Рк до Рпр;

9-10−кипение ХА в промежуточном теплообменнике при давлении Рпр;

3−точка смешивания паров ХА поступающих из промежуточного теплообменника и 1й ступени компрессора;

**5. Тепловой расчет холодильной машины**

1. Определяем промежуточное давление:

pПР===0,356 МПа,



принимаем рПР=0,356 МПа, тогда tПР=263 К или -100C;

2. Согласно давлением р0, рК и рПР строим цикл холодильной машины, принимая перегрев паров на всасывание ц.н.д. 17 К , переохлаждение жидкого фреона 22 в регенеративном теплообменнике 6 К и переохлаждение в промежуточном теплообменнике до температуры на 5 К выше промежуточной температуры т.е. до 268 К.

3. Из диаграммы находим параметры узловых точек цикла и сводим их в таблицу 1.

Таблица 1.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| N то- чек | температура,  0C | давление,  МПа | энтальпия,  кДж/кг | удельный объем,  м3/кг |
| 1 | -25 | 0,096 | 597,5 | 0,23 |
| 2 | 32 | 0,356 | 630 | 0,085 |
| 3 | 24 | 0,356 | 624 | 0,08 |
| 4 | 89 | 1,319 | 661 | 0,023 |
| 5 | 34 | 1,319 | 442 | - |
| 6 | 26 | 1,319 | 434 | - |
| 7 | -5 | 1,319 | 396 | - |
| 8 | -10 | 0,096 | 396 | - |
| 9 | -42 | 0,356 | 396 | - |
| 10 | -10 | 0,356 | 600 | 0,07 |
| 11 | -42 | 0,096 | 587,5 | 0,22 |

4. Холодопроизводительность 1кг R22:



q0=i11-i7=587,5-396=191 ,5кДж/кг.

5. Массовый расход R22 в ступени низкого давления:

Gн.д.=Q/q0=70/191,5=0,336 кг/c.

6. Отношение массовых расходов R22 низкой и высокой ступеней:

α=(i10-i5)/[(i10-i7)-(i1´-i11)]=(600-442)/[(600-396)-(597,5-587,5)]=0,814.

7. Массовый расход R22 в ступени высокого давления:

Gв.д.=Gнд/α=0,366/0,814=0,449 кг/c.

8. Определение энтальпии в точке 6:

i6=i5-()(i11-i1)=442-(0,356/0,449)(597,5-587,5)=434 кДж/кг



9. Определение энтальпии в точке 3:

i3=()i2+()i10=0,366/0,449\*630+[(0,449-0,366)/.449]600=624 кДж/кг



10. Объемный расход R22 в каждой ступени:

Vн.д.= Gн.д.⋅υ1´=0,366⋅0,23=0,08418 м3/c,

Vв.д.= Gв.д \*υ3 ´=0,449⋅0,08=0,03592 м3/c.

11. Отношение объемов:

Vн.д./ Vв.д.=0,08418/0,03592=2.34.

12. Адиабатная мощность в каждой ступени:

Nа Н.Д=GН.Д(i2-i1)=0,366(630-597,5)=11,895 кВт.

Nа В.Д=GВ.Д(i4-i3)=0,449(661-624)=16,613 кВт.

13. Теоретический холодильный коэффициент:

ε=Q0 / (Nа Н.Д+Nа В.Д)=70/ (11,895+16,613)=2,455.

**6. Расчет и подбор холодильного оборудования**

6.1 Определение потребного рабочего объема компрессоров низкой и высокой ступени, подбор компрессоров

**Задача:** Подобрать компрессора низкой и высокой ступени для данной холодильной установки.

**Исходные данные:**

Давление и температура конденсации Pк=1,319;tк=340С=307K ;

Промежуточное давление и температуре Pпр=0,356 МПа ;tпр=-100C=263K;

Температура кипения t0=-420C=231K;

Объемный расход R22 в каждой ступени Vнд=0,08418 м3/с;Vвд=0,03592 м3/с;

Адиабатная мощность в каждой ступени NаНД=11,895кВт;NаВД=16,613кВт;

**Расчет:**

1. Коэффициент подачи [5]:

λВ.Д =[1-c(Pk/Pпр-1)](Tпр/Tк)=[1-0,045(1,319/0,356-1)](263/307)=0,752

λН.Д=0.9λВ.Д=0.677

2. Объем, описываемый поршнем:

VhН.Д=VН.Д / λН.Д=0,08418/ 0.677=0,12434 м3/с;

VhВ.Д=VВ.Д / λВ.Д=0,03592 / 0.752=0,04777 м3/с.

3) Индикаторный КПД[5]:

ηi нд =+bt0=0,677+0,0025(-42)=0,572



ηi Н.Д =λВ.Д +btпр=,752+0,0025(-10)=0,727 4) Индикаторная мощность:

N i Н.Д=Na Н.Д / η i Н.Д=11,895 / 0,572=20,795 кВт;

N i В.Д=Na В.Д / η i В.Д=16,613 / 0,727=22,851 кВт.

ПОДБОР КОМПРЕССОРА.

Компрессор − основной элемент холодильной машины, осуществляющий отсасывание пара холодильного агента из испарителя, сжатие пара от давления p0 до pk и нагнетание его в конденсатор. На судах рефрижераторного флота рыбной промышленности применяют в основном поршневые компрессоры, ротационные и винтовые.

**Классификация компрессоров**.

Холодильные поршневые компрессоры классифицируют по характеру процесса, величине холодопроизводительности, конструкции и по другим признакам.

**По направлению движения холодильного агента** через цилиндр компрессоры подразделяют на прямоточные и непрямоточные.

**По способу сжатия** различают компрессоры одноступенчатого и компрессоры двух- и трехступенчатого сжатия, в которых пар сжимается последовательно в двух и трех цилиндрах (или компрессорах).

**По роду привода** компрессоры подразделяют на приводные, парокомпрессоры и мотокомпрессоры. С электродвигателем компрессор может соединяться с помощью эластичной муфты или через приводные ремни.

**По расположению осей цилиндров** компрессоры бывают горизонтальные, вертикальные, угловые,V-образные, VV-образные и др.

**По числу рабочих полостей цилиндра**− компрессоры простого действия, в которых пар сжимается только с одной стороны поршня, и компрессоры двойного действия, в которых пар сжимается с обеих сторон поршня.

**По числу цилиндров** − одноцилиндровые и многоцилиндровые. Основными типами компрессоров, применяемые в судовых холодильных установках, являются приводные компрессоры. Кроме компрессоров, у которых поршень совершает возвратно-поступательное движение на судах применяются также ротационные компрессоры (с вращающимися поршнями) и винтовые (поршни в виде винтов).

**По степени герметичности**−компрессоры сальниковые (электродвигатель устанавливается отдельно), бессальниковые и герметичные (запаяны в кожух).

**По величине холодопроизводительности** различают компрессоры:

− малые (менее 12 кВт);

− средние (от 12 кВт до 120 кВт);

− крупные (более 120 кВт).

На основании полученных расчетных величин выбирается винтовые компрессора:

для ступени низкого давления подбираем компрессор марки КАВ СОМ НН с Vh нд=0,1308 м3/с;

для ступени высокого давления подбираем компрессор марки KAB COM CH с Vh вд =0,0642 м/с

Таблица 2. Техническая характеристика компрессора.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип двигателя | Мощность дв.кВт | Ш,мм | В,мм | Д,мм | ДУ1,мм | ДУ2,мм | М,кг |
| КАВ СОМ СН | 30-55 | 750 | 1850 | 2100 | 80 | 50 | 750 |
| КАВ СОМ НН | 37-110 | 860 | 2000 | 2250 | 125 | 100 | 1300 |

Где Ш-ширина, В-высота, Д-длинна, ДУ1 - сторона насасывания ,ДУ2- сторона нагнетания, М-масса.

С учетом подобранного компрессора низкого давления действительная холодопроизводительность станет:

Q0д=VhНД(q0/v1)=0,1308\*0,677\*(191,5/0,23)=73,75 кВт



**6.2 Расчет и подбор регенеративного и помежуточного теплообменника**

**ПОДБОР ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА**

Промежуточные теплообменники применяются в холодильных установках, работающих по двухступенчатому циклу, для охлаждения перегретых паров после низко ступени. Охлаждение производится с помощью дросселирования перегретых паров в полость промежуточного теплообменника, где они кипят при промежуточном давлении. Одновременно с паром охлаждается жидкий холодильный агент, проходящий в змеевике из конденсатора к регулирующему вентилю.

Промежуточный теплообменник (рис.1) представляет собой сварной цилиндрический аппарат, снабженный патрубками и штуцерами для подключения парообразного и жидкого холодильного агента, приборами автоматики, предохранительным клапаном, манометром и др.

**Задача:** По исходным данным в результате расчета подобрать промежуточный теплообменник**.**

**Исходные данные:**

Массовый расход R22 в каждой ступени: Gнд=0,336кг/с;Gвд=0,449кг/с;

Энтальпии в точках 9;10: i9=396 кДж/кг;i10=600 кДж/кг;

Промежуточная температура и в точках 6;7: tm=-100C;t6=260C;t7=-50C;

Коэффициент теплопередачи: K=750кВт/м2К;

Для промежуточного теплообменника производится расчет по определению необходимой поверхности змеевика.

Площадь теплообменной поверхности:

FП.Т=QП.Т /(КП.Т\*Δtср.) , м

FП.Т=17⋅103 /(750\*20,5)=1.106 м2, где

Нагрузка на промежуточный теплообменник:

QП.Т=(GВ.Д -GН.Д)(i10 – i9 )=(0,449-0,366)(600-396)=17 кВт.

Коэффициент теплопередачи: КП.Т=750 Вт/ м2К,

# Средняя температура:

ΔtCP=(t6+t7)/2- tm=[26+(-5)]/2-(-10)=20,5°C,

Подбираем промежуточный теплообменник марки ИТВР [6]

#### **ПОДБОР И РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА**

**Регенеративный теплообменник** – это теплообменный аппарат, в котором происходит перегрев паров ХА поступающих на 1ю ступень сжатия и переохлаждение жидкого ХА от конденсатора к РВ. Во всех регенеративных теплообменниках переохлаждаемый жидкий ХА и перегреваемый пар движутся противотоком.

**Задача:** По исходным данным в результате расчета подобрать регенеративный теплообменник

**Исходные данные:**

Массовый расход R22 в ступени высокого давления:Gвд=0,449кг/с;

Энтальпии в точках 5;6: i5=442 кДж/кг;i6=434 кДж/кг;

Температура в точках 1;5;6;11: t1=-250C;t5=340C;t6=-260C;t11= -420C;

Коэффициент теплопередачи: K=150 кВт/м2град;

Для регенеративного теплообменника производится расчет по определению необходимой поверхности змеевика:

Площадь теплообменной поверхности:

FРТ=QРТ/(k\*Δ tСР);

FРТ=3,592/(0,15\*63,5)=0,377м2, где

Нагрузка на регенеративный теплообменник:

QРТ=GВД(i5-i6)=0.449(442 – 434)=3,592кВт.

Коэффициент теплопередачи: K=150 Вт/м2град.

Средняя температура:

ΔtСР=(t5+t6)/2-(t1+t11)/2=(34+26)/2-((-25)+(-42))/2=63,5°C

# 

# Подбираем регенеративный теплообменник марки T-0,7б;

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Марка | F;m2 | Масса;кг | Габариты |
| Т-0,7 | 0,7 | 19,3 | 193\*134\*711 |

**6.3 Подбор и расчет конденсатора**

**Конденсатор** − это теплообменный аппарат, в котором происходит отдача тепла рабочим телом окружающей среде и изменение агрегатного состояния, т.е. его конденсация.

Конструкции конденсаторов разнообразны. За основу их классификации приняты различные признаки. В холодильных установках применяются следующие типы конденсаторов: панельно-погружные, элементные, кожухотрубные (вертикальные и горизонтальные), оросительные с промежуточным отводом хладоагента, испарительные, воздушные.

В судовых установках нашли применение кожухотрубные (горизонтальные) конденсаторы и конденсаторы с воздушным охлаждением.

Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы являются наиболее распространенным типом судовых теплообменных аппаратов для холодильных установок холодопроизводительностью от 1000 до 350 000 Вт и применяется для большинства холодильных агентов. Конденсаторы малой производительноси располагают обычно под компрессором, а конденсаторы большой производительноси располагают отдельно от компрессора.

Кожухотрубный конденсатор состоит из кожуха с приваренными по концам трубными решетками, в которых развальцованы или заварены трубы (рис. 3). По трубам протекает охлаждающая вода, а межтрубное пространство заполнено паром конденсируемого холодильного агента. Трубные решетки закрываются крышками с перегородками, изменяющими направление движения воды.

Нагнетаемый компрессором пар подается в кожух сверху. Жидкость отводится либо непосредственно из кожуха, либо из специального сборника, приваренного к корпусу.

В холодильных установках, не имеющих линейных ресиверов, нижняя часть кожухотрубного конденсатора служит емкостью для сбора жидкого холодильного агента (рис. 3). Высота столба жидкости в кожухе должна быть не менее 50—75 мм, а в крупных конденсаторах не менее 100 мм. При малой высоте столба жидкости над отверстием трубопровода в слое жидкости образуется воронка, способствующая попаданию несконденсировавшегося пара и газов в жидкостной трубопровод.

Кожух конденсатора должен быть снабжен патрубками для подвода пара, отвода жидкости и масла, а также для подключения указателей уровня, предохранительного клапана и воздухоотделителя. Кроме того, кожух снабжается лапками для крепления конденсатора на фундаменте.

Трубные решетки конденсатора изготовляются стальными с последующей заливкой красной медью, а также из морской латуни. В трубных решетках развальцованы или заварены трубы, являющиеся теплообменной поверхностью конденсатора. Применяются гладкие и оребренные трубы. Оребрение теплообменных труб кожухотрубных конденсаторов, как правило, осуществляют с помощью накатки наружной поверхности на трубонакатном станке.

К трубным решеткам присоединены на болтах крышки, снабженные перегородками, образующими отдельные полости в конденсаторе. Перегородки в крышках конденсатора должны быть расположены таким образом, чтобы при заполнении труб водой в них не образовались воздушные мешки, а при опорожнении не оставалась вода. В верхней части одной из крышек помещен кран для выпуска воздуха, в нижней — кран для спуска воды.

Крышки должны быть снабжены контрольными штифтами или шпильками, расположенными несимметрично, чтобы крышки можно было устанавливать только в одном правильном положении.

**Задача:** По исходным данным в результате расчета подобрать кожухотрубный конденсатор.

**Исходные данные:**

Температуры:tw1=270C;tw2=310C;tк=340C;

Коэффициент теплопередачи: K=450 кВт/м2град;

Индикаторная мощность обоих ступеней NiНД=20,795 кВт;NiВД=22,851кВт;

Действительная холодопроизводительность:Q0Д=73,7кВт;

**Расчет:**

Площадь теплообменной поверхности:

FК.Д=QK /(k\*θm) =(117,35⋅103 /(450\*4.73)=55,133 м2 , где

QK-тепловая нагрузка:

QK=Qод+ Ni Н.Д+ Ni В.Д =73,7+20,795+22,851=117,35кВт,

Среднелогарифмическая разность температур:

θm=tw2-tw1 /[ 2,3lg (tK-tw1) / (tK-tw2)];

tw1-температура воды на входе в конденсатор;

tw2-температура воды на выходе из конденсатора;

θm=31-27 /[ 2,3lg (34-27) / (34-31)=4,73.

По площади теплообменной поверхности выбираем конденсатор МКТНР-63,

Таблица .4 Техническая характеристика конденсатора.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| марка | площадь внутренней  теплопередающей поверхности, м2 | число труб | Диаметр  Кожуха D; мм. | Объем  V; м. |
| МКТНР-63 | 63 | 218 | 426 | 0,2125 |

Подбираем насос для рассольного охлождения:

V=Q0/(CpPtp)=73,75/1286\*2,638\*3=0,00725 м3/с



Где Ср=1286 -теплоемкость рассола; =2,638-плотность рассола,



tр-разность температур входящего и выходящего в испаритель рассола.



По подаче V=0,00725 м3/ч берем насос типа НЦВ-40/20,(рис.5)

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Тип насоса | Напор,кПа | Подача,м3/ч | Потребляемая мощность,кВт |
| НЦВ-40/20 | 196 | 0,011 | 4,5 |

**6.4 Расчет и подбор испарителя**

##### Судовой хладоновый горизонтальный кожухотрубный испаритель МИТР- 65 состоит из кожуха с приваренными по концам трубными решетками в которых развальцованны или заварены трубы. В трубы поступает рассол, где он охлаждается. Межтрубное пространство поступает ХА, где он кипит при постоянном давлении Рк. Трубные решетки закрываются крышками с перегородками, изменяющими направление движения ХА.

**Задача:** По исходным данным в результате расчета подобрать кожухотрубный испаритель.

**Исходные данные:**

Температуры: tр1=-370C;tр2= -400C;t0= -420C;

Коэффициент теплопередачи: K=400 кВт/м2град;

Холодопроизводительность: Qо=70 кВт;

Площадь теплообменной поверхности:

FИ=Q0/(k\*θт)=70/(0,4\*3,278)=53,39м2.

Q0=70кВт.

k=400Вт./м2К

Среднелогарифмическая разность температур:

θm= tP1-tP2/(2.3lg(tP1-t0)/(tP2-t0));

θm=-37+40/[2.3lg(-37+42)/(-40+42)]=3,278

По площади теплообменной поверхности подбираем испаритель марки МИТР – 65,(рис.6):

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка | F;m2 | Раз-р тр., мм | D Кожуха; мм | Масса ;кг |
| МИТР-65 | 65 | 20\*3\*2000 | 616 | 1150 |

**6.5 Расчет и подбор ресивера**

В зависимости от назначения ресиверы подразделяют на линейные, дренажные и циркуляционные.

Линейный ресивер представляет собой стальной цилиндрический сосуд. Основным назначением линейного ресивера является накапливание жидкого холодильного агента, конденсирующегося в конденсаторе, и создание нормальных условий для его подачи в испарительную систему. Линейные ресиверы устанавливают непосредственно после конденсаторов.

Жидкий холодильный агент поступает из конденсатора в ресивер самотеком, так как последний монтируется ниже конденсатора, а для выравнивания давлений в аппаратах предусматривается паровая уравнительная линия.

Для предупреждения попадания парообразного холодильного агента в испарительную систему конец жидкостного трубопровода в линейном ресивере помещают под уровнем жидкости.

Некоторая часть накапливающегося в конденсаторе воздуха попадает по уравнительному трубопроводу в линейный ресивер. Для удаления воздуха из линейного ресивера предусмотрен двухтрубный воздухоотделитель, который входит в комплект поставки. При отсутствии в схеме автоматического воздухоотделения установка комплектного воздухоотделителя обязательна.

Дренажные ресиверы предназначены для приема сконденсировавшегося холодильного агента во время оттайки горячими парами приборов охлаждения (батарей и воздухоохладителей) и предусматриваются только в схемах с непосредственным испарением холодильного агента.

Циркуляционные ресиверы служат для накапливания жидкого холодильного агента перед подачей его в приборы охлаждения в насосных системах. В насосно-циркуляционных системах охлаждения применяют дренажно-циркуляционны е ресиверы марки РДВ, которые выполняют функции циркуляционных ресиверов и отделителей жидкости одновременно. Дренажно-циркуляционные ресиверы типа РДВ представляют собой вертикальные сварные цилиндрические сосуды, имеющие патрубки для входа и выхода аммиака, уравнительную линию, штуцеры для присоединения манометра, предохранительных клапанов и др.

**Задача:** По исходным данным в результате расчета подобрать кожухотрубный испаритель.

**Исходные данные:**

Массовый расход Х.А. на 2й ступени: GВД=1616,4 кг/ч;

V"=0,00086 м3/кг - удельный объем жидкого ХА.

2 – смена объемов в час;

1,2- коэффициент запаса;

**Емкость линейного** **ресивера**:

VЛР=1.2\*GВД\* v"/2=1.2\*1616,4\*0.00086/2=0,834м3/ч;

Подбираем ресивер марки 1.5РД,(рис.7.)

Таблица 6. Фреоновый ресивер горизонтального типа РД [6]:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| марка | размеры, мм | | диаметры условного прохода штуцеров, мм | | | емкость, м3 | масса, кг |
|  | D\*S | L | жидк. | урав. лин. | пред. кл. |  |  |
| 1,5РД | 800\*8 | 3610 | 50 | 25 | 15 | 1,65 | 670 |

**Технико-экономические показатели.**

**Определение коэффициента удельной холодопроизводительности**

Для сравнения компрессоров с различной холодопроизводительностью применяют коэффициент удельной холодопроизводительности, который характеризует экономичность компрессора.

**ε = Q0/ Ne=73,7/43,646=1,69**

