МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИМЕНИ Н.П.ОГАРЕВА

Институт механики и энергетики

Кафедра теплоэнергетических систем

# КУРСОВАЯ РАБОТА

# РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Автор курсовой работы \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ **Хрестин Д.А.**

 (подпись) (дата)

Специальность 140106 ЭОП

Обозначение курсовой работы КР-02069964-140106-76-06

Руководитель работы

канд. техн. наук, доц. \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ **Левцев А.П.**

 (подпись) (дата)

Работа защищена Оценка

Саранск 2010

МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИМЕНИ Н.П.ОГАРЕВА

Институт механики и энергетики

Кафедра теплоэнергетических систем

## ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

Студент **Хрестин Д.А.**

1 Тема: «**Расчет холодильных установок**»

2 Срок представления работы к защите \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

3 Исходные данные для научного исследования (проектирования) представлены в таблице 1. Схема холодильной установки представлена на рисунке 1.

Таблица 1 – Исходные данные для проектирования

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| вариант | хладагент | холодопроизводительность, кВт | температура рассола на выходе из испарителя, ˚С | место назначения установки |
| 76 | R717 | 80 | -7 | Г. Казань |

Рис.1 – Схема холодильной установки

4 Содержание курсовой работы

# 4.1 Расчёт и построение холодильного цикла по диаграмме lnP-h

4.2Тепловой расчёт и выбор компрессора

4.3 Тепловой расчет конденсатора

4.3.1. Расчет поверхности конденсатора

4.3.2.Теоретический расчет коэффициента теплопередачи

# 4.4 Тепловой расчёт испарителя

##### 4.5 Расчёт системы оборотного водоснабжения

### 4.5.1.Выбор градирни

4.5.2.Выбор насоса

Руководитель работы (проекта)\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**Левцев А. П.**

 (подпись, дата, инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ **Хрестин Д.А.**

 дата, подпись

# **Содержание**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

РР-02069964-140106-76-06

# Введение ………………………………………………………….................6

# 1.Расчёт и построение холодильного цикла по диаграмме lnP-h ……….7

2.Тепловой расчёт и выбор компрессора …………………………………10

3.Тепловой расчет конденсатора …………………………………………...13

3.1. Расчет поверхности конденсатора ………………………………...13

3.2.Теоретический расчет коэффициента теплопередачи …………...14

# 4.Тепловой расчёт испарителя ……………………………………………..17

##### 5.Расчёт системы оборотного водоснабжения ……………………………20

### 5.1.Выбор градирни ………………………………………………………20

5.2.Выбор насоса …………………………………………………………20

Заключение ………………………………………………………………..22

Список использованных источников …………………………………...23

**Введение**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6

РР-02109964-140110-76-10

Холодильные установки применяются для охлаждения воздуха и создания бо­лее комфортных условий для человека, а также для замораживания грунта при производстве строительных работ, охлаждения продуктов и т.д. В системах те­пло- и газоснабжения в вентиляции холодильные установки применяются глав­ным образом при кондиционировании воздуха. Охлаждение сможет осуществ­ляться при непосредственном использовании льда или холодной воды. Однако наиболее распространена холодильная установка с использованием компрессо­ров или струйных аппаратов.

Эти холодильные установки могут работать по принципу испарения некоторых сжиженных газов или расширения сжатых газов. К паровым следует отнести и абсорбционные холодильные установки, действующие на основе теплохимических процессов. Паровое охлаждение значительно экономичнее газового. Перспективным может оказаться способ охлаждения, основанный на исполь­зовании термоэлектрических и магнитных явлений

**1 Расчет и построение холодильного цикла на диаграмме lnP-h**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

РР-02069964-140106-76-10

Температура воды на входе в конденсатор:

, (1.1)

где ;

;

-температура мокрого термометра находится по i-d диаграмме Рамзина по расчётной температуре наружного воздуха самого жаркого месяца tн.р. и относительной влажности φн

 tн.р= tср.м+tи.м, (1.2)

где tср.м-средняя температура самого жаркого месяца.

Значения tср.м и φн выбираем из[1]. Для г. Смоленска tи.м=350С, tср.м=17,10С, φн=77%

tн.р= 17,1+0,25\*35=260С

По диаграмме Рамзина рис.2 [2] определяем tн=230С.

Примем ;

Температура воды на входе в конденсатор составит:

,

Температура воды на выходе из конденсатора

 . (1.3)



Средняя температура воды в конденсаторе

. (1.4)



Температура конденсации

, (1.5)

где .

Примем  , тогда 

Температура кипения хладагента

, (1.6)

где  - средняя температура рассола, а  - температура рассола на входе.

,





Температура всасывания

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

8

РР-02069964-140106-76-10

, (1.7)

где . Примем, тогда

.

Температура переохлаждения перед регулирующим вентилем

 (1.8)

где =3-5°С.

Примем = 5°С , тогда температура переохлаждения перед регулирующим вентилем

.

Этих параметров достаточно для построения холодильного цикла на конкретной диаграмме *lgP – h*. По построенной диаграмме определим следующие параметры:



 **2 Тепловой расчёт и выбор компрессора**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

10

РР-02069964-140106-76-10

Удельная холодопроизводительность, *кДж/кг*

, (2.1)

 *кДж/кг.*

Удельная работа сжатия компрессора на *1 кг* пара, *кДж/кг*

, (2.2)

 *кДж/кг.*

Холодильный коэффициент цикла

 (2.3)

.

Масса циркулирующего хладагента,  *кг/с*

, (2.4)

 *кг/с.*

Действительный объем пара, засасываемого в компрессор, *м3/с*

, (2.5)

 *м3/с.*

Объемная холодопроизводительность,  *кДж/м3*

, (2.6)

 *кДж/м3.*

Индикаторный коэффициент подачи

, (2.7)

где  - дисперсии при нагнетании и всасывании которые принимают равными 5-10 *кПа*.

.

Коэффициент невидимых потерь для бескрейцкопфных компрессоров

, (2.8)

.

Коэффициент подачи компрессора

, (2.9)

.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

11

РР-02069964-140106-76-10

Теоретическая объемная подача,м3/с

, (2.10)

 м3/с.

**Для стандартных условий**

Удельная объёмная холодопроизводительность в стандартных условиях

, (2.11)

где  - удельная массовая холодопроизводительность и удельный объем, рассчитанные при стандартных условиях (t о=-15°С, t к=30°С, t вс=-10°С, t п=-25°С).

.

Индикаторный коэффициент подачи при стандартных условиях

.

 Коэффициент невидимых потерь для бескрейцкопфных компрессоров при стандартных условиях

.

Коэффициент подачи компрессора в стандартных условиях

, (2.12)

.

Стандартная холодопроизводительность, кВт

, (2.13)

 кВт.

Адиабатная мощность компрессора, *кВт*

, (2.14)

 *кВт.*

Индикаторный коэффициент полезного действия

, (2.15)

где b = 0,001 -эмпирический коэффициент, равный 0,001 для бескрецкопфных машин,

.

Индикаторная мощность, *кВт*,

, (2.16)

 *кВт*.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

12

РР-02069964-140106-76-06

Мощность трения, *кВт*

, (2.17)

где Pтр-удельное давление трения: 49-69 Па – для бескрецкопфных прямоточных аммиачных машин.

.

Эффективная мощность, *кВт*

, (2.18)

 *кВт.*

Мощность двигателя, *кВт*

, (2.19)

где - КПД передачи *0,96 – 0,99*.

 *кВт.*

По стандартной холодопроизводительности выберем компрессор (табл.1,прил,2[2]) и запишем его характеристики в таблицу .

Таблица 1 - Характеристики компрессора

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| марка | частота вращения, с-1 | ход поршня, мм | теоретическая объемная подача, м3/с | R717 |
| холодопро–изводитель-ность,кВт | Потребляемая мощность, кВт |
| П – 80 | 24 | 66 | 0,05780 | 91,8 | 25,5 |

 **3 Тепловой расчет конденсатора**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

13

РР-02069964-140106-76-06

 **3.1 Расчет поверхности конденсатора**

Нагрузка конденсатора, *кВт*

, (3.1.1)

 *кВт.*

Расход охлаждающей воды в конденсаторе, *кг/с*

, (3.1.2)

 *кг/с*.

Среднелогарифмическая разность температур

, (3.1.3)





Задавшись скоростью воды для аммиачных конденсаторов=2 *м/с* по (рис.3[2]) определяем коэффициент теплоотдачи .=1,24 *кВт/м2 0С.*

Коэффициент теплоотдачи в реальных условиях, *кВт/м2 0С*

, (3.1.4)

где  *м2 0С/кВт* выбираем по табл.1[2]. =0,45 *м2 0С/кВт.*

 *кВт/м2 0С.*

Внутренняя поверхность теплообмена конденсатора, *м2*.

, (3.1.5)

 *м2*.

Сделаем перерасчет на наружную поверхность по формуле

 (3.1.6)

 *м2*.

По [табл. 1,прил.2] выбираем аппарат с близкой площадью поверхности[2]. Параметры выбранного кожухотрубного горизонтального аммиачного конденсатора представлены в таблице 3.1.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

14

РР-02069964-140106-76-06

Таблица 3.1 – Параметры кожухотрубного горизонтального аммиачного конденсатора

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка | площадь поверхности, *м2* | габариты, мм | число труб | длина труб, мм | число ходов, s | масса, кг |
| диаметр, D | длина, L | ширина, В | высота, Н | аппарата | рабочая |
| КГТ 32 | 32 | 500 | 4430 | 810 | 1230 | 144 | 4000 | 8 | 1440 | 1940 |

Диаметр трубок 25х2,5мм.

**3.2 Теоретический расчет коэффициента теплопередачи**

Рекомендованное значение коэффициента теплопередачи должно быть проверено по формуле:

, (3.2.1)

где - для гладкотрубных аппаратов,

αконд .-коэффициент теплообмена при конденсации на пучке труб, Вт/м2ּ0С,

Ен- эффективность наружной поверхности,

αв- коэффициент теплоотдачи от воды к стене трубы, Вт/м2ּ0С,

Rст определяется из (таб.1[2]).

Fн/Fвн= Fон/Fовн = dн/dвн в гладкотрубных аппаратах.

 - коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на пучке труб, Вт/м2ּ0С

, (3.2.2)

, (3.2.3)

где B-приведено в (табл.3,прил.2[2])-коэффициент теплоотдачи одной трубы

- среднее количество труб по вертикали, *шт*

, (3.2.4)

где nобщ-общее число труб;SГ, SВ-шаг труб по горизонтали и вертикали.

 - коэффициент теплоотдачи от воды к стенке:

, (3.2.5)

Число Нуссельта

 , (3.2.6)

Число Рейнольдса

, (3.2.7)

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

15

РР-02069964-140106-76-06

где v – линейная скорость, м/с; d – внутренний диаметр трубки конденсатора принимается по табл. 3.1; λ и υ принимаются по (прил.2 [3]).

Линейная скорость, м/с

, (3.2.8)

, (3.2.9)

где ρ – плотность воды при ; n и s принимаются по табл.3.1

,

Коэффициент теплоотдачи одной трубы В=7677,5 при .

Вт/м2ּ0С,

 Вт/м2ּ0С,

,

=1,66м/с,

Число Рейнольдса

,

Число Нуссельта

,

Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке

 Вт/м2ּ0С,

 Рекомендованное значение коэффициента теплопередачи

 *кВт/м2 0С*,

Оптимальное значение удельного теплового потока  определяется графически.

Строятся графики двух тепловых потоков со стороны воды и пара соответственно:  и.(рис.1)

, (3.2.10)

, (3.2.11)





Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16

РР-02069964-140106-76-06



Рис.1 - Графическое определение искомого теплового потока qиск.

Окончательно поверхность аппарата, *м2*.

, (3.2.12)

 *м2*.

#  **4 Тепловой расчёт испарителя**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

17

РР-02069964-140106-76-06

Расход рассола в системе холодоснабжения, через испаритель, *кг/с*

, (4.1)

где ,

,

.

Температурный напор, *0С*,определяют по формуле

, (4.2)

, откуда,

.

Удельный тепловой поток

 , (4.3)

Коэффициент αкип может быть определён по формуле для R-717:

αкип=9q0.6(P0ּ10-5)0.15, (4.4)

где P0-давление в испарителе, Па.

Находится уравнение теплового потока со стороны рассола.

, (4.5)

где , *кВт/м2 0С*

, (4.6)

 *кВт/м2 0С.*

,

где *В* принимается по (табл.1,прил.4)[2], -по табл.2[2]

Получим уравнение теплового потока со стороны хладагента

,

,

,

,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

18

РР-02069964-140106-76-06

,

,

.

Определим графическим методом удельный тепловой поток .(рис.2)



Рис.2 - Графическое определение qвн.

Находится поверхность испарения, *м2*

, (4.7)



## По (табл. 2, прил.3)[2] выберем испаритель с близкими параметрами и запишем его характеристики в таблицу 4.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

19

РР-02069964-140106-76-06

Таблица 4 – Параметры испарителя.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| марка | размеры кожуха | площадь поверхности, м2 | габариты | число труб | длина труб, м | число ходов |
| длина, мм | высота, мм | ширина, мм |
| 50ИТГ | 600х8 | 51/40,6 | 3580 | 1075 | 1590 | 216 | 3000 | 8 |

#####  **5 Расчёт системы оборотного водоснабжения**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

20

РР-02069964-140106-70-06

###  **5.1 Выбор градирни**

Градирню выбирают по тепловой нагрузке ,*кВт*

, (5.1)

*кВт/м2.*

Из (табл.4,стр.16.)[2] выбираем градирню и записываем её характеристики в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Параметры градирни.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| марка градирни | тепловая производительность (Δt=5˚C), кВт | теплопередающая поверхность, м2 | расход охлаждающей воды, кг/с | диаметр форсунок, мм | количество форсунок, шт. | удельная тепловая нагрузка, кВт/м2 | Высота разбрызгивателя, м |
| ГПВ 160 | 186 | 462 | 8,88 | 8 | 9 | 47,5 | 1,26 |

 **5.2 Выбор насоса**

Выбор насоса можно провести, зная величину требуемого напора *Н* и расхода *G*.

В разомкнутой системе, которой является конденсатор – градирня – насос – конденсатор, напор расходуется

, (5.2.1)

где , *м;*  - высота разбрызгивателя,  = 1,26 м. Примем = 0,5м.

Т.к трассировка отсутствует, то  и формула (5.2.1) примет вид

, (5.2.2)

, (5.2.)

 где  - потери на трение,- потери на местные сопротивления,

, (5.2.)

где - коэффициент трения, определяемый по формуле

 , (5.2.)

*К* – шероховатость, принимаем К=0,5 *мм.*

*l –* длина трубы конденсатора, принимаем *l = 20м.*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

21

РР-02069964-140106-76-06

, (5.2.)

где - местные сопротивления, принимаем =10, υ – скорость движения воды, примем υ = 1,4 м/с, ρ– плотность воды при =29˚С.

Потери давления на местные сопротивления составят

.

Предварительно примем линейные потери = 80 Па/м. Учитывая шероховатость К=0,5 *мм,* расход воды через конденсатор Gв =9,37 кг/с(33,73м3/ч) получим для стандартного ряда по номограмме окончательно = 270 Па/м. Для стандартного ряда также получаем υ= 1,4 м/с и dн = 100 мм.

Тогда потери на трение составят, Па

, (5.2)

,

,



По (табл. 1, прил.6)[2] выбирается насос, и записываются его характеристики в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Характеристики насоса

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Центробежный насос | подача, кг/с | напор, м | КПД, % | мощность эл. двигателя, кВт | Частота вращения, с-1 |
| К45/30а | 10 | 22 | 70 | 5,5 | 48,33 |

**Заключение**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

22

РР-02069964-140106-76-06

 В результате расчета холодильной установки были выбраны следующие элементы:

Компрессор П – 80;

Конденсатор КГТ 32;

Испаритель 50ИТГ

Градирня ГПВ 160;

Насос К45/30а.

Выбранные элементы обеспечивают заданную холодопроизводительность установки и соответствуют требованиям ГОСТа т СНиПа.

 **Список использованных источников.**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

23

РР-02069964-140106-76-06

1.СНиП 23-01-94 Строительная климатология, М.2000.

2.Методические указания для выполнения курсовой работы. А.П.Левцев, 2005.

3.Методические указания для выполнения расчетной работы №1. А.П.Левцев, 2005.

4.Методические указания для выполнения расчетной работы №2. А.П.Левцев, 2005.

5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: П81Справочник/ Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина, 2 – е издание.

6.Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин.Под редакцией А.В.Быкова: М.,Лёгкая и пищевая промышленность ,1984.

7.Холодильные машины. Справочник. Под ред. А.В.Быкова. М., Лёгкая и пищевая промышленность,1982.

8.Проектирование холодильных сооружении. Справочник. Под ред. А.В.Быкова. М.,Лёгкая и пищевая промышленность, 1978.

10.Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин. А.А.Гогин, Г.Н.Данилова и др. М., Лёгкая и пищевая промышленность,1982.

11.Теплообменные аппараты холодильных установок. Г.Н.Данилова и др.Л.,Машиностроение,1973.