|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Министерство образования Республики Беларусь  Учреждение образования  МОГИЛЕВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПРОДОВОЛЬСТВИЯ Кафедра теплахладотехники   **Контрольная работа №1**  по холодильной технике  студента 4 курса группы ТРХЗС – 081  Ловцевич Олеси Казимировны  Шифр 080087   |  | | --- | | 211802 Витебская область | | Глубокский район  д. Озерцы | | ул. Полевая д.18 | | Ловцевич О.К. |   Могилев 2010 |

* 1. **. Задание**

Рассчитать теплопритоки в заданную камеру производственного холодильника и подобрать холодильной оборудование.

* 1. **. Исходные данные**

Рассчитывается камера одноэтажного холодильника, строительная высота которого =6 м. покрытие холодильника – плоская кровля.

План холодильника с его ориентацией по сторонам света приведен на рисунке 1 методических указаний.

Применяется централизованное хладоснабжение от компрессорного цеха с непосредственной системой охлаждения камеры. В качестве холодильного агента используется аммиак ( R717).

Рассчитывается камера холодильной обработки пищевого продукта.

Циркуляция воздуха в камерах с батарейной системой охлаждения –естественная.

Температура воздуха в машинном отделении и в технологическом цехе принимаются равной 18˚С. Коридор относится к категории неотапливаемых и неохлаждаемых помещений.

**2. Содержание контрольной работы и порядок ее выполнения**

1. Определить емкость расчетной холодильной камеры.

2. Произвести расчет теплопритоков в камеру.

3. Определить тепловые нагрузки на компрессор и на камерное оборудование.

4. Определить расчетный режим работы холодильной установки.

5. Рассчитать и подобрать компрессор.

6. Рассчитать и подобрать конденсатор.

7. Рассчитать и подобрать камерное оборудование.

**2.1. Определение емкости расчетной холодильной камеры**

Под емкостью камеры понимают максимально возможное количество одновременно хранящихся в ней грузов.

По известным строительным размерам камеры, виду поступающего в камеру продукта, виду упаковки и способу его укладки можно определить емкость расчетной холодильной камеры т:



, (1)



где - строительная площадь камеры, ;



- норма загрузки единицы грузового объема камеры грузом, т/ ;



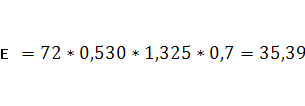
– грузовая высота штабеля, м;



- коэффициент использования строительной площади камеры.



Согласно приложению А числовые значения величин равны: - 0,530 т/ , – 1,325 м. Коэффициент использования строительной площади камеры , поскольку камера площадью до 100, принимаем равной 0,7.



Т.к. значение величины в приложении А представлено для упакованного груза (брутто), то значение емкости камеры рассчитанное по формуле 1, получено с учетом массы упаковочного материала.



* 1. **. Тепловой расчет камеры**

Тепловой расчет заключается в определении суммы теплопритоков, поступающих в холодильную камеру, что необходимо для определения потребной мощности (холодопроизводительности) холодильной установки.

В холодильную камеру в единицу времени проникает следующее количество теплоты Q, Вт:

, (2)



где – теплоприток, поступающий через ограждающие конструкции камеры вследствие наличия разности температур, Вт;



- теплоприток от груза при его холодильной обработке, Вт;



– теплоприток, поступающий с наружным воздухом при вентиляции камеры, Вт;



- теплоприток от различных источников при эксплуатации камеры, Вт;



– теплоприток от плодов и овощей при их «дыхании», Вт.



После последующих расчетов теплопритоков определим количество теплоты.

* + 1. **Теплоприток через ограждающие конструкции**

Через ограждения в камеру проникает теплоприток , Вт, обусловленный наличием разности температур воздуха с обеих сторон ограждений и действием солнечной радиации на наружные поверхности ограждений (кровлю и наружные стены, не закрытые от действия солнечной радиации) :



(3)

Теплоприток ,Вт, возникающий в результате наличия разности температур воздуха снаружи и внутри охлаждаемой камеры, определяем по формуле:

*,*  (4)

где - действительный коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(К);



F – площадь поверхности ограждения, через которую определяют теплоприток, ;



∆t – расчетная разность температур, ˚С.

Площадь поверхности ограждений определяется как произведение длины на ширину (для пола и покрытия) или длины на высоту (для стен). По упрощенной методике расчета толщину многослойной строительно-изоляционной конструкции стен камеры при определении размеров не учитывают. Длину и ширину стен находят как расстояние между осями соответствующих колонн. Высоту ограждения находят как расстояние от уровня число пола до верхней отметки слоя теплоизоляции покрытия.

Расчетную толщину теплоизоляции , м, покрытия камеры определяют по формуле:

, (5)



где - коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала, Вт/(мК),(согласно приложению Ж равен 0,045Вт/(мК));

– нормативный коэффициент теплопередачи покрытия, Вт/(К), (согласно приложению Б после интерполяции равен 0,3682 Вт/(К));



- коэффициент теплоотдачи у наружной поверхности покрытия, Вт/(К),(согласно приложению Е равен 23 Вт/(К));



- коэффициент теплопередачи у внутренней поверхности покрытия, Вт/(К),(согласно приложению Е равен 7 Вт/(К));



– толщина i-го слоя конструкции покрытия, м (согласно приложению Д равна:



- для верхнего слоя кровли - 0,006м;

- для пароизоляции - 1-го слоя пергамина – 0,001 м;

- для бетонной стяжки по металлической сетке – 0,040 м;

- для железобетонной плиты – 0,035м.

- коэффициент теплопроводности i-го слоя конструкции ограждения, Вт/(мК), (согласно приложению Ж равен:



- для рубероида – 0,18 Вт/(мК);

- для пергамина – 0,15 Вт/(мК);

- для стяжки из бетона по металлической сетке – 1,86 Вт/(мК);

- для железобетона – 2,04 Вт/(мК).

*-* номер слоя;



*-* количество слоев в конструкции за исключением слоя теплоизоляции.



=0,1103 м

При определении высоты к строительной высоте (=6м) кроме толщины слоев конструкции покрытия до верхней отметки слоя теплоизоляции следует добавить высоту балки перекрытия =0,89м. Таким образом получаем:



, (6)

– толщина железобетонной плиты покрытия, м (Согласно приложению Д равна 0,035 м);



- действительная толщина теплоизоляционного слоя покрытия, м.



м.

За расчетную разность температур принимается:

- для наружных стен и покрытия камеры

, (7)

- для внутренних стен и перегородок, отделяющих камеру от смежных помещений и с фиксированной температурой

, (8)

- для внутренних стен, отделяющих камеру от неохлаждаемых и неотапливаемых помещений, имеющих выход наружу

, (9)



В формулах (7), (8), (9):

- расчетная летняя температура наружного воздуха, ˚С(согласно приложению И равна 29˚С);



- температура воздуха внутри охлаждаемой камеры, ˚С. Согласно условия равна 2˚С;

- температура воздуха в смежном с расчетной камерой помещении, ˚С. Согласно исходным данным в смежных помещениях 0˚С;

Поскольку = 2˚С, то теплопритоком через пол можно пренебречь.

˚С



˚С



=18,9˚С

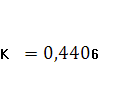
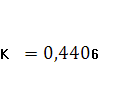


Т.к. при проектировании холодильников оптимальная толщина теплоизоляционного слоя ограждений определяется, исходя из нормативного значения коэффициента теплопередачи , то при расчете теплопритоков можно принять = (приложение Б, В, Г).

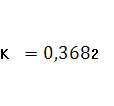
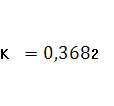


Исходя из этого получаем:

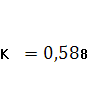
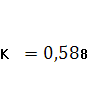
- для наружной стены Вт/(К);



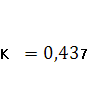
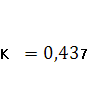
- для покрытия Вт/(К);



- для перегородок Вт/(К);



- для внутренних стен Вт/(К).



Таким образом, рассчитываем теплоприток ,Вт:

- для внутренних стен

Вт

- для перегородок

Вт

Поскольку перегородки две полученное значение умножаем на два:

= Вт



Теплоприток от солнечной радиации , Вт:

, (10)

где F, - величины аналогичные величинам, входящим в формулу (4);



- избыточная разность температур, вызванная действием солнечной радиации, ˚С (по приложения К, рисунка 1, таблицы 1 методического указания равна 17,7˚С).



- для покрытия

Вт

- для наружных стен

Вт

Рассчитываем теплоприток через ограждения камеры :



Вт



В таблице 1 изображены исходные данные и результаты теплопритока через покрытие, наружную и внутреннюю стены, перегородки и пол.



Таблица 1 - Сводная таблица расчета теплопритока через покрытие, наружную и внутреннюю стены, перегородки и пол

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограж-дение | , Вт/К | ,,  ˚С | ,  ˚С | ∆t,  ˚С | ,  ˚С | F, | ,  Вт | ,  Вт | ,  Вт |
| Покры-тие  Наруж-ная стена  Внутрен-няя стена  Перегородка  Перего-родка  Пол | 0,3682  0,4406  0,437  0,588  0,588  - | 29  29  29  0  0  - | 2  2  2  2  2  2 | 27  27  18,9  -2  -2  - | 17,7  17,7  17,7  17,7  17,7  17,7 | 72  36  36  72  72  72 | -  -  - | -  -  -  - |  |
| ИТОГО: |  |  |  |  |  |  | 127,996 | 1144,04 | 1272,036 |

* + 1. **Теплоприток от груза при его холодильной обработке**

Теплоприток , Вт, от груза при его холодильной обработке складывается из двух теплопритоков:



, (11)

где – теплоприток от продукта, Вт

- теплоприток от тары, Вт.

Теплоприток от продукта при его холодильной обработке в камерах охлаждения для односменного режима работы определяется по формуле

, (12)



где - суточное поступление продукта, т/сут;

, - удельные энтальпии продукта, соответственно начальной и конечной температурам продукта, кДж/кг (согласно приложению Л равны 562,3 и 533,0 кДж/кг соответственно)

- продолжительность холодильной обработки, ч/сут.

Теплоприток от тары для камер холодильной обработки:

, (13)



где – суточное поступление тары, т/сут;



- теплоемкость тары, кДж/(кгК) (согласно приложению М равна



2,09 кДж/(кгК))

, – начальная и конечная температура тары, ˚С. Соответствуют начальной и конечной температурам продукта согласно исходным данным 16˚С и 8˚С соответственно.

Суточное поступление тары приближено принимается пропорционально суточному поступлению продукта и составляет для пластмассовой – 15% от суточного поступления продукта. Камеры холодильной обработки являются камерами периодического действия и загружаются на всю емкость, поэтому суточное поступление груза , т/сут., в камеру холодильной обработки равно емкости камеры т.е. . По пропорции находим , что т/сут , а т/сут.



Таким образом:

Вт

Вт

Вт



* + 1. **Теплоприток с наружным воздухом при вентиляции камеры**

Необходимость вентиляции охлаждаемых камер определяется технологическими требованиями к состоянию воздушной среды (в камерах хранения «дышащих» грузов) или санитарными требованиями, для создания нормальных условий для людей, длительно работающих в этих помещениях.

Камеры, для которых по заданию предлагается рассчитать теплопритоки, обычно не вентилируются, поэтому этот вид теплопритока в камеру отсутствует (=0).



* + 1. **Эксплуатационные теплопритоки**

Эксплуатационные теплопритоки в охлаждаемую камеру , Вт, определяют как сумму теплопритоков:



, (14)



где - теплоприток от освещения, Вт;



- теплоприток от работающих электродвигателей, Вт;



- теплоприток от пребывания людей, Вт;



- теплоприток при открывании дверей, Вт.



Значение теплопритока определяют по формуле:



, (15)

где - теплота, выделяемая источниками освещения в единицу времени на 1 площади пола, Вт/;



– строительная площадь камеры,.



Вт



С учетом коэффициента одновременности включения осветительных приборов для камер холодильной обработки можно принять =4,7 Вт/.



Для камер оборудованных батарейными приборами охлаждения теплоприток от работающих электродвигателей условно можно принять =0.



Теплоприток от пребывания людей:

, (16)



где - тепловыделение с учетом влаговыделения одного человека при физической работе средней интенсивности, Вт;



- число одновременно работающих в охлаждаемом помещении людей. Принимают в зависимости от площади камеры: до 200 - 23 человека.



- продолжительность пребывания людей в камере, ч. Принимается =2 ч.



Вт



Теплоприток при открывании дверей:

, (17)

где - удельный теплоприток при открывании дверей, Вт/.(Согласно приложению П равен 12 Вт/ );



– строительная площадь камеры,.



Вт



Эксплуатационные теплопритоки в охлаждаемую камеру , Вт, равны:



Вт



В таблице 2 изображены исходные данные и результаты расчетов теплопритоков.

Таблица 2 – Исходные данные и результаты расчета эксплуатационных теплопритоков в расчетную камеру

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Назна-чение камеры | , | ,  кВт | чел | Удельные теплопритоки,  Вт/ | | | ,  Вт | ,  Вт | ,  Вт | ,  Вт | ,  Вт |
|  |  |  |
| Охлаж-дение | 72 | - | 3 | 4,7 | 2 | 12 | 338,4 | 0 | 60 | 864 | 1262,4 |

* + 1. **Теплопритоки от плодов и овощей при их «дыхании»**

Поскольку у нас холодильная обработка продукта и «дыхание » отсутствует, то теплоприток = 0.



* 1. **Тепловые нагрузки на компрессор и камерное оборудование**

Расчет теплопритоков выполняется для определения нагрузок на компрессор и камерное оборудование.

Расчетная тепловая нагрузка на камерное оборудование , Вт, определяет площадь теплопередающей поверхности охлаждающих приборов расчетной камеры (батарей) и находится как сумма всех теплопритоков в данную камеру, т.к. камерное оборудование должно обеспечивать отвод теплоты при самых неблагоприятных условиях.

, (18)

Вт

Причем для камер холодильной обработки периодического (циклического) действия учитываем, что при расчете теплопритока было получено среднее значение теплопритока за весь период холодильной обработки груза. В начальный период цикла теплоприток будет больше, чем расчетный (средний за период). Поэтому во избежание повышения температуры воздуха в камере, расчетный теплоприток при определении увеличиваем на 3050%:



, (19)

= 25702,954 Вт

При определении тепловой нагрузки на компрессор , Вт, которая является исходной для расчета и подбора компрессора и конденсатора, учитываем, что в исходных данных дана дополнительная тепловая нагрузка на рассчитываемый компрессор . Следовательно необходимо подобрать компрессор, мощность которого будет достаточной для конденсации всех теплопритоков проникающих в расчетную камеру и для отвода тепловой нагрузки

Учитывая все вышесказанное, нагрузка на компрессор равна:

(20)

Вт

В таблице 3 изображены данные расчета теплопритоков в расчетную камеру

Таблица 3 - Итоговые данные расчета теплопритоков

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер рас-четной камеры | Темпе-ратура воздуха в  камере ,˚С | , Вт | | , Вт | | , Вт | | Итого, Q , Вт | |
| на  ком-прес-сор | на  оборудо-вание | на  ком-прес-сор | на  оборудо-вание | на  ком-прес-сор | на  обо-рудо-вание | на  компрес-сор | на  оборудо-вание |
| 2 | 2 |  |  |  |  |  |  |  |  |

Примечание - теплопритоки и а таблицу не внесены, поскольку для расчетной камеры они отсутствуют.



* 1. **Выбор расчетного режима работы холодильной установки**

Заданный температурно-влажностный режим в расчетной камере обеспечивается с помощью холодильной установки работающей на аммиаке.

Режим работы холодильной установки характеризуется температурой кипения и температурой конденсации хладагента и определяется соответственно температурой охлаждения продукта и температурой среды, охлаждающей конденсатор.

Температура кипения аммиака , ˚С, при батарейном охлаждении:



, (21)

где - температура воздуха в охлаждаемой камере, ˚С.

˚С



Температура конденсации зависит от вида охлаждающей конденсатор среды. На предприятиях пищевой промышленности обычно применяют конденсаторы водяного охлаждения, используя обратное водоснабжение, либо испарительные конденсаторы.

Для конденсаторов водяного охлаждения при обратном водоснабжении температура аммиака ,˚С определяется по зависимости:



, (22)



где - температура воды, выходящей из конденсатора, ˚С.



Температуру жидкого аммиака перед регулирующим вентилем , ˚С принимают равной температуре конденсации (). Поэтому ˚С.



В аммиачных холодильных установках с испарительными конденсаторами температуру конденсации можно определить по графической зависимости температуры конденсации от температуры наружного воздуха по мокрому термометру и плотности теплового потока . Оптимальное значение =2,5кВт/



Рисунок 1 – График определения температуры конденсации в аммиачных

испарительных конденсаторах

Оптимальный режим работы холодильной установки предусматривает также перегрев всасываемых паров =510˚С. Поэтому температура всасываемых в компрессор паров хладагента , ˚С:



, (23)

˚С

**2.5. Подбор компрессора**

Требуемая холодопроизводительность , кВт, определяется исходя из расчетной нагрузки на компрессор с учетом транспортных потерь (дополнительных теплопритоков через поверхность трубопроводов и аппаратов холодильной установки).



, (24)

где - коэффициент транспортных потерь. Для системы непосредственного охлаждения, принятой в контрольной работе =1,051,07.



кВт



Подбор компрессора осуществляем по теоретической объемной производительности компрессора /с. Для расчета и подбора одноступенчатого компрессора () необходимо располагать следующими данными:



а) требуемой холодопроизводительностью компрессора , найденной по формуле (23);



б) температурным режимом работы холодильной установки: температурой кипения , конденсации , всасывания и температурой жидкого хладагента перед регулирующим вентилем .



По заданному температурному режиму строим схему и цикл одноступенчатой холодильной установки в диаграмме h-lgP(рис.2). С помощью термодинамической диаграммы состояния аммиака определяем параметры узловых точек цикла. Параметры узлов сносим в таблицу.

КМ – компрессор, КД – конденсатор, РВ – регулирующий вентиль,

И – испаритель

Рисунок 2 – Расчетная схема и цикл в h-lgP диаграмме одноступенчатой аммиачной холодильной машины

Таблица 4 – Параметры узловых точек цикла

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | t,  ˚С | Р,  МПа | h,  кДж/кг | S,  кДж/кг | ν,  /кг |
|  | -8 | 3.2 | 1450 | 5.7 | 0.49 |
| 1 | -8 | 3.2 | 1480 | 5.8 | 0.5 |
| 2 | 40.5 | 18 | 1720 | 5.8 | 0.1 |
|  | 40.5 | 18 | 1500 | 5.2 | 0.09 |
|  | 40.5 | 18 | 400 | 1.5 | 0.04 |
| 4 | -8 | 3.2 | 400 | 1.75 | 0.08 |

Расчетом определяются следующие величины:

1. Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг

(25)



кДж/кг



2. Массовый расход циркулирующего аммиака, кг/с

, (26)



где - требуемая холодопроизводительность компрессора, кВт.



кг/с



3. Объемная производительность компрессора, /с



, (27)



где - удельный объем всасываемого пара, /кг.



/с



4. Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора, ,/с



, (28)



где - коэффициент подачи, учитывающий объемные потери в компрессоре. Определяется согласно рисунку 3.



1 – поршневых; 2 – винтовых.

Рисунок 3 – Зависимость коэффициента подачи компрессора от степени

сжатия.

/с



На основании полученного значения по приложению Р подбираем компрессор, объемная подача которого на 1040% больше требуемой , что обеспечит работу компрессора с коэффициентом рабочего времени b=/=0,60,92.



Выбираем поршневой компрессор марки **А220 – 7 – 2(3)** с теоретической объемной производительностью 0,167/с.



После подбора компрессора определяем действительный массовый расход холодильного агента, кг/с:

(29)

кг/с

Действительную холодопроизводительность компрессора в заданном режиме , кВт:

, (30)

кВт

Мощность привода компрессора определяем по следующей методике:

1. Теоретическая (адиабатная) мощность сжатия , кВт:



, (31)

где = - удельная работа сжатия в компрессоре, кДж/кг;



= кДж/кг



- удельная энтальпия пара хладагента соответственно в начале и в конце процесса сжатия, кДж/кг.



кВт



2. Действительная (индикаторная) мощность сжатия , кВт:



, (32)



где - индикаторный КПД (для компрессоров средней холодопроизводительности =0,8).



кВт



3. Мощность на валу компрессора (эффективная мощность) , кВт:



, (33)



где - механических КПД компрессора. Для аммиачных одноступенчатых компрессоров .

кВт



4. Электрическая мощность, потребляемая электродвигателем из сети , кВт:

, (34)

где - КПД электродвигателя. Принимаем = 0,9.

кВт

* 1. **Расчет и подбор конденсатора**

Тепловая нагрузка на конденсатор с учетом потерь в процессе сжатия (действия нагрузок) , кВт:

=, (35)

где - холодопроизводительность выбранного компрессора в расчетном режиме, кВт;

- индикаторная мощность компрессора, кВт.



= кВт



Подбор конденсатора осуществляется по площади его теплообменной поверхности , :



*,* (36)

где – удельная тепловая нагрузок на конденсатор (плотность теплового потока), Вт/.



При расчете учитываем, что у испарительных конденсаторов есть секция предварительного охлаждения, где пары аммиака охлаждаются воздухом без орошения поверхности теплообмена водой. Подбор конденсатора осуществляем по площади основной секции , , через которую отводятся около 9092% теплоты. Поэтому должна быть уменьшена на 810%.



*,* (37)

Конденсатор выбираем с запасом по площади теплообменной поверхности 1020%.



* 1. **Расчет и подбор камерного оборудования**

Расчет камерного оборудования заключается в определении их площади теплообменной поверхности.

Площадь теплообменной поверхности камерного оборудования F, , определяется по формуле:



, (38)

где - суммарная нагрузка на камерное оборудование, определенная расчетом теплопритоков в расчетную камеру, Вт;

- коэффициент теплопередачи камерного оборудования, Вт/(К);



- расчетная разность температур между температурой воздуха в камере и температурой кипения аммиака , ˚С – равна 10˚С=283,15К.



Рекомендуемые значения коэффициента теплопередачи аммиачных оредбенных батарей:

Для камерного охлаждения:

- для потолочных однорядных четырехтрубных батарей – 6,0 Вт/(К);



- для пристенных однорядных четырехтрубных батарей – 4,7 Вт/(К).



Площадь теплообменной поверхности потолочных батарей равна:



Площадь теплообменной поверхности пристенных батарей равна:



По площади теплопередающей поверхности компонуем батареи из стандартных секций.

Потолочные змеевиковые батареи состоят из секции типа СЗГ и секции типа СЗХ с площадью охлаждающей поверхности 11,7 , при шаге ребер 30 мм и двух средних секций СС с площадью охлаждающей поверхности 55,3 при шаге ребер 20 мм, установленных между ними.



Пристенные змеевиковые батареи состоят из двух секций типа СЗГ с площадью охлаждающей поверхности 11,7 и 16,9 , при шаге ребер 30 мм и 20 мм соответственно, двух секций типа СЗХ с площадью охлаждающей поверхности 11,7 и 16,9 шаге ребер 30 мм и 20 мм соответственно и двух секций СС с площадью охлаждающей поверхности 55,3 при шаге ребер 20 мм, установленных между ними.



Находим количество батарей n, шт, по формуле:

, (39)



где F – расчетное значение площади теплообменной поверхности, ;



- площадь теплообменной поверхности одной батареи, .



Потолочных батарей:

шт



Пристенных батарей:

шт



**Используемая литература**

1. Общие требования и правила оформления текстовых документов УО МГУП Могилев СТП 15-06-2004;
2. «Холодильная техника» методические указания к контрольной работе для студентов специализации 1-49 01 02 «Технология хранения и переработки животного сырья» специализаций 1-49 01 02 01 «Технология мяса и мясных продуктов» 1-49 01 02 02 «Технология молоко и молочных продуктов», составители ст. преп. Носикова В.В., УО МГУП Могилев 2009г;
3. Б.К. Явнель. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с.
4. Ю.Д. Румянцев, В.С. Калюнов. Холодильная техника: Учеб. для вузов. – СПб.: Изд-во «Профессия», 2003. – 360 с.

27.12.2010

Работа над ошибками

Рисунок 4 – План расчетной камеры № 2 и камер №1, №3, коридор

Температура в соседних помещениях: камера №1 - = 0˚С;

камера №3 - = 0˚С.

Производим расчет площади поверхности ограждения по формуле:

*,* (6\*)

где - высота помещения, м;

a(в) – ширина или длина камеры и определяем их между осями

соответствующих колонн, м.

Площадь поверхности наружной северной стены:



Площадь поверхности внутренней стороны с коридором:



Площадь поверхности внутренней перегородки с камерой №1:



Площадь поверхности внутренней перегородки с камерой №3:



Площадь поверхности пола:



Площадь поверхности покрытия:



Рассчитываем разность температур:

- для наружных стен по формуле (7):

˚С

- для покрытия по формуле (7):

˚С

- для перегородки отделяющей камеру от камеры №1 по формуле (8):

˚С



- для перегородки отделяющей камеру от камеры №3 по формуле (8):

˚С



- для коридора, имеющего выход наружу по формуле (9):

=18,9˚С



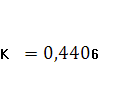
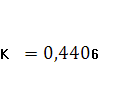
Поскольку = 2˚С, то теплопритоком через пол можно пренебречь.

Т.к. при проектировании холодильников оптимальная толщина теплоизоляционного слоя ограждений определяется, исходя из нормативного значения коэффициента теплопередачи , то при расчете теплопритоков можно принять = (приложение Б, В, Г).



Рассчитываем теплоприток наружной северной стены:

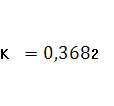
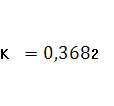
Согласно (2, стр 30, прил Б) при температуре воздуха в камере = 2˚С и среднегодовой температуре в районе строительства в г. Могилеве = 5,4˚С, после поведения интерполяции, получаем - Вт/(К). Расчетная разность температур =27˚С, избыточная разность температур наружной северной стены, вызванная действием солнечной радиации, для бетона побеленного известью, и географической широты 56, равна ˚С (2, стр.34, прил. К).



Таким образом, рассчитываем теплоприток ,Вт, возникающий в результате наличия разности температур для наружной северной стены по формуле (4):

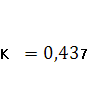
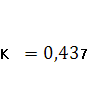
Вт

- для покрытия (для покрытия Вт/(К)):



Вт

- для внутренней стены с коридором (для внутренних стен Вт/(К)):



Вт

Теплоприток от солнечной радиации , Вт, для наружных стен находим по формуле (10):

Вт

-для покрытия:

Вт

Теплоприток через наружную и верхнюю стену в следствии разности температур будет равен по формуле (3):

Вт



В таблице 1 изображены исходные данные и результаты теплопритока через покрытие, наружную и внутреннюю стены, перегородки и пол.



Таблица 1 - Сводная таблица расчета теплопритока через покрытие, наружную и внутреннюю стены, перегородки и пол

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограж-дение | , Вт/К | ,,  ˚С | ,  ˚С | ∆t,  ˚С | ,  ˚С | F, | ,  Вт | ,  Вт | ,  Вт |
| Покрытие | 0,3682 | 27 | 2 | 27 | 17,7 | 72 | 716 | 470 | 1186 |
| Наружная стена  Северная | 0,4406 | 27 | 2 | 27 | 0 | 42,216 | 502 | 0 | 502 |
| Внутрен-няя стена с коридором | 0,437 | - | 2 | 18,9 | - | 42,216 | 349 | - | 349 |

* 1. **Тепловые нагрузки на компрессор и камерное оборудование**

Расчетная тепловая нагрузка на камерное оборудование , Вт, по формуле (18) :

Вт

Во избежание повышения температуры воздуха в камере, расчетный теплоприток при определении рекомендуется увеличить на 30…50% (2, стр. 19):



= 10534,5 Вт

Нагрузка на компрессор находится по формуле (20), с учетом совпадения по времени максимумов теплопритоков и и несовпадения по времени эксплуатационных теплопритоков различных потребителей. Нагрузка на компрессор от эксплуатационных теплопритоков учитываем в размере 50..75% максимальных значений (2, стр. 19):



Вт

В таблице 3 изображены данные расчета теплопритоков в расчетную камер

Таблица 3 - Итоговые данные расчета теплопритоков

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер рас-четной камеры | Темпе-ратура воздуха в  камере ,˚С | , Вт | | , Вт | | , Вт | | Итого, Q , Вт | |
| на  ком-прес-сор | на  оборудо-вание | на  ком-прессор | на  оборудо-вание | на  ком-прес-сор | на  обо-рудо-вание | на  компрес-сор | на  оборудо-вание |
| 2 | 2 | 2037 |  |  | (  \* 1,3)  6718,2 | (1262,4\*0,75)  946,8 |  |  | 10534,5 |

**2.5. Подбор компрессора**

Требуемая холодопроизводительность , кВт, определяется по формуле (24):



кВт



Таблица 4 – Параметры узловых точек цикла

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | t,  ˚С | Р,  бар | h,  кДж/кг | S,  кДж/кг | ν,  /кг |
|  | -8 | 3,2 | 1450 | 5,74 | 0,38 |
| 1 | 2 | 3,2 | 1480 | 5,85 | 0,4 |
| 2 | 125 | 17 | 1720 | 5,85 | 0,12 |
|  | 40.5 | 17 | 1500 | 5,3 | 0,08 |
|  | 40.5 | 17 | 400 | 1,6 | - |
| 4 | -8 | 3,2 | 400 | 1,75 | 0,085 |

Расчетом определяются следующие величины:

1. Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг по формуле (25):

кДж/кг



2. Массовый расход циркулирующего аммиака, кг/с по формуле (26):

кг/с



3. Объемная производительность компрессора, /с по формуле (27):



/с



4. Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора, ,/с по формуле (28):



/с



На основании полученного значения по приложению Р подбираем компрессор, объемная подача которого на 1040% больше требуемой , что обеспечит работу компрессора с коэффициентом рабочего времени b=/=0,60,92.



Выбираем поршневой компрессор марки **А220 – 7 – 2(3)** с теоретической объемной производительностью 0,167/с.



После подбора компрессора определяем действительный массовый расход холодильного агента, кг/с по формуле (29):

кг/с

Действительную холодопроизводительность компрессора в заданном режиме , кВт по формуле (30):

кВт

Мощность привода компрессора определяем по следующей методике:

1. Теоретическая (адиабатная) мощность сжатия , кВт:



= кДж/кг, по формуле (31):



кВт



2. Действительная (индикаторная) мощность сжатия , по формуле (32):



кВт



3. Мощность на валу компрессора (эффективная мощность) , кВт по формуле (33):



кВт



4. Электрическая мощность, потребляемая электродвигателем из сети , кВт по формуле (34):

кВт

* 1. **Расчет и подбор конденсатора**

Тепловая нагрузка на конденсатор с учетом потерь в процессе сжатия (действия нагрузок) , кВт по формуле (35):

= кВт



Подбор конденсатора осуществляется по площади его теплообменной поверхности , :



*,* (36)

где – удельная тепловая нагрузок на конденсатор (плотность теплового потока), Вт/.



Плотность теплового потока при ориентировочных расчетах принимаем для кожухотрубных аммиачных конденсаторов = 3500…4000 Вт/(. Конденсатора выбираются с запасом по площади теплообменной поверхности на 10..20% (2, стр.25):



По приложению 1 выбираем 3 конденсатора марки КТГ – 32, общая теплопередающая поверхность равна 3\*30=90 . Запас составил 20%. Значит конденсатор подобран верно.



* 1. **Расчет и подбор камерного оборудования**

Расчет камерного оборудования заключается в определении их площади теплообменной поверхности.

Площадь теплообменной поверхности камерного оборудования F, , определяется по формуле:



, (38)

где - суммарная нагрузка на камерное оборудование, определенная расчетом теплопритоков в расчетную камеру, Вт;

- коэффициент теплопередачи камерного оборудования, Вт/(К);



- расчетная разность температур между температурой воздуха в камере и температурой кипения аммиака , ˚С



Рекомендуемые значения коэффициента теплопередачи аммиачных оредбенных батарей принимаем для потолочных однорядных четырехтрубных батарей – 6,0 Вт/(К); для пристенных однорядных четырехтрубных батарей – 4,7 Вт/(К). Средний температурный напор принят при расчете температуры кипения и равен 10˚С. Учитывая, что 70% всех теплопритоков отводится потолочными батареями, а 30% пристенными батареями (2. Стр. 27).



Тогда площадь теплообменной поверхности потолочной батареи по формуле (38) равна:



Площадь теплообменной поверхности пристенных батарей равна:



Батареи составляем из секций типа С2К (2, стр 26):

С2К 9,2=9,2



Длинна батареи =2,0



С2К 9,2=9,2



Длинна батареи =2,0



Находим количество батарей n, шт, по формуле:

, (39)



где F – расчетное значение площади теплообменной поверхности, ;



- площадь теплообменной поверхности одной батареи, .



Потолочных батарей:

шт

Пристенных батарей:

шт