1. Технико-экономическое обоснование

Холодильная установка молочного завода расположена в городе Астрахань. В городе Астрахань расчетная летняя температура 34 ºС, среднегодовая температура 9.4 ºС, среднемесячная относительная влажность самого жаркого месяца в 37%.

В холодильнике хранятся масло сливочное 5 т/сут., сметана 25 т/сут., ряженка 30 т/сут.

Здание холодильника одноэтажное, имеет три камеры, в которых производится хранение сливочного масла, сметаны, ряженки. Между камерами расположен сквозной коридор, откуда имеется выход на автомобильную платформу. Имеется экспедиция. Общая высота холодильника составляет 4,8 м. Сетка колон 6\*18 метров.

Стены и перегородки холодильника выполнены из кирпича, потолок – железобетонные плиты перекрытия, теплоизоляция – пенополистирол ПСБ-С. Для поддержания необходимого температоро-влажностного режима проектируется непосредственное охлаждение при помощи воздухоохладителей типа ВОП.

В холодильник молочного завода поступает продукт на хранение с температурой 15 ºС и хранится в камерах при температуре 1 ºС в пластиковых ящиках. Формирование штабеля производится электрокарами. Высота штабеля составляет 2 м. Вход в холодильник с южной стороны.

Для охлаждения 60 тонн молока принимаем два охладителя молока марки ООУ-25. Для пастеризации и охлаждения сливок, а также сливок при производстве сметаны, используем одну пастеризационно-охладительную установку марки А1-ОПК-5. Для пастеризации молока при производстве ряженки используем одну установку А1-ОПК-5.

Таблица 1.1. Техническая характеристика технологического оборудования, потребляющего холод.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Показатели** | ООУ-25 | А1-ОЛО-2 | А1-ОПК-5 |
| **Производительность, л/ч** | 2500 | 3000 | 5000 |
| Начальная температура продукта, ºС | 20 | 30 | 5 – 10 |
| Температура входящего продукта, ºС | 4 ± 2 | 90–60 | 22 – 50 |
| Холодопроизводительность, кВт | 180 | 120 | 90 |
| Хладоноситель | Вода | Вода | Вода |

2. Расчет строительной площади холодильника

2.1 Определение число строительных прямоугольников камер хранения

n= (2. 1)

где ßF – коэффициент использования площади помещения; [прил. 1.1; 1.с. 224]

h гр – грузовая высота (высота штабеля), м; [1.с. 223]

gv – норма загрузки, т/м3; [прил. 1.1; 1.с. 222 табл. 52]

М – масса грузов, т;

Fпр – площадь строительного прямоугольника, м2;

Исходные данные и результаты расчетов приведены в таблице 2. 1

Таблица 2.1. Расчет числа строительных прямоугольников камер хранения

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Продукт** | **M** | **Fпр** | **gv** | **hгр.** | **ßF** | **n** | **z** |
| **Масло сливочное** | 5 | 108 | 0,63 | 2 | 0,7 | 2 | **0.63** |
| **Сметана** | 25 | 108 | 0,75 | 2 | 0,65 | 2 | **1.2** |
| **Ряженка** | **30** | **108** | **0,30** | **2** | **0,7** | **4** | **3.3** |

**2.2 Определение числа строительных прямоугольников компрессорного цеха, вспомогательных и служебно-бытовых помещений**

n= (2. 2)

где В-процент от строительной площади камер хранения холодильник; для вспомогательных помещений В=0,2÷0,4; для служебных помещений В=0,05÷0,1; для компрессорного цеха В=0,1÷0,15.

Результаты расчетов и исходные данные сводим в таблицу 2. 2

Таблица 2.2. Расчет числа строительных прямоугольников компрессорного цеха, вспомогательных служебно-бытовых помещений

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **Помещение** | **Fстр.** | **Fпр.** | **В** | **n** |
| **Компрессорный цех** | 1080 | 108 | 0,1 | **2** |
| **Вспомогательные помещения** | 1080 | 108 | 0,2 | **4** |
| **Служебно-бытовые помещения** | **1080** | **108** | **0,05** | **2** |

Принимаем следующую планировку холодильника

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Сметана |  | Ряженка |
| Масло сливочное |
| Вспомогательное помещение | Служебное помещение |
| Компрессорная |
| Автоплатформа |

Рисунок 1 – План холодильника

# 3. Тепловой расчет холодильника

При расчете охлаждаемых помещений в общем случае определяют следующие теплопритоки:

Q=Q1+Q2+Q3+Q4+Q5 (3. 1)

где Q1 – теплоприток от окружающей среды через ограждения, кВт;

Q2 – теплоприток от продукции при их холодильной обработке, кВт;

Q3 – теплоприток от наружного воздуха при вентиляции охлаждаемого помещения, кВт;

Q4 – теплоприток от источников, связанных с эксплуатацей охлаждаемых помещений, кВт;

**3.1 Теплоприток от окружающей среды**

Этот теплоприток в общем случае включает теплопритоки, обусловленные разностью температур окружающего воздуха и помещения, и солнечным тепловым излучением.

Q1 = Q1Т + Q1C (3. 2)

Q1Т = (3. 3)

Q1C= (3. 4)

где Q1T – теплоприток, обусловленный разностью температур окружающего воздуха и помещения, кВт;

Q1C – теплоприток, обусловленный солнечным тепловым излучением, кВт; [прил. 3.3] [1.с. 330, табл. 58]

Fн – площадь поверхности ограждения, м2;

tн – температура воздуха с наружной стороны ограждения, определяемая расчетом в зависимости от типа ограждения, ºC; [прил. 3.1] [1.с. 417]

tпм – температура воздуха в помещении, принимаемая по нормативным документам, ºC; [введение]

Δtc – избыточная разность температур, вызванная солнечным тепловым излучением, ºC;

Кн – коэффициент теплопередачи, кВт/(м2К). [прил. 3.2] [1.с. 311]

Результаты расчетов и сводные данные сводим в таблицу 3.1

Таблица 3. 1 – Теплопритоки через ограждения

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ камеры** | **Ограждения** | **tпм, ºC** | **Размер** | **F, м2** | **tн, ºC** | **Δt, ºC** | **Кн, Вт/м2К** | **Δtc, ºC** | **Q1T, кВт** | **Q1C, кВт** | **Q1, кВт** |
| L | B | H |
| 1 | НС – С | 1 | 36 | - | 4,8 | 172,8 | 34 | 33 | 0,30 | 0 | 1770 | - | **17170** |
| НС – В | 1 | 12 | - | 4,8 | 57,6 | 34 | 33 | 0,30 | 11 | 570 | 2112 | **2682** |
| ВС – Ю | 1 | 36 | - | 4,8 | 172,8 | 20 | 19 | 0,59 | 9.1 | 1937 | - | **1937** |
| ВС – З | 1 | 12 | - | 4,8 | 57,6 | 20 | 19 | 0,42 | 13,2 | 459 | - | **459** |
| ПОКРЫТИЕ | 1 | 36 | 12 | - | 432 | 34 | 33 | 0,30 | 9,1 | 4276 | 13104 | **17380** |
| **ИТОГО ПО КАМЕРЕ** | **24170** |
| 2 | ВС – С | 1 | 36 | - | 4,8 | 172,8 | 34 | 33 | 0,30 | 0 | 1710.7 | - | **1710.7** |
| ВС – В | 1 | 6 | - | 4,8 | 28,8 | 20 | 19 | 0,42 | 11.0 | 229,8 | - | **229,8** |
| ВС – Ю | 1 | 36 | - | 4,8 | 172,8 | 1 | 0 | 0,59 | 9.1 | - | - | **-** |
| НС – З | 1 | 6 | - | 4,8 | 28,8 | 34 | 33 | 0,30 | 13,2 | 285,1 | 1267,2 | **1552,3** |
| ПОКРЫТИЕ | 1 | 36 | 12 | - | 432 | 34 | 33 | 0,30 | 9,1 | 4276,8 | 13104 | **173808** |
| **ИТОГО ПО КАМЕРЕ** | **20873,6** |
| 3 | ВС – С | 1 | 36 | - | 4,8 | 172,8 | 1 | 0 | 0,59 | 0 | - | - | **-** |
| ВС – В | 1 | 6 | - | 4,8 | 28,8 | 20 | 19 | 0,42 | 11 | 229,8 | - | **229,8** |
| ВС – Ю | 1 | 36 | - | 4,8 | 172,8 | 20 | 19 | 0,42 | 9.1 | 1378,9 | - | **1378,9** |
| НС – З | 1 | 6 | - | 4,8 | 28,8 | 34 | 33 | 0,30 | 13.2 | 285,1 | 1267.2 | **1552,3** |
| ПОКРЫТИЕ | 1 | 36 | 12 | - | 432 | 34 | 33 | 0,30 | 9,1 | 4276,8 | 5,2 | **17380,8** |
| **ИТОГО ПО КАМЕРЕ** | **20541,8** |

**3.2 Теплоприток от продуктов при их холодильной обработке**

Q2= (3. 5)

где Q2пр – теплоприток от продуктов, кВт; Q2т – теплоприток от тары, кВт;

Теплоприток от продуктов

Q2пр= (3.6)

где Мпр – масса обрабатываемых продуктов, кг,

i1 и i2 – энтальпии, соответствующие начальной и конечной температурам продукта, кДж/кг; [прил. 3.4] [1.с. 419]

τ – продолжительность тепловой обработки продукта, ч;

Теплоприток от тары.

Q2т= (3.7)

где Мт – масса тары, кг; [прил. 3.5]

t1 и t2 – температура тары начальная и конечная, ºC;

ст – удельная теплоемкость тары, кДж/кгК, равная: для деревянной и картонной тары cт=2,3; для металлической cт=0,5; для стеклянной cт=0,8;

τ – продолжительность тепловой обработки продукта, ч.

Результаты расчетов и исходные данные сводим в таблицу 3. 2

**3.3 Теплоприток от вентиляции помещений наружным воздухом**

Теплоприток Q3 учитывают только в том случае, если вентиляция требуется по технологической документации.

Q3= (3. 8)

где Vпм – объем воздуха в помещении, м3;

ρпм – плотность воздуха в охлаждаемом помещении, кг/м3;

апм – кратность воздухообмена в помещении; [прил. 3.6] [1.с. 333]

iн и iпм – энтальпии воздуха, соответствующие наружной температуре и температуре воздуха в охлаждаемом помещении, кДж/кг.

Результаты вычислений и исходные данные сводим в таблицу 3. 3

Таблица 3. 3 – Теплопритоки от вентиляции

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ камеры** | **Размеры, мм** | **a,/сут** | **рв, кг/м3** | **Iн, кДж** | **Δiв,****кДж/кг** | **Vn, м3** | **Q3, Вт** |
| L | B | H |
| **1** | 36 | 12 | 4,8 | 5 | 1,29 | 71 | 13 | 2073 | **8918** |
| **2** | 36 | 6 | 4,8 | 5 | 1,29 | 71 | 13 | 1036 | **4457** |
| **3** | **36** | **6** | **4,8** | **5** | **1,29** | **71** | **13** | **1036** | **4457** |

**3.4 Эксплуатационные теплопритоки**

Сумма эксплуатационных теплопритоков определяется по зависимости:

Q4=Q4.1+Q4.2+Q4.3+Q4.4 (3.9)

где Q4.1 – теплоприток от освещения, кВт;

Q4.2 – теплоприток от работающих электродвигателей, кВт;

Q4.3 – теплоприток от работающих людей, кВт;

Q4.4 – теплоприток из смежных помещений через открытые двери, кВт.

Теплоприток от освещения.

Q4.1= (3.10)

где А – относительная мощность светильников, кВт/м2;

Fпм – площадь помещения, м2;

Теплоприток от работающих электродвигателей.

Q4.2= или Q4.2= (3.11)

где Nэл – мощность электродвигателей, одновременно работающих в помещении, кВт; [прил. 3.10] [1.с. 334]

q4.2 – относительная мощность электродвигателей, работающих в помещении, кВт/м2.

Теплоприток от работающих людей.

Q4.3= (3.12)

где n – число людей одновременно работающих в помещении; обычно 2–3 человека при Fпм<200 м2 и 3–4 при Fпм>200 м2. [прил. 3.10] [1.с. 333]

Теплоприток из смежных помещений через открытые двери.

Q4.4= (3.13)

где B – удельный теплоприток при открывании дверей, кВт;

F – площадь камеры, м2.

Результаты расчета и исходные данные сводим в таблицу 3. 4

Таблица 3. 4 – Эксплуатационные теплопритоки.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ камеры** | **А, кВт/м2** | **F, м2** | **n, чел.** | **NЭ, кВт** | **В, кВт/м2** | **Q4.1, Вт** | **Q4.2, Вт** | **Q4.3, Вт** | **Q4.4, Вт** | **Q4, Вт** |
| КМ | **Об.** |
| **1** | 2,3 | 2.3 | 2 | 6 | 12 | 498.8 | 700 | 4800 | 2592 | 5153.2 | **8588.8** |
| **2** | 432 | 2.3 | 2 | 6 | 12 | 993.6 | 700 | 4800 | 7006.5 | 7006.5 | **11677.6** |
| **3** | **432** | **2.3** | **2** | **6** | **12** | **993.6** | **700** | **4800** | **7006.5** | **7006.5** | **11677.6** |

Таблица 3. 5 Сводная таблица теплопритоков

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ камеры** | **Q1** | **Q2** | **Q3** | **Q4** | **Qобщ.** |
| КМ | Об | КМ | **Об** |
| **1** | 24170,4 | 2268,3 | 8918 | 5153,2 | 8588,8 | 40509,9 | **43945,5** |
| **2** | 20873,6 | 17797 | 4457 | 7006,5 | 11677,6 | 50134,1 | **54805,2** |
| **3** | 20541,8 | 13968 | 4457 | 7006,5 | 11677,6 | 45973,3 | **50644,4** |
| **Итого:** | **136617,3** | **149395** |  |

4. Расчет и подбор камерного оборудования

**4.1 Выбор и обоснование способа охлаждения камер холодильника**

На холодильниках принимают две системы охлаждения: непосредственное охлаждение помещения кипящим хладагентом и косвенное охлаждение промежуточным хладоносителем

Наиболее предпочтительным является применение непосредственного охлаждения. Так как использование промежуточного хладоносителя влечет за собой дополнительные потери холода и, кроме того, нам необходимо создать принудительное движение воздуха в камерах для вентиляции, следовательно, из способов охлаждения наиболее перспективным является охлаждение с помощью воздухоохладителей. В зависимости от рабочего тела, подаваемого в воздухоохладители, они разделяются на непосредственного охлаждения и рассольные.

Выбираем потолочные воздухоохладители типа ВОП с нижней подачей хладагента. Они предназначены для охлаждения воздуха в камерах хранения продуктов. Воздухоохладители состоят из охлаждающей батареи, узла вентиляторов, поддона для сбора талой воды и обшивки.

При охлаждении камер с помощью воздухоохладителей ускоряется процесс отвода теплоты от продукта, достигается равномерное распределение температуры по всему объему камеры.

**4.2 Расчет и подбор приборов охлаждения**

Fво.р= (4.1)

где Qво – тепловая нагрузка на воздухоохладители, кВт;

kво – коэффициент теплопередачи, кВт/(м2К); [прил. 4.1] [1.с. 167]

θво – разность теплообменивающихся, ºC.

Расчет площади теплопередающей поверхности производим в таблице 4. 1

Таблица 4. 1 Расчет площади теплопередающей поверхности

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ камеры** | **Θ,ºC** | **Qво, Вт** | **kво, Вт/(м2К)** | **Fво.р, м2** |
| **1** | 10 | 43945,5 | 16,3 | **269** |
| **2** | 10 | 54805,2 | 16,3 | **336** |
| **3** | **10** | **50644,4** | **16,3** | **310** |

Подбираем два воздухоохладителя марки Я10-АВ2–150 для камеры №1; по два воздухоохладителя марки Я10 – АВ2–250 для камер №2 и №3 соответственно. Техническая характеристика воздухоохладителей дана в таблице 4. 2

Таблица 4. 2 Техническая характеристика воздухоохладителей.

|  |  |
| --- | --- |
| **Показатель** | **Марка аппарата** |
| **Я 10-ФВП** |
| **Суммарный расход воздуха, м3/с** | **4,4** |
| **Шаг ребер, мм** | **17,5** |
| **Объем внутритрубного пространства, м3** | **0,6** |
| **Масса, кг** | **2400** |
| **Габариты, мм****Длина****Ширина****Высота** | **2145****1840****3080** |

**5. Выбор режима работы холодильной установки**

**5.1 Определение режима работы холодильной установки**

Определение режима работы холодильной установки заключается в определении температур кипения, конденсации и всасывания, построении цикла в диаграмме хладагента и определении параметров всех узловых точек.

Определение температуры кипения хладагента

t0= (5.1)

где tпм – температура воздуха в камере,

t0= -4 ºC

Определение температуры конденсации

Определение температуры воды на входе в конденсатор:

tвд.1=tмт+(3–4) (5.2)

где tмт – температура мокрого термометра, определяется по i-d-диаграмме, ºC

tвд.1=20+4=24 ºC

Определение температуры воды на выходе из конденсатора:

tвд.2=tвд.1+4 (5.3)

tвд.2=24+4=28 ºC

Определение температуры конденсации:

tк=, ºC (5.4)

tк=ºC

Определение температуры всасывания

tвс=t0+(5–10), ºC (5.5)

tвс=-6+7=1 ºC

По данным расчета строим цикл в диаграмме S-T и определяем параметры узловых точек таблица 5. 1

Рисунок 2 – Цикл одноступенчатого сжатия.

Таблица 5. 1 – Параметры узловых точек

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Параметр** | **1** | **1´** | **2** | **2´** | **3** | **3´** | **4** |
| **Температура, ºC** | -4 | 1 | 85 | 31 | 31 | 20 | **-4** |
| **Давление, мПа** | 0,35 | 0,35 | 1,4 | 1,2 | 1,31 | 0,9 | **0,36** |
| **Энтальпия, кДж/кг** | 1680 | 1690 | 1890 | 1400 | 590 | 510 | **570** |
| **Удельный объем, м3/кг** | **0,35** | **0,35** | **0,14** | **0,09** | **0,001698** | **0,00164** | **0,06** |

**5.2 Выбор и обоснование схемы холодильной установки**

Необходимый температурно-влажностный режим в охлаждаемых помещениях достигается за счет работы холодильной установки, включающей камерные приборы охлаждения. Они необходимы для отвода теплоты из помещений и передачи ее охлаждающей среде, циркулирующей в камерных приборах охлаждения. Выбираем непосредственный способ охлаждения, то есть отвод теплоты из помещений кипящим хладагентом.

Для камер хранения температура в камерах поддерживается на уровне 4 ºC. Целесообразно применять одноступенчатую холодильную установку.

Принимаем непосредственное охлаждение с нижней подачей хладагента в приборы охлаждения.

Таким образом, проектируется аммиачная безнасосная схема холодильной установки на одну температуру кипения с нижней подачей хладагента в приборы охлаждения (воздухоохладители), которая является наиболее приемлемой для заданных условий.

# 6. Расчет и подбор основного холодильного оборудования

**6.1 Расчет и подбор компрессоров**

Удельная массовая холодопроизводительность:

q0=i1-i4 (6.1)

q0=1680–570=1110 кДж/кг

где i1 – энтальпия пара в точке 1, кДж/кг;

i4 – энтальпия пара в точке 4, кДж/кг.

Действительная масса всасываемого пара:

mд= (6.2)

mд=, кг/с

где Q0 – требуемая холодопроизводительность компрессорных агрегатов, кВт.

Действительная объемная подача:

Vд= (6.3)

где v1 – удельный объем всасываемого пара в точке 1, м3/кг.

Индикаторный коэффициент подачи:

λ1= (6.4)



где р0 – давление кипения хладагента, мПа;

Δрвс – депрессия при всасывании, Δрвс=5 кПа;

Δрн – депрессия при нагнетании, Δрн=10 кПа;

Рк – давление конденсации, мПа.

Коэффициент невидимых потерь:

 (6.5)



Коэффициент подачи компрессоров:

 (6.6)



Теоретическая объемная подача:

 (6.7)

, м3/с.

По объемной теоретической подаче подбираем компрессорные агрегаты марки АО 600 П в количестве две штуки; техническая характеристика агрегата приведена в таблице 6. 1

Таблица 6. 1 Техническая характеристика компрессорных агрегатов

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Марка компрессора** | **Хладагент** | **Число цилиндров** | **Диаметр цилиндров, мм** | **Объемная теоретическая подача** | **Эффективная мощность, кВт** | **Габаритные размеры, мм** | **Диаметр патрубков, Dy.вс /Dy.н** |
| **АО600П** | **R717** | **2** | **280** | **0,44** | **190** | **4060×3547×1735** | **200/150** |

# 6.2 Расчет и подбор конденсаторов

Расчет и подбор конденсаторов производится по площади теплопередающей поверхности, определяемой по формуле:

Fк.р= (6.8)

где Qк.р – расчетная тепловая нагрузка на конденсаторы, кВт.

Qк.р=mд(i2-i3) (6.9)

Qк.р=, кВт

Θк.р - разность теплообменивающихся сред;

kк.р – коэффициент теплопередачи конденсатора.

Fк.р=, м2 (6.10)

По Fк.р подбираем конденсаторы марки КТГ-160 в количестве одного штуки.

Таблица 6. 2 Техническая характеристика конденсатора.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Марка** | **Площадь теплопередающей поверхности, м2** |  | **Вместимость трубного пространства** |  |  |  | **Масса, кг** |
| Вместимость межтрубного пространства, | Количество труб, n | Диаметр кожуха | Условный проход d1/d2 |
| **КТГ-200** | **200** | **2,32** | **1,86** | **614** | **1000** | **40/200** | **5580** |

# 7. Расчет аммиачных трубопроводов

Внутренний диаметр трубопроводов определяем по формуле:

d= (7.1)

где d – внутренний диаметр трубы, м;

m – расход хладагента через трубопровод, кг/с;

v – удельный объем хладагента, м3/с

w – скорость движения хладагента по трубопроводу, м/с. [прил. 7.1] [1.с. 197 табл. 7.1]

Исходные данные и результаты расчета заносим в таблицу 7. 1

Таблица 7.1 Аммиачные трубопроводы

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№** | **Наименование****трубопровода** | **m, кг/с** | **v, м3/кг** | **w, м/с** | **D, м** | **Характеристика трубопровода** |
| ГОСТ | DУ, ММ | **Dh×S, мм** |
| **1** | Магистральныйнагнетательный | 0,14 | 0,09 | 15 | 0,032 | А8734 | 32 | **38×2,0** |
| **2** | Магистральный всасывающий | 0,14 | 0,35 | 10 | 0,08 | А8732 | 80 | **89×3,5** |
| **3** | Жидкостный к приборам охлаждения | 0,14 | 0,001698 | 0,6 | 0,022 | А8734 | 25 | **32×2,0** |
| **4** | **Жидкостный от конденсатора к линейному ресиверу** | **0,14** | **0,001640** | **0,6** | **0,022** | **А8734** | **25** | **32×2,0** |

# 8. Расчет и подбор вспомогательного оборудования

# Для безнасосных схем необходимо подобрать следующее вспомогательное оборудование: линейный ресивер, отделитель жидкости, защитные ресиверы, магистральный маслоотделитель, маслосборник.

**8.1 Расчет и подбор линейного ресивера**

Вместимость ресивера определяем по формуле:

 (8. 1)

где (1/2–1/3-) mд – количество хладагента проходящего через ресивер, кг/ч;

v3 – удельный объем жидкости при tк, м3/кг.

Vл.р=, м3

Подбираем линейный ресивер марки 0,75 РД

**8.2 Расчет и подбор циркуляционного ресивера**

Вместимость циркуляционного ресивера Vц. Р. определяем по формуле:

Vц. Р. >2 [Vн. т.+0,2 (Vб+V в. О.) + 0,3 Vвс.т.]

Выбираем циркуляционный ресивер марки 2,5 РДВа в количестве одной штуки

Таблица 8. 2 Техническая характеристика циркуляционного ресивера

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Марка** | **Вместимость, м3** | **Габаритные размеры, мм** | **Масса, кг** |
| D | Н | В | d |
| **2,5 РДВа** | **2,65** | **1000** | **4065** | **1340** | **150** | **955** |

**8.3 Расчет и подбор дренажного ресивера**

Емкость дренажного ресивера принимаем равной емкости линейного ресивера.

Выбираем ресивер марки 2,5 РД.

Таблица 8. 3 Техническая характеристика ресиверов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Марка** | **Вместимость, м3** | **Габаритные размеры, мм** | **Масса, кг** |
| D | H | B | d |
| **2,5 РД** | **2,55** | **800** | **2070** | **5610** | **50** | **990** |

**8.4 Расчет и подбор магистрального маслоотделителя.**

Подбираем по диаметру нагнетательного магистрального трубопровода:

DY=32 мм

Выбираем маслоотделитель марки 50 МА.

Таблица 8. 4 Техническая характеристика маслоотделителя.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **Масса, кг** | **Марка** | **Условный проход штуцера, мм** | **Диаметр корпуса, мм** | **Высота, мм** |
| **98** | **50 МА** | **50** | **257×8** | **1228** |

**8.5 Расчет и подбор отделителя жидкости**

Отделитель жидкости выбираем по диаметру магистрального всасывающего трубопровода Dy=80

Выбираем отделитель жидкости марки 100 ОЖГ

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **Типоразмер** | **Диаметр****Корпуса D\*S, мм** | **Высота H, мм** | **Габаритные размеры, мм** | **Масса, кг** |
| D | D1 | D2 |
| **100 ОЖГ** | **500×6** | **2060** | **100** | **32** | **40** | **215** |

**8.6 Расчет и подбор маслособирателя.**

Принимаем маслособиратель марки 60 МЗС.

Таблица 8.6 Техническая характеристика.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Марка** | **Диаметр корпуса, мм** | **Высота, мм** | **Масса, кг** |
| **60 МЗС** | **325×9** | **1275** | **35** |

**8.7 Расчет и подбор испарителя**

Площадь теплопередающей поверхности определяем по формуле:

Fи= (8.3)

где Q0 – холодопроизводительность холодильной машины, кВт.

Fи=, м2

Подбираем испаритель марки ИТГ-200. Техническая характеристика приведена в таблице 8. 7

Таблица 8. 7 Техническая характеристика испарителя

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Марка испарителя** | **Площадь охлаждения, м2** | **Число секций** | **Размер бака, мм** | **Диаметр штуцеров, мм** | **Вместимость по аммиаку, м** | **Мощность мешалки** | **Масса испарителя, кг** |
| Вход пара | Выход пара | Выход хладоносителя | d1 | d2 | d3 | d4 | d |
| **ИТГ-200** | **200** | **2,1** | **150** | **25** | **200** | **250** | **200** | **125** | **40** | **200** | **1,008** | **1,7** | **7120** |

**8.8 Расчет и подбор насосов насосов для хладоносителя**

Объемный расход циркулирующего хладоносителя находим по формуле:

Vхл.= (8.4)

где схл. – теплоемкость хладоносителя, кДж/кг;

ρхл. – плотность хладоносителя, кг/м3;

tхл1 и tхл2 – соответственно температура хладоносителя входящего и выходящего из испарителя, ºC.

Vхл., м3/с

Подбираем насос марки ЦГ – 6,3/32 в количестве одного штуки.

Таблица 8. 8 Техническая характеристика насоса

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Марка** | **Подача, V\*102, м3/с** | **Напор столба жидкого хладагента** | **Мощность электродвигателя, кВт** | **Габаритные размеры, мм** | **Масса электронасоса, кг** |
| D | L | H |
| **ЦГ – 6,3/32** | **0,05** | **32** | **2,2** | **640** | **395** | **290** | **86** |

**9. Расчет оборотного водоснабжения**

**9.1 Расчет и подбор градирни**

Площадь поперечного сечения градирни определяем по формуле:

F0= (9.1)

где Qk – тепловой поток в конденсаторе, кВт;

qf – условная плотность теплового потока; для вентиляторной градирни qf=47–57 Вт/м2. [1.с. 145 табл. 27]

F0=, м2

Выбираем градирню марки ГПВ-320 в количестве трех штук.

Таблица 9. 1 – Техническая характеристика градирни

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Марка градирни** | **Тепловой поток при 5ºC** | **Площадь поперечного сечения градирни, м2** | **Массовый расход охлаждаемой воды, кг/с** | **Условная плотность теплового потока, кВт/м2** | **Мощность вентилятора, кВт** | **Габаритные размеры, мм** | **Масса, кг** |
| Основание в плане | Общая высота |
| **ГПВ-320** | **372,16** | **6,5** | **17,8** | **57,3** | **6,4** | **2212×3540** | **2485** | **2006** |

**9.2 Расчет подбор насосов для воды**

Подбор насосов производится по объемному расходу охлаждающей воды на конденсатор, который определяется по формуле:

Vв= (9.2)

где Qk – тепловой поток в конденсаторе, Вт;

сw – теплоемкость воды, кДж/(кг\*К); [1.с. 139]

ρw – плотность воды, кг/м3;

tw1 – температура воды, поступающей на конденсатор, ºC;

tw2 – температура воды, выходящей из конденсатора, ºC.

Vв=, м3/с

Подбираем насосы марки 4к-90/20 в количестве двух штук.

Таблица 9. 2 Техническая характеристика насоса

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Марка** | **Подача, V\*102, м3/с** | **Напор, кПа** | **Мощность электродвигателя, кВт** | **Габаритные размеры, мм** | **Масса, кг** |
| D | L | H |
| **4к-90/20** | **2,8** | **220** | **7** | **498** | **292** | **300** | **44,8** |

**Список используемых источников**

1. Лашутина Н.Г., Суедов В.П., Полужкин В.П.: «Холодильно-компрессорные машины и установки», Колос. 1994 г. 423 с.

2. Янвель Б.К. «Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок» – М.: ВО «Агропромиздат». 1989 г. 218 с.

3. «Холодильные машины. Справочник»: – М.: «Легкая и пищевая промышленность». 1982 г. 222 с.