Содержание

Введение

Определение расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха для теплого и холодного периодов

Определение количества тепла и влаги, выделившихся в помещении

Поступления тепла от людей

Теплопоступления от искусственного освещения

Теплопоступления от солнечной радиации

Максимальный тепловой поток на отопление здания

Теплопоступления от работающих отопительных приборов

Теплопотери через наружные ограждения

Выделение влаги людьми

Поступления скрытого тепла в помещение

Газовые выделения в помещение

Выбор принципиальной схемы распределения воздуха в кондиционируемом помещении

Построение на I-d диаграмме процессов кондиционирования воздуха

Выбор типа кондиционера

Расчет и подбор калориферов

Расчет форсуночной камеры кондиционера

Приближенный расчет и подбор холодильного оборудования

Список использованной литературы

Заключение

Введение

Курсовая работа по кондиционированию воздуха разрабатывается для какого-либо помещения или группы помещений здания общественного назначения, в котором имеются избытки тепла и влаги и требуется поддерживать определенные параметры воздуха.

Кондиционирование воздуха относится к наиболее современным и технически совершенным способам создания и поддержания в помещениях условий комфорта для человека и оптимальных параметров воздушной среды для производственных процессов, обеспечения длительной сохранности ценностей культуры и искусства в общественных зданиях и т. п. Кондиционирование является большим достижением науки и техники в деле создания искусственного климата в закрытых помещениях.

Комплекс технических средств, служащих для требуемой обработки воздуха (фильтрации, подогрева, охлаждения, сушки и увлажнения), перемещения его и распределения в обслуживаемых помещениях, устройства для глушения шума, вызываемого работой оборудования, источники тепло- и хладоснабжения, средства автоматического регулирования, контроля и управления, а также вспомогательное оборудование составляют систему кондиционирования воздуха. Устройство, в котором осуществляется требуемая тепловлажностная обработка воздуха и его очистка, называется кондиционером.

СКВ применяются для обеспечения в помещениях необходимого микроклимата для нормального протекания технологического процесса и создания комфортных условий. Затраты на создание системы кондиционирования воздуха в производственных помещениях достаточно быстро окупаются за счет повышения производительности труда.

По назначению СКВ подразделяются на комфортные, технологические и комфортно-технологические. Системы комфортного кондиционирования применяются в жилых, общественных и промышленных зданиях с целью обеспечения полного постоянного комфорта для находящихся в помещении людей. Если назначение СКВ состоит только в обеспечении требуемых условий протекания производственных процессов, то она называется системой технологического кондиционирования. При комфортно-технологическом кондиционировании параметры воздушной среды, оптимальные для технологического процесса, совпадают или несущественно отличаются от комфортных для человека.

Определение расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха для теплого и холодного периодов

Кондиционирование воздуха следует принимать:

первого класса - для обеспечения метеорологических условий, требуемых для технологического процесса, при экономическом обосновании или в соответствии с требованиями нормативных документов;

второго класса - для обеспечения метеорологических условий в пределах оптимальных норм или требуемых для технологических процессов;

третьего класса - для обеспечения метеорологических условий в пределах допустимых норм, если они не могут быть обеспечены вентиляцией в теплый период года без применения искусственного охлаждения воздуха, или оптимальных норм - при экономическом обосновании.

Метеорологические условия в помещениях при кондиционировании в пределах оптимальных норм следует обеспечивать по приложению 5 СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» в обслуживаемой зоне общественных и административно-бытовых помещений.

Расчётные температуру и относительную влажность воздуха следует принимать для теплого периода (ТП) года - максимальные и для холодного периода (ХП) - минимальные из оптимальных норм.

Расчётные параметры наружного воздуха для г. Киева принимаем по таблице 1 СНиП 23-01-99\* «Строительная климатология». Значения температур t и относительных влажностей ϕ сводятся в таблицы 1 и 2, в которых указываются значения скорости движения воздуха v. Значения влагосодержания d и теплосодержания i определяются по i-d диаграмме влажного воздуха.

Таблица 1

Расчетные внутренние условия.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Период | Оптимальные параметры воздуха | | | | |
| tв, 0С | ϕ, % | v, м/с | i, кДж/кг | d, г/кг |
| ХП | 20 | 45 | 0,2 | 37 | 6,6 |
| ТП | 25 | 60 | 0,3 | 55,2 | 118 |

Таблица 2

Расчетные наружные условия.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Период | Параметры Б воздуха | | | | |
| tн, 0С | ϕ, % | v, м/с | i, кДж/кг | d, г/кг |
| ХП | -23 | 81 | 5 | -22 | 0,5 |
| ТП | 29 | 47 | 1,2 | 60 | 12 |

Определение количества тепла и влаги, выделяющихся в помещении

Тепловой баланс кондиционируемого помещения составляется для теплого и холодного периодов.

Поступление тепла от людей

Количество тепла, выделяемое человеком, зависит от метеорологических условий в помещении и интенсивности выполняемой работы. Принято считать, что женщины выделяют 85%, а дети в среднем 75% тепла от тепла, выделяемого мужчинами.

Общее количество явного тепла, выделяемого людьми в помещении, определяется по формуле:



где - количество явного тепла, выделяемого одним человеком, Вт/чел.;



- количество людей в помещении.



Зрительный зал: 350 человек (150 мужчин, 150 женщин и 50 детей ).

ХП:



ТП:



Сцена: примерно 20 человек (мужчин, женщин поровну).

ХП:



ТП:



Общее количество скрытого и полного тепла соответственно определяется из выражений:



где , - количество скрытого и полного тепла, выделяемого одним человеком, Вт/чел.



Общее количество полного тепла

Зрительный зал: 350 человек (150 мужчин, 150 женщин и 50 детей ).

ХП:



ТП:



Сцена: 20 человек (мужчин, женщин поровну).

ХП:



ТП:



Общее количество скрытого тепла



Зрительный зал: 350 человек (150 мужчин, 150 женщин и 50 детей ).

ХП:



ТП:



Сцена: 20 человек (мужчин, женщин поровну).

ХП:



ТП:



Теплопоступления от искусственного освещения

Количества тепла, поступающего в помещение от искусственного освещения, находится по формуле:



где - освещенность, лк;



F – площадь помещения, м2;

qосв – удельные выделения тепла, Вт/м2;

ηосв – доля тепловой энергии, поступающей в помещение.

В тех случаях, когда арматура и лампы находятся вне помещения (за остекленной поверхностью, на чердаке, в потоке вытяжного воздуха), в него попадает только радиационное (видимое или невидимое измерение) тепло, доля которого ηосв для люминесцентных светильников составляет около 0,55 потребляемой энергии, для ламп накаливания — примерно 0,85.

Для аудиторий наименьшая освещенность при использовании люминесцентных светильников равна 300 лк, для залов - 200 лк. При использовании ламп накаливания эти цифры должны быть уменьшены приблизительно вдвое.

Зрительный зал и сцена:

ХП:



ТП:



Теплопоступления от солнечной радиации

Теплопоступления от солнечной радиации рассчитываются для теплого периода:



где Fост – площадь поверхности остекления, м2;

qост - количество тепла, поступающее за счет солнечной радиации, Вт/м2;

К – коэффициент, зависящий от прозрачности стекол, наличия штор и т. д.;

Аост – коэффициент, зависящий от вида остекления.

Зрительный зал:

Окон нет, поэтому



Сцена:

Окон нет, поэтому



Максимальный тепловой поток на отопление здания

Максимальный тепловой поток на отопление здания определяется по удельной тепловой характеристике здания или укрупненному показателю максимального теплового потока.

Максимальный тепловой поток на отопление здания определяется для холодного периода:



где qуд – справочная величина удельной тепловой характеристики здания, Вт/(м3К);

а – коэффициент, учитывающий влияние на удельную тепловую нагрузку местных климатических условий;

tв – расчетная температура внутреннего воздуха, 0С;

- расчетная температура наружного воздуха, 0С;



Vн – строительный объем здания по наружному обмеру, м3.

Зрительный зал и сцена:

ХП:



Теплопоступления от работающих отопительных приборов

Теплопоступления от работающих отопительных приборов для холодного периода находим:



где tсрБ – средняя температура теплоносителя в отопительных приборах при расчетных наружных параметрах Б, 0С;

tвБ – температура воздуха в помещении, принятая при расчете отопления, 0С;

tвотп – то же, принятая при расчете кондиционирования воздуха, 0С.

Зрительный зал и сцена:

ХП:



Теплопотери через наружные ограждения

Теплопотери через наружные ограждения для холодного периода можно найти:



где tн – расчетная температура наружного воздуха, 0С

Зрительный зал и сцена:

ХП:



Выделение влаги людьми

Выделение влаги людьми рассчитывается для холодного и теплого периодов:



где wвл – количество влаги, выделяемой одним человеком, г/ч;

n – количество людей в помещении.

Зрительный зал: : 350 человек (150 мужчин, 150 женщин и 50 детей ).

ХП:



ТП:



Сцена: 20 человек (мужчин, женщин поровну).

ХП:



ТП:



Поступление скрытого тепла в помещение

Поступление скрытого тепла в помещение для теплого и холодного периодов можно определить:



где tвБ = 160С;

Wвл – количество влаги, выделяемой в помещении, кг/ч.

Зрительный зал: 350 человек (150 мужчин, 150 женщин и 50 детей ).

ХП:



ТП:



Сцена: 20 человек (мужчин, женщин поровну).

ХП:



ТП:



Газовые выделения в помещении

Газовые выделения в помещении определяются для теплого и холодного периодов:



где - количество углекислого газа, выделяемое одним человеком, л/ч.



Зрительный зал: 350 человек (150 мужчин, 150 женщин и 50 детей ).

ХП:



ТП:



Сцена: 20 человек (мужчин, женщин поровну).

ХП:



ТП:



По результатам подсчета тепловыделений, теплопотерь, влагогазовыделений составляются балансы по теплу и влаге для теплого и холодного периодов отдельно для каждого помещения. Результаты расчетов сводятся в таблицы 3 и 4.

Таблица 3.

Теплопоступления и теплопотери помещения с кондиционированием воздуха.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование помещения | Объём помещения V, м3 | Расчетный период года | Теплопоступления в помещение, Вт | | | | | | | Теплопотери  помещения,Вт | | Избыточное тепло | | |
| От людей | | От солнечной радиации | Искусственное освещение | От системы отопления | Суммарные | | Через ограждения | Суммарные | Явное | | Полное, Вт |
| Явные | Полные | Явные | Полные | Вт | Вт/м3 |
| Зрительный зал и сцена | **5416** | Тёплый | **20195** | **33600** | -------- | **6847,5** | -------- | **27042,5** | **40447,5** | -------- | -------- | **27042,5** | **5** | **40447,5** |
| Холодный | **30290** | **41590** | -------- | **6847,5** | **90950** | **128087,5** | **139387,5** | **100280** | **100280** | **27807,5** | **5,1** | **39107,5** |

Таблица №4.

Теплогазовыделения в помещении.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименова Ние помещения | Объём помещения | Расчётный период | Тепловые избытки | | | | Влаго-выделения | Газо-выделения |
| Явное тепло | | Скрытое тепло | Полноетепло |
| Вт | Вт/м3 | Вт | Вт | кг/ч | л/ч |
| Зрительный зал и сцена | **5416** | Тёплый | **27042,5** | **5** | **13400** | **40447,5** | **19,17** | **7400** |
| Холодный | **27807,5** | **5,1** | **12300** | **39107,5** | **15,19** |

Выбор принципиальной схемы распределения воздуха в кондиционируемом помещении

Выбор схемы распределения воздуха оказывает большое влияние на эффективность системы кондиционирования. От выбора принципиальной схемы распределения воздуха зависит соблюдение требуемых параметров в рабочей зоне, перепад температур рабочей зоны и приточного воздуха, разность между температурами удаляемого и приточного воздуха. При увеличении перепада температур уменьшается величина воздухообмена.

Пользуясь указаниями СниП 2.06.05.-91\* выбираем принципиальную схему обработки воздуха. Выбираем для теплого и холодного периодов - систему кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией.

Построение на I-d диаграмме процессов кондиционирования воздуха для теплого и холодного периодов

Построение процесса обработки воздуха для теплого периода

Расчёт начинают с рассмотрения теплого периода, при котором избытки тепла больше, чем в теплый период. Величину углового коэффициента изменения состояния воздуха в помещении определяют по формуле, кДж/кг:

,



где Qтпизб - общее расчётное количество избытков полного тепла определяют из табл. 3 для теплого периода, Вт;

Wвл. - количество испарившейся влаги, определяют по табл. 4, кг/ч.

кДж/кг



По СНиП 2.04.05-91\* определяем минимальный расход наружного воздуха для зрительного зала, приходящийся на одного человека, равный 20 м3/ч. Далее определяем общее количество наружного воздуха по следующей формуле:



м3/ч



На I-d диаграмму наносят точку В, соответствующую параметрам внутреннего воздуха, через которую проводят луч процесса до пересечения с изотермой tП, соответствующей параметрам приточного воздуха, параметры точки П рассчитывают по формуле:

tП = tВ - Δtдоп

где Δtдоп - разность температур между внутренним и приточным воздухом, 5 оС;

tВ = 25 оС.

tП = 25 - 5 = 20 оС

Общее количество кондиционируемого воздуха G0 вычисляют по формуле, кг/ч:



где Wвл - суммарные влагопоступления, кг/ч;

Qизб - избыточное тепло, поступающее в помещение, Вт;

dВ - влагосодержание точки В, г/кг;

dП - влагосодержание точки П, г/кг,

IВ - энтальпия точки В, кДж/кг;

IП - энтальпия точки П, кДж/кг.

Из рассчитанных по двум формулам GО выбираем большее значение.

кг/ч



кг/ч



Выбираем расход воздуха, рассчитанный по теплоизбыткам.

На поле I-d диаграммы наносят точку Н, соответствующую параметрам наружного воздуха. Из точки П проводим линию по постоянному влагосодержанию до пересечения с кривой φ = 95%, получаем точку О - параметры воздуха на выходе из оросительной камеры. Далее наносим точку В’ на 1 оС выше точки В, соответствующую состоянию рециркуляционного воздуха перед входом в камеру смешивания. Точки В’ и Н соединяются линией, которая является линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха перед оросительной камерой. Показываем подогрев воздуха в приточном воздуховоде П’, который составляет 1 оС.

Положение точки смеси С находят из выражения:



мм



Количество рециркуляционного воздуха Gр1 определяют по формуле

Gр1 = GO - GH.

Gр1 = 19170 - 8880 = 10290 м3/ч

Соединяем точки в следующем порядке: Н - В’ - В - П - О - C.

Определяем охлаждающую мощность оросительной камеры и расход тепла в калорифере второго подогрева:



кДж/час



кДж/час



Таблица 5.1

Расчет для тёплого периода:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| точка | t, оС | φ ,% | I,кДж/кг | d,г/кг |
| В | 25 | 60 | 55,2 | 11,8 |
| Н | 29 | 47 | 60 | 12 |
| П | 20 | 72 | 47 | 10,7 |
| П’ | 18,5 | 81 | 46 | 10,7 |
| В’ | 26 | 55 | 56 | 11,8 |
| О | 16 | 95 | 44 | 10,7 |
| С | 27,2 | 52 | 57,8 | 11,87 |

Построение процесса обработки воздуха с первой рециркуляцией для холодного периода

На поле I-d диаграммы наносят точки В и Н, соответствующие параметрам внутреннего и наружного воздуха, и определяют величину углового коэффициента изменения состояния воздуха в помещении для холодного периода.

кДж/кг



Через точку В проводят луч процесса и определяют приращение влагосодержания Δd по формуле, г/кг:



где G0 – количество вентиляционного воздуха, определённое расчётом теплового периода, кг/ч;

WХП – суммарное влагопоступление в холодный период, кг/ч.

г/кг.



Влагосодержание приточного воздуха dП определяется следующим образом, г/кг:

dП = dВ – Δd

dП = 6,6 – 0,8 = 5,8 г/кг

При пересечении луча процесса с линией dП = const определяется положение точки П.

Далее через точку П продолжаем линию dП = const до пересечения с φ = 95% и получаем точку О, которая характеризует состояние воздуха, покидающего оросительную камеру. Соединяем точки П и О.

Далее определяем влагосодержание точки смеси С из следующей пропорции:



г/кг



Проводим линии dС = const и IO = const, на их пересечении получаем точку С. Далее строим прямую СВ и соединяем ее с линий dН = const, на пересечении получаем точку К.

Определяем расходы тепла через калориферы первого и второго подогрева, кДж/час:



кДж/час



кДж/час



Таблица 5.2 Расчет для холодного периода:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| точка | t, оС | φ ,% | i,кДж/кг | d,г/кг |
| В | 20 | 45 | 37 | 6,6 |
| Н | -23 | 81 | -22 | 0,5 |
| П | 14 | 53 | 29 | 5,9 |
| О | 7 | 95 | 22 | 5,9 |
| С | 12,6 | 40 | 22 | 3,8 |
| К | 3 | 20 | 5 | 0,5 |

Выбор типа кондиционера

Кондиционер выбирается по табл. 3.1 [1] на номинальную производительность по воздуху от 10 до 250 тыс.м3/ч:

,



где

- плотность воздуха в расчётах принимается 1,2 кг/м3.



L=19170/1,2=15975м3/ч

Расчет калориферов (воздухонагревателей)

В зависимости от выбранного типа кондиционера по табл. III.8 [3] выбирают калорифер (воздухонагреватель) и выполняют проверочный расчёт. Исходными данными для расчёта являются: общее количество кондиционируемого воздуха; начальные и конечные параметры воздуха, полученные при построении процессов обработки воздуха; температура горячей воды 115-70 0С. Расчёт проводим в следующей последовательности. При расчёте используем калориферы для кондиционера КТЦ3-31,5: для калорифера I - полуторорядный с обводным каналом и для калорифера II подогрева - однорядный без обводного канала.

1. Требуемое количество тепла на нагревание воздуха для холодного периода равно:

для калорифера первого подогрева кДж/час



= 66600 Вт;

для калорифера второго подогрева кДж/час



= 37275 Вт.

1. Находим массовую скорость движения воздуха, кг/(м2с):



где f - площадь фронтального сечения воздухонагревателя, м2.

кг/(м2с)



кг/(м2с)



1. Необходимое количество теплоносителя определяется по формуле, кг/ч:



где св – теплоёмкость воды, св = 4,187 кДж/кг;

tв1 – температура воды на входе в калорифер, 0С;

tв2 - температура воды на выходе из калорифера, 0С.

кг/ч



кг/ч



1. Находим скорость движения воды в трубках калорифера, м/с:



где fв - площадь сечения для прохода воды, м2.

Площадь сечения для прохода воды определяется по табл. VI.5 [6]: fв1 = fв2 = 0,00219 м2.

м/с



м/с



1. Определяется коэффициент теплопередачи калорифера,

Вт/м2 0С:

для однорядных теплообменников



для двухрядных теплообменников



Использование этих формул ограничивает диапазон скоростей воды 0,15…0,3 м/с

При скорости воды в трубках калорифера м/с коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/м2·0С:



1. Определяем фактический расход тепла через калорифер, кДж/ч:

Фактический расход тепла для одного теплообменника определяется по

формуле, Вт:

,



где К - коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/м2·0С;

F - площадь поверхности теплообмена-принимается по табл. III.8 [3], м2.

Вт



Вт



Определяем число теплообменников в калориферах:



1. Вычисляем запас по теплу, %:



Калорифер I подогрева



Калорифер II подогрева



Запас в первом калорифере составляет 3,64%, а во втором – 3,61 %, что соответствует заданному условию.

1. Аэродинамическое сопротивление калорифера определяется по табл. III.7 [3].

Калорифер I подогрева - 72,9 Па;

Калорифер II подогрева - 37 Па.

Расчет форсуночной камеры кондиционера

Процессор обработки воздуха в теплый период в основном политропный (охлаждение и осушение). Для осуществления политропных процессов тепловлажностной обработки рекомендуется применять камеру орошения с большой плотностью форсунок. В камерах орошения ОКФ-3 применяются форсунки ЭШФ 7/10, в оросительных камерах ОКС – форсунки УП14-10/15.

Расчёт ведём по теплому периоду, а затем по холодному.

Определяем число форсунок в камере орошения по таблице в зависимости от исполнения выбранной камеры орошения, n шт.

Определяем давление перед форсунками в зависимости от относительной влажности на входе и на выходе в оросительную камеру кондиционера по графику[6] и рис.2, кПа;



По графику рис.3 и [3] определяем - производительность одной форсунки, кг/ч.



Расчет воды определяется по формуле, кг/ч:



Находим коэффициент орошения

,



где - расход воздуха через оросительную камеру.



При расчётах коэф-та орошения меньше 0,7 для камер ОКФ-3, БТМ-3 и 0,6 для камер ОКС-3 необходимо сравнивать их с минимальными допустимыми значениями , определяем по формуле:



,



где =460 кг/ч для форсунок ЭШФ 7/10 и =870 кг/ч для форсунок УП14-10/15.



Если , камера орошения будет работать в устойчивом режиме, при принятая камера в расчётном режиме будет работать не устойчиво и не обеспечит заданные параметры обрабатываемого воздуха. В этом случае следует уменьшить количество подключенных форсунок, изменив исполнение или число рядов стояков, или тип камеры.



Эффективность процессов охлаждения при одновременном осушении воздуха оценивается энтальпийным показателем процесса , соответствующим относительному перепаду энтальпий теплообменивающихся сред (воздух – вода) [6], который определяется по формуле:



,



где

- начальная и конечная энтальпии воздуха оросительной камеры, кДж/кг; -энтальпия насыщенного воздуха, соответствующая температуре воды, поступающая в оросительную камеру, кДж/кг.



В зависимости от коэффициента орошения по приложению 1, определяется численное значение коэффициента . Энтальпию насыщенного воздуха при начальной температуре воды определяем из выражения, кДж/кг:



По i-d-диаграмме в точке пересечения энтальпии с линией % находим значение требуемой температуры холодной воды на входе в камеру орошения , 0С.



Температуру воды на выходе из оросительной камеры определяют из формулы:



Для холодного периода основным является процесс адиабатного увлажнения воздуха. Эффективность этого процесса оценивается коэффициентом адиабатной эффективности .



Расчёт выполняем в следующем порядке.

Определяем коэффициент .



,



где - начальная и конечная температуры воздуха по сухому термометру,0С;



- температура мокрого термометра, 0С.



На рис.4 показаны , для адиабатного процесса обработки воздуха в оросительной камере.



Коэффициент орошения находим по графикам, соответствующим выбранному типоразмеру и исполнению камеры орошения.



Определяем расход воды через камеру орошения, кг/ч:



Находим давление воды перед форсунками по графикам в зависимости от расхода жидкости.

Тёплый период:

Для кондиционера КТЦЗ-20 подходит камера орошения ОКФ-3 . В камере ОКФ-3 используются форсунки ЭШФ 7/10.

Индекс 02.01304, исполнение 2

,



Количество форсунок в первом ряду -24

Количество форсунок во втором ряду -24

Всего 48шт.

Определяем по i-d диаграмме влажность на входе и выходе оросительной камеры , ,



По графику определяем производительность одной форсунки



- камера орошения будет работать в устойчивом режиме.



,



Температура воды на выходе из оросительной камеры



Холодный период:

,



Определяем коэффициент



Коэффициент орошения находим по графикам,



Определяем расход воды через камеру орошения, кг/ч:



Находим давление воды перед форсунками по графикам в зависимости от расхода жидкости.



Приближенный расчет и подбор холодильного оборудования

Потребность в холоде



Qохл равна 538293,6 кДж/час.

Определяем температуру испарения хладагента (фреон-12), 0С:

,



где tВК – температура воды, выходящей из поддона форсуночной камеры, 0С; tХ - температура воды, выходящей из испарителя холодильной установки, принимаем +6 0С;

tИ – не должно быть ниже +1 0С.

0С



Температура конденсации хладагента, оС:

,



где tВ2 = tВ1 + Δt - температура воды, выходящей из конденсатора; tВ1 - температура воды, входящей в конденсатор, при применении водопроводной воды для охлаждения конденсатора принимают значения ; Δt = (4…5) 0C - перепад температур воды в конденсаторе. Температура конденсации не должна превышать +36 0С. При применении водопроводной воды для охлаждения конденсатора принимают значения tв1 = 20…22 0С.



0С;



0С.



Температура переохлаждаемого жидкого хладагента перед терморегулирующим вентилем, 0С:

,



0С.



Температура всасывания паров хладагента в цилиндр компрессора, 0С:



0С.



Холодопроизводительность с учётом некоторого запаса должна составить, кВт:



кВт



Выбираем холодильную машину ХМФУ-80/II.

Холодопроизводительность компрессора составит, кВт:

,



где νпор - объём, описываемый поршнями;

qν - удельная объёмная холодопроизводительность фреона-12;

λраб - коэффициент подачи компрессора, определяемый по выражению:



кВт



Объёмный коэффициент подачи для фреоновых машин:

,



где С - коэффициент мертвого пространства, равный 0,03…0,05;

РК и РИ – соответственно давления конденсации и испарения, которые зависят от tК и tИ.



Коэффициент подогрева λ2 вычисляется по формуле:



где ТИ и ТК - температуры испарения и конденсации, К.



Коэффициент плотности λ3 =0,95…0,98, а коэффициент дросселирования λ4 = 0,94…0,97.

Мощность электродвигателя компрессора находится по формуле, кВт:

,



кВт



Далее выполняется проверка поверхности испарителя и конденсатора выбранной холодильной машины. Величина поверхности испарителя рассчитывается из выражения, м2:



где КИ - коэффициент теплопередачи кожухотрубного испарителя. При охлаждении воды и хладагента применяется фреон-12, его величина равна 350…530Вт/м2.

м2



Среднелогарифмическая разность температур, 0С:



0С



Выбираем испаритель ИТР-70Б с площадью внутренней поверхности 68 м2, номинальный расход воды 2-80 м3/ч. Тепловая нагрузка на конденсатор составляет, кВт:



где Ni - индикаторная мощность, определяемая выражением, кВт:



где ηм - механический КПД, учитывающий потери на трение и равный 0,8…0,9.

кВт



кВт



Величина поверхности конденсатора равна, м2:



где Кк - коэффициент теплопередачи горизонтального кожухотрубного конденсатора на фреоне. В зависимости от расхода охлаждающей воды КК = 400…650 Вт/м2; tср.л - среднелогарифмическая разность температур, которая в данном случае равна



0С



м2



Выбираем конденсатор КТР-50Б с внутренней поверхностью теплообменника 48,3 м2 м расходом охлаждающей воды 10-40 м3/ч

Расход воды, охлаждающей конденсатор, м3/ч:

; м3/ч



Заключение

В данном курсовом проекте была спроектирована система кондиционирования воздуха в культурном центре (сцена и зрительный зал) г.Харьков.