

Содержание

Введение.....	3
1. Общие сведения о системах кондиционирования воздуха.....	5
1.1. Классификация систем кондиционирования воздуха.....	5
1.2 Принципиальная схема приточной системы кондиционирования воздуха.....	6
1.3 Формулировка задания на курсовую работу.....	8
2. Тепловой баланс производственного помещения.....	11
2.1 Выбор расчетных параметров наружного внутреннего воздуха.....	11
2.2. Расчет теплоступлений в помещение.....	13
2.3 Расчёт тепловых потерь помещением.....	16
2.4 Расчет избыточной теплоты в помещении.....	18
3. Расчёт процессов обработки воздуха в системе кондиционирования.....	19
3.1 Построение в I-d диаграмме процессов обработки воздуха в тёплый период.....	19
3.2 Построение в I-d диаграмме процессов обработки воздуха в холодный период.....	21
3.3 Расчёт воздухообмена в помещении.....	24
3.4 Выбор основного оборудования для системы кондиционирования воздуха.....	26
4. Разработка схемы воздухораспределения в помещении.....	30
4.1 Составление схемы воздухораспределения.....	30
4.2 Аэродинамический расчёт системы воздухораспределения.....	32
Заключение.....	38

Введение

Под кондиционированием воздуха понимается создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях и сооружениях основных параметров воздушной среды: температуры, влажности, давления, чистоты, газового и ионного состава, наличия запахов и скорости движения воздуха.

Комплекс технических средств, осуществляющих требуемую обработку воздуха (фильтрацию, подогрев, охлаждение, осушку и увлажнение), транспортирование его и распределение в обслуживаемых помещениях, устройства для глушения шума, вызываемого работой оборудования, источники тепло- и хладоснабжения, средства автоматического регулирования и управления, а также вспомогательное оборудование составляют систему кондиционирования воздуха.

Устройство, в котором осуществляется термовлажностная обработка воздуха и его очистка, называется кондиционером. Установки кондиционирования воздуха обеспечивают в помещениях необходимый микроклимат для создания условий комфорта и нормального протекания технологического процесса.

В общем случае расчёт систем кондиционирования воздуха производится на основе избыточных тепловыделений, влаговыделений, содержания вредных газов или пыли. В настоящем пособии рассматривается вариант расчёта, основанный только на избыточных тепловыделениях.

Обеспечение требуемых параметров воздушной среды помещений различного назначения регламентируется соответствующими строительными нормами и правилами (СНиП),

техническими условиями (ТУ) и другими нормативными документами.

1. Общие сведения о системах кондиционирования воздуха

1.1. Классификация систем кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования воздуха по назначению можно подразделить на комфортные, технологические и комфортнотехнологические. В первом случае обеспечиваются нормируемые параметры воздушной среды для человека, во втором случае – параметры технологического процесса, третьем случае предполагается обеспечение нормируемых параметров технологического процесса в условиях постоянного пребывания обслуживающего персонала.

По принципу централизации их функций системы кондиционирования разделяются на центральные, местные, неавтономные и автономные.

В центральных системах источники холода и теплоты централизованы. Распределение воздуха по отдельным помещениям производится с помощью разветвлённых сетей воздуховодов.

Местные неавтономные системы имеют централизованные источники холода и теплоты. Обработка воздуха производится в местных кондиционерах, которые располагают непосредственно в обслуживаемых ими помещениях. В этом случае система распределительных воздуховодов отсутствует. Питание местных неавтономных кондиционеров теплоносителем и хладоносителем производится с помощью трубопроводов, с центральными источниками теплоты и холода.

Автономные системы отличаются тем, что в каждом кондиционируемом помещении устанавливаются автономные кондиционеры с индивидуальными, встроенными в общий корпус кондиционера, холодильными машинами. Кроме перечисленных систем возможны и другие устройства кондиционирования воздуха.

По режиму работы кондиционеры подразделяются на круглогодичные, поддерживающие требуемые параметры воздуха в течение всего года, и сезонные, осуществляющие для холодного периода нагрев и увлажнение

воздуха, а для тёплого периода – охлаждение и осушение воздуха.

По давлению, развиваемому вентилятором, различают системы кондиционирования воздуха низкого ($\Delta P < 1,0 \text{ кПа}$), среднего ($1,0 < \Delta P < 3,0 \text{ кПа}$), с и высокого давления ($\Delta P > 3,0 \text{ кПа}$)

По схеме обработки воздуха системы кондиционирования делятся на прямоточные, характерные тем, что обработке в кондиционере подлежит только наружный (свежий) воздух, и рециркуляционные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах смеси наружного и части рециркуляционного (отработавшего) воздуха.

1.2 Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха

Прямоточные схемы обычно применяют в тех случаях, когда по условиям запылённости или загазованности использование рециркуляционного воздуха не допускается и кондиционеры работают только на наружном воздухе. Принципиальная схема приведена на рис.1.

В тёплый период года наружный воздух в полном количестве L_0 проходит через фильтр, где осуществляется его очистка, поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлаждённая вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается и осушается, приобретая в конце оросительной камеры заданное влагосодержание при насыщении, обычно равном $\varphi \approx 95\%$. Так как при этом температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то для доведения до указанной температуры воздух после оросительной камеры направляется в калорифер второго подогрева, в котором он нагревается до заданной температуры выхода воздуха из кондиционера.

Во избежание механического выноса капель воды на выходе из оросительной камеры устанавливается жалюзийная решётка

(каплеуловитель). Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

Вода, собирающаяся в поддоне оросительной камеры, поступает в холодильную машину, где она охлаждается до необходимой температуры и насосом по системе трубопроводов подаётся в форсунки, расположенные в оросительной камере.

В холодный период года наружный воздух в полном количестве L_0 поступает в калорифер первого подогрева, в котором он подогревается до той температуры, при которой его теплосодержание будет соответствовать расчётному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание (приточного воздуха) при относительной влажности $\varphi \approx 95\%$.

При адиабатическом процессе испарения температура воздуха на выходе из оросительной камеры достаточно близка к температуре мокрого термометра, которая обычно ниже заданной температуры приточного воздуха, и для доведения его температуры до заданной он подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева.

Узел охлаждения и подачи воды в оросительную камеру работает в требуемом режиме. Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

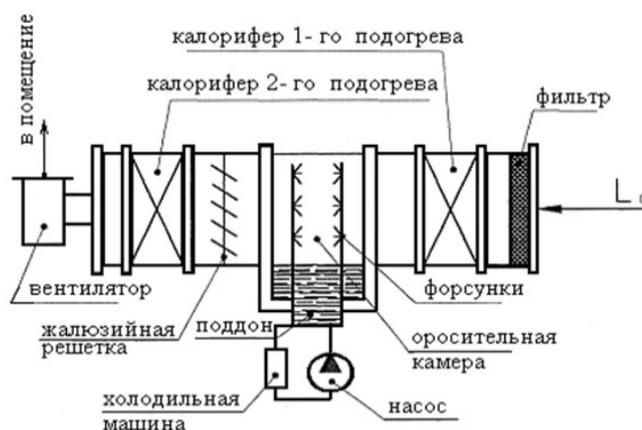


Рисунок 1.1 Принципиальная схема приточной системы

кондиционирования воздуха.

1.2. 1.3 Формулировка задания на курсовую работу

Общая постановка задачи состоит в следующем. Местонахождение предприятия город Киров. Производственное помещение представляет собой цех, полностью занимаемый один из этажей отдельно стоящего трёхэтажного здания. Цех расположен на 2 этаже. Ширина здания цеха – $b=20$ м; длина здания цеха – 70 м ; высота каждого этажа (цеха) – 4 м. На всех трёх этажах расположены аналогичные производства. Категория работ в помещении - Па.

Торцевые стенки здания глухие, ориентированы на север и юг. В боковых стенках цеха, ориентированных на запад и восток, имеются световые проёмы с двойным остеклением в металлических переплётках общей площадью 80 м². Освещение производится люминисцентными лампами. В летний период включается 60 % ламп. Светозащитные устройства отсутствуют. Все стены здания одинаковой толщины 525 мм выполнены из глиняного красного кирпича. С внутренней стороны стен нанесён слой известковой штукатурки толщиной 10 мм. Перекрытия между этажами (в том числе потолок и пол) выполнены из железобетона толщиной 300 мм.

Кровля совмещенная, плоская. На железобетонном перекрытии расположен теплоизоляционный слой, выполненный из шлаковаты 150 мм, а также гидроизоляционный слой из трехслойного рубероида общей толщиной 5 мм. Чердачное помещение отсутствует.

Под железобетонным полом расположен теплоизоляционный слой из шлаковаты толщиной 150 мм, гидроизоляционный слой из трехслойного рубероида общей толщиной 5 мм и стальная обшивка толщиной 1, мм.

В цехе размещено 50 станков. Установленная мощность электродвигателя для каждого станка 1,5 кВт. В цехе работает 30

человек в смену. Норма расхода электроэнергии на освещение 40 Вт/м^2 пола.
Потери давления в системе кондиционирования воздуха 1350 Па .

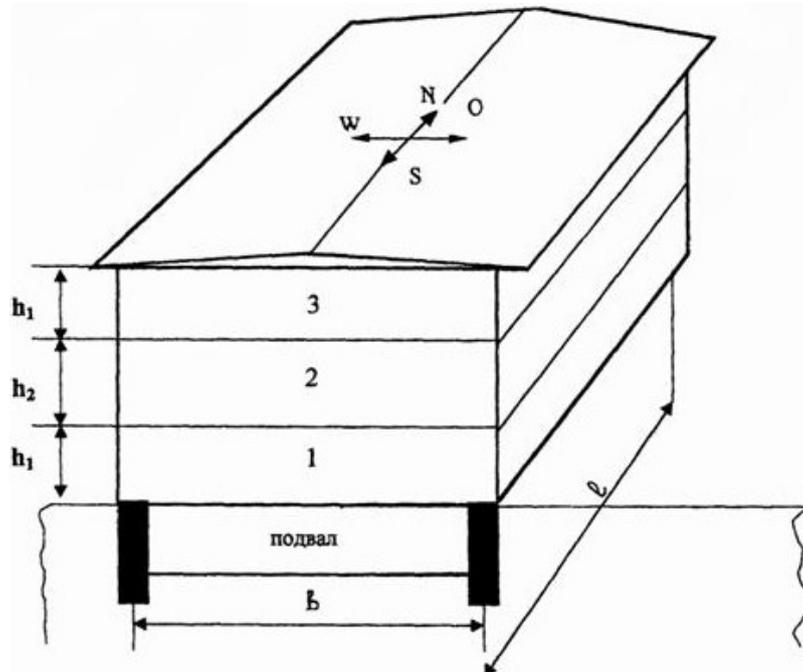


Рисунок 2.1 Общий вид здания.

Целью задания является разработка системы кондиционирования воздуха, обеспечивающей санитарно-гигиенические условия для обслуживающего персонала цеха и оптимальные условия для технологического процесса.

При выполнении указанного задания необходимо решить ряд частных задач, а именно:

1. Произвести выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха для теплого и холодного периодов года.
2. Выполнить расчет тепловыделений в помещении в теплый и холодный периоды года.
3. Выполнить расчет тепловых потерь помещением в теплый и холодный периоды года.
4. Рассчитать количество избыточной теплоты в помещении для теплого и холодного периодов года на основе теплового баланса помещения.

5. Осуществить построение на I-d диаграмме процессов обработки воздуха в тёплый и холодный периоды года.

6. Определить расход кондиционируемого воздуха, кратность воздухообмена в помещении, холодопроизводительности кондиционеров.
7. Выбрать тип, производительность и количество вентиляторов, мощность электродвигателей для их привода, кондиционеры и холодильные машины.
8. Составить схему воздухораспределения в помещении и выполнить ее аэродинамический расчет.

Результаты работы оформляются в виде пояснительной записки и графического материала на двух листах. На одном листе изображаются графические построения процессов обработки воздуха в I-d диаграмме для теплого и холодного времени года, на другом – принципиальные схемы кондиционирования воздуха и системы воздухораспределения в помещении.

2. Тепловой баланс производственного помещения

2.1 Выбор расчетных параметров наружного внутреннего воздуха и

Расчетная температура наружного воздуха принимается в зависимости от назначения системы вентиляции или кондиционирования и климатических условий местности.

Установки для систем кондиционирования и вентиляции по степени обеспечения заданного микроклимата в помещении согласно СНиП подразделяются в зависимости от расчётных параметров наружного воздуха на три группы: А, Б, В.

Для теплого периода расчётной температурой наружного воздуха являются: для группы А – средняя температура самого жаркого месяца в полдень; для группы В – максимальное значение температуры, которое было зарегистрировано за весь период наблюдений в данном географическом пункте; для группы Б – среднее значение из указанных выше температур.

Для холодного периода расчётной температурой наружного воздуха являются: для группы А – средняя температура самого холодного месяца в полдень; для группы Б – расчётная температура для проектирования отопления (средняя температура за пять наиболее холодных суток подряд); для группы В – минимальное значение температуры, которое зарегистрировано за весь период в данном географическом пункте.

$$t_{\sigma}^T = \frac{t_a^m + t_e^m}{2} \quad (2.1)$$

Расчёт систем кондиционирования воздуха для основной категории жилых и производственных помещений, в том числе и для рассматриваемой задачи, производится на расчётную температуру по группе Б, обеспечивающую «нормальное» состояние воздушной среды в помещении с отклонениями в экстремальных летних и зимних условиях.

Численные значения расчётных параметров наружного воздуха для

г.Кирова принимаются по климатологическим данным в соответствии со СНиП [10]:

- Теплый период: $t = 28,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 56\%$;
- Холодный период: $t = -31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 84\%$.

Расчётная температура внутреннего воздуха в рабочей зоне помещения выбирается в зависимости от характеристики помещения и категории выполняемых работ.

Рабочей зоной считается пространство высотой до двух метров над уровнем пола или площадкой обслуживания, на котором находится рабочее место. Постоянным рабочим местом считается то место, где работающий находится большую часть (более 50 % или более двух часов непрерывно) своего рабочего времени.

При определении расчётных метеорологических условий в помещении учитываются способность человеческого организма к акклиматизации в разное время года, интенсивность производимой работы и характер тепловыделений в рабочем помещении.

Параметры воздуха нормируются в зависимости от периода года. Различают три периода года: холодный, теплый и переходный. Переходным считается период, когда средняя температура наружного воздуха составляет $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При учёте интенсивности труда все виды работ делятся на три категории: легкие, средней тяжести и тяжёлые. По условиям рассматриваемого задания категория работ в производственном помещении относится к группе Па.

Численные значения основных параметров воздуха в помещении регламентируются СНиП для категории Па:

Теплый период:

- Температура $t = 21-23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Относительная влажность $\varphi = 40-60\%$, $\varphi = 50\%$;

- Скорость воздуха не более $\vartheta=0,3$ м/с.

Холодный и переходный период:

- температура $t=18-20$ °С, $t=20$ °С;

- относительная влажность $\varphi=40-60$ %, $\varphi=50$ %;

- скорость воздуха не более $\vartheta=0,2$ м/с.

2.2. Расчет тепlopоступлений в помещение

Тепловыделения от работающего оборудования с электрическим приводом за счёт перехода механической энергии в тепловую определяется по выражению

$$Q_{об} = 1000 \cdot N_{уст} \cdot n \cdot k_{исп} \cdot k_{в}, \quad (2.2)$$

где $N_{уст}$ – установленная мощность привода электродвигателя в расчёте на единицу оборудования, кВт, определяется заданием;

$k_{исп}$ – коэффициент использования мощности электродвигателя, обычно рекомендуется принимать 0,8;

$k_{в}$ – коэффициент одновременности работы оборудования, определяемый заданием, можно принять равным 1.

$$Q_{об} = 1000 \cdot 1,5 \cdot 50 \cdot 0,8 \cdot 1 = 60000 \text{ Вт}.$$

Величина $Q_{об}$ от периода года не зависит.

Тепlopоступления от освещения для теплого и холодного периода года рассчитываются

$$Q_{ос} = F \cdot q_{ос} \cdot k_{в}, \quad (2.3)$$

где, F – поверхность пола в помещении, м²;

$q_{ос} = 40$ Вт/м² – норма освещённости 1 м² в соответствии со СНиП;

$k_{в}$ – коэффициент одновременности работы осветительных установок: в холодный период можно принимать $k_{в}=1$, в тёплый период $k_{в}=0,5-0,6$.

$$F = b \cdot l, \quad (2.3)$$

где, b – ширина

l – длина.

$$F = 20 \cdot 70 = 1400 \text{ м}^2.$$

Для теплого периода вычисляем по формуле (2.3):

$$Q_{oc} = 1400 \cdot 40 \cdot 0,6 = 33600 \text{ Вт}.$$

Для холодного периода вычисляем по формуле (2.3):

$$Q_{oc} = 1400 \cdot 40 \cdot 1 = 56000 \text{ Вт}.$$

Теплопоступления от обслуживающего персонала для холодного и тёплого периодов года рассчитываются по выражению

$$Q_{on} = m \cdot \left(Q_{явн} + \frac{r \cdot w_n}{1000} \right) \cdot \frac{1}{3,6}, \quad (2.4)$$

где, m – число работников;

$Q_{явн}$ – явные тепловыделения от одного человека, кДж/ч;

$r = 2500$ кДж/кг – скрытая теплота парообразования;

W_{Π} – влаговыделения от одного человека, г/ч.

Теплопоступления от обслуживающего персонала рассчитываются по формуле (2.4):

$$Q_{on} = 30 \cdot \left(335 + \frac{2500 \cdot 160}{1000} \right) \cdot \frac{1}{3,6} = 6125 \text{ Вт}.$$

Теплопоступления от солнечной радиации через световые (оконные) проёмы рассчитываются только для тёплого периода года

$$Q_{cp} = F_{ост} \cdot q_{ост} \cdot A_{ост} \cdot k, \quad (2.5)$$

где $F_{ост}$ – суммарная поверхность остекления, м^2 ;

$q_{ост}$ – плотность теплового потока, передаваемого за счёт солнечной радиации, зависящая от ориентации световых проёмов по сторонам

света;

$A_{ост}$ – эмпирический коэффициент, зависящий от вида остекления;

k – эмпирический коэффициент, зависящий от прозрачности стёкол.

$$Q_{cp} = 80 \cdot 210 \cdot 1,15 \cdot 0,8 = 15456 \text{ Вт}.$$

Теплопоступления через внешние ограждения извне за счёт более высокой температуры наружного воздуха при проектировании систем кондиционирования рассчитываются для тёплого периода в том случае, если расчётная температура наружного воздуха превышает расчётную температуру воздуха внутри помещения на 5°C и более, т.е. $t_n^m - t_g^m > 5^\circ\text{C}$

$$Q_{огр} = F_{огр} \cdot k_{огр} \cdot (t_n^m - t_g^m), \quad (2.6)$$

где $k_{огр}$ – коэффициент теплопередачи через ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

t_n^m и t_g^m - соответственно расчётная температура наружного воздуха и воздуха внутри помещения, $^\circ\text{C}$.

$F_{огр}$ - поверхность внешнего ограждения за вычетом поверхности остекления, м^2 ;

$$F_{огр} = 2 \cdot b \cdot h + 2 \cdot l \cdot h - F_{ост}, \quad (2.7)$$

где b – ширина

h – высота

$$F_{огр} = 2 \cdot 20 \cdot 4 + 2 \cdot 70 \cdot 4 - 80 = 640 \text{ м}^2.$$

Теплопоступления через внешние ограждения рассчитываются по формуле (2.6):

$$Q_{огр} = 640 \cdot 1,1 \cdot (26 - 20) = 7583,4 \text{ Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_{огр} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (2.8)$$

где, $\alpha_{в}$ и $\alpha_{н}$ - соответственно коэффициент теплоотдачи от воздуха внутри помещения к стене и от наружной поверхности стены к наружному воздуху, Вт/(м² °С);

δ_i – толщина отдельных слоёв, составляющих стену, м;

λ_i – коэффициент теплопроводности материалов, из которых выполнена стена, Вт/(м °С).

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле (2.8)

$$k_{опр} = \frac{1}{\frac{1}{8,7} + \frac{0,535}{0,7} + \frac{1}{23}} = 1,1 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ С}.$$

Суммарные тепlopоступления в помещение в общем случае составляют:

-для тёплого периода года

$$\sum Q^m = Q_{об} + Q_{ос} + Q_{он} + Q_{ср} + Q_{опр}, \quad (2.9)$$

где $Q_{об}$ - тепловыделения от работающего оборудования с электрическим приводом;

$Q_{ос}$ - тепlopоступления от освещения;

$Q_{он}$ - тепlopоступления от обслуживающего персонала;

$Q_{ср}$ - тепlopоступления от солнечной радиации;

$Q_{опр}$ - тепlopоступления через внешние ограждения.

$$\sum Q^m = 60000 + 47424 + 6125 + 14490 + 7583,4 = 135622 \text{ Вт}.$$

-для холодного периода года

$$\sum Q^x = Q_{об} + Q_{ос} + Q_{он}, \quad (2.10)$$

где $Q_{об}$ - тепловыделения от работающего оборудования с электрическим приводом;

$Q_{ос}$ - тепlopоступления от освещения;

$Q_{он}$ - тепlopоступления от обслуживающего персонала;

$$\sum Q^x = 60000 + 79040 + 6125 = 145165 \text{ Вт}.$$

2.3 Расчёт тепловых потерь помещением

Тепловые потери рассчитываются только для холодного периода года.

Тепловые потери через остеклённые оконные световые проёмы определяются по выражению:

$$Q_{ост} = F_{ост} \cdot k \cdot (t_{в}^x - t_{н}^x), \quad (2.11)$$

где $F_{ост}$ - суммарная поверхность остекления, m^2 ;

k - коэффициент теплопередачи через оконные проемы, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

$t_{в}^x$ и $t_{н}^x$ - соответственно расчетные температуры воздуха внутри помещения и наружного воздуха для холодного периода года, $^\circ C$.

$$Q_{ост} = 75 \cdot 2,68 \cdot (20 - (-28)) = 9648 \text{ Вт}.$$

Значения коэффициента теплопередачи определяются в соответствии со СНиП.

Тепловые потери через наружные ограждения (боковые стены, полы, потолки) рассчитываются по выражению:

$$Q_{огр} = F_{огр} \cdot k_{огр} \cdot (t_{в}^x - t_{н}^x) \cdot n, \quad (2.12)$$

где $F_{огр}$ - поверхность наружных ограждений (за вычетом площади оконных и дверных проемов), m^2 ;

$k_{огр}$ - коэффициент теплопередачи через ограждения, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

$t_{в}^x$ и $t_{н}^x$ - соответственно расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха для холодного периода, $^\circ C$;

n - эмпирический поправочный коэффициент, зависящий от характера ограждения.

$$Q_{огр} = 1149 \cdot 1,1 \cdot (20 - (-31)) \cdot 1 = 64459 \text{ Вт}.$$

Для условий рассматриваемого задания тепловые потери для помещений первого этажа рассчитываются через оконные проёмы, боковые стены, пол.

Суммарные тепловые потери помещением для холодного периода года составят:

$$\Sigma Q_{ном}^x = Q_{ост}^x + Q_{огр}^x, \quad (2.13)$$

где $Q_{\text{ост}}$ - тепловые потери через остеклённые оконные световые проёмы;
 $Q_{\text{огр}}$ - тепловые потери через наружные ограждения.

$$\Sigma Q_{\text{ном}}^x = 9648 + 64459 = 74107 \text{ Вт}.$$

2.4 Расчет избыточной теплоты в помещении

Избыточная теплота в помещении рассчитывается как разность между суммарными тепловыделениями и теплопотерями и составляет для теплого периода года:

$$Q_{\text{изб}}^m = \Sigma Q^T, \quad (2.14)$$

где ΣQ^T - суммарные теплопоступления в помещении для теплого периода.

$$\Sigma Q^T = 135622 \text{ Вт}.$$

для холодного периода:

$$Q_{\text{изб}}^x = \Sigma Q^x - \Sigma Q_{\text{ном}}^x, \quad (2.15)$$

где ΣQ^x - суммарные теплопоступления в помещении для холодного периода;

$\Sigma Q_{\text{ном}}^x$ - Суммарные тепловые потери в помещении.

$$Q_{\text{изб}}^x = 145165 - 74107 = 71058 \text{ Вт}.$$

3. Расчёт процессов обработки воздуха в системе кондиционирования

3.1 Построение в I-d диаграмме процессов обработки воздуха в тёплый период

Построение процессов обработки воздуха осуществляется на основе принятой прямоточной системы кондиционирования воздуха (рисунок 1.1) при наличии в помещении только теплоизбытков, что определено условиями рассматриваемого задания. Последовательность построения процессов в I-d диаграмме рассмотрено на рисунок 3.1

На поле I-d диаграммы наносится точка 1, соответствующая расчетным параметрам наружного воздуха для теплого периода при известной температуре t_n^m и относительной влажности φ_n^m . Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_s^m и относительной влажности φ_s^m . Анализ взаимного расположения точек 1 и 2 на I-d диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в теплый период сводится к его охлаждению и осушению. Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгиваемой воды, температура которой должна быть ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

При этом следует учитывать два обстоятельства: во-первых, для предотвращения механического уноса капель влаги в систему воздуховодов на выходе из оросительной камеры величина относительной влажности не должна превышать $\varphi=95\%$; во-вторых, влагосодержание обрабатываемого воздуха на выходе из оросительной камеры должно соответствовать расчетному влагосодержанию воздуха внутри помещения (в точке 2), так как по условиям задания в помещении отсутствуют влаговыведения. Учет этих факторов позволяет на поле I-d диаграммы нанести точку 0, характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры.

Для этого сначала осуществляют построение линии нижней: пограничной

кривой $\varphi=100\%$ и линии относительной влажности $\varphi=100\%$. Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2=\text{const}$, проведенного из точки 2 вертикально вниз, и линии относительной влажности $\varphi=95\%$. Соединив точки 1 и 0 прямой линией, получают луч процесса охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере кондиционера. Продлив луч процесса 1-0 до пересечения с линией $\varphi=100\%$, определяют точку m , температура в которой с известным приближением принимается в качестве конечной температуры охлаждающей воды на выходе из оросительной камеры t_m .

Затем определяют температуру приточного воздуха в помещении. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на $4-6^\circ\text{C}$ ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3, расположенной на линии $d_2=\text{const}$ и отстоящей от точки 2 по значению температуры на $4-6^\circ\text{C}$.

В теплый период года за счет более высокой температуры окружающего воздуха происходит естественный подогрев воздуха в воздуховодах и самом вентиляторе. Величина этого подогрева оценивается в $1,5-2^\circ\text{C}$. Это позволяет определить положение точки 4, характеризующей параметры воздуха на выходе из калорифера второго подогрева. Точка 4 расположена на линии $d_2=\text{const}$ и отстоит от точки 3 по значению температуры на $1,5-2^\circ\text{C}$.

Таким образом, окончательно процесс обработки воздуха в теплый период года для приточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется по линии 1-0-4-3-2, где 1-0 - процесс охлаждения и осушения наружного воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-4 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4-3 - процесс естественного подогрева воздуха в воздуховодах и вентиляторе; 3-2 - естественный подогрев воздуха в помещении за счет имеющихся там теплоизбытков.

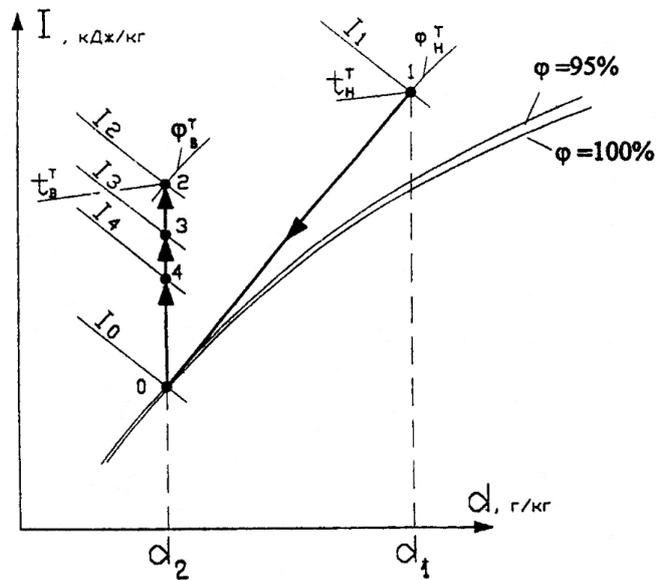


Рисунок 3.1 Процессы обработки воздуха в тёплый период года

Таблица 3.1 Значения параметров воздуха для теплого периода

Таблица 3.1 Значения параметров воздуха для теплого периода

№ точки	I, кДж/кг	φ, %	t, °C	d, г/кг
1	60	56	28,9	13
0	32	95	11	8,1
4	34	75	16	8,1
3	38,1	65	18	8,1
2	40	50	22	8,1

3.2 Построение в I-d диаграмме процессов обработки воздуха в холодный период

Наносится на поле I-d диаграммы точка 1, соответствующая расчетным параметрам наружного воздуха для холодного периода года при известной температуре t_n^x и относительной влажности φ_n^x . Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре $t_в^x$ и относительной влажности $\varphi_в^x$. Анализ взаимного расположения

точек 1 и 2 на I-d диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в холодный период сводится к его нагреванию и увлажнению. Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгиваемой воды, температура которой должна быть выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха. При этом в оросительной камере кондиционера осуществляется процесс адиабатического увлажнения воздуха.

Процесс адиабатического увлажнения характеризуется равенством между количеством теплоты, полученным поверхностью жидкости от окружающего воздуха, и количеством теплоты, затраченном на испарение. Поступающая к поверхности жидкости от наружного воздуха явная теплота полностью затрачивается на испарение части жидкости, переходя при этом в скрытую теплоту водяных паров. Образовавшиеся водяные пары поступают в окружающий воздух, увеличивая его влагосодержание и теплосодержание. Тем самым воздуху компенсируется снижение его теплосодержания в связи с расходом явной теплоты на испарение. Таким образом, для практических расчетов можно предполагать, что адиабатический процесс увлажнения воздуха осуществляется по линии постоянного теплосодержания $I = \text{const}$.

С учетом условий рассматриваемого варианта задания, изложенных в предыдущем параграфе, на поле I-d диаграммы наносят точку 0, характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры. Для этого сначала осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\varphi = 100\%$ и линии относительной влажности $\varphi = 95\%$. Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2 = \text{const}$ проведенного из точки 2 вертикально вниз и линии относительной влажности $\varphi = 95\%$. Проведя через точку 0 луч процесса адиабатического увлажнения по линии $I_0 = \text{const}$, а через точку 1 линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку 4 пересечения этих линий, параметры которой определяют состояние воздуха на входе в оросительную камеру.

Затем определяют температуру приточного воздуха в помещении. За счет

имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на 4 - 6 °С ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3,

расположенной на линии $d_2 = const$ и отстоящей от точки 2 по значению температуры на 4 - 6 °С. В холодный период года естественного подогрева воздуха в воздуховодах не происходит.

Таким образом, окончательно процесс обработки воздуха в холодный период года для приточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется по линии 1-4-0-3-2, где 1-4 - процесс нагрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; 4-0 - процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-3 - процесс нагрева воздуха в калорифере второго подогрева; 3-2 - естественный процесс подогрева воздуха в помещении за счет имеющихся там теплоизбытков.

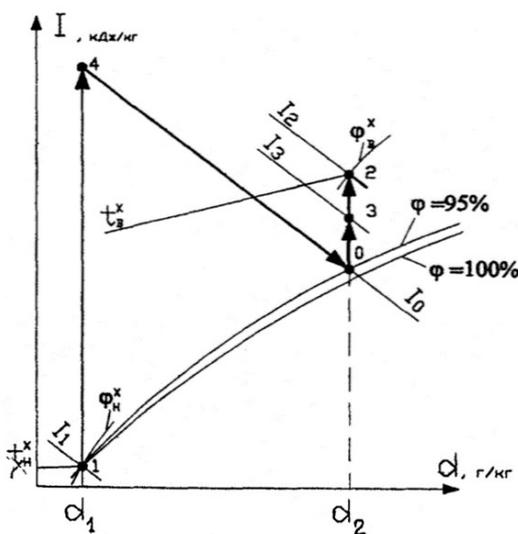


Рисунок 3.2 Процессы обработки воздуха в холодный период года

Таблица 3.2 Значения параметров воздуха для холодного периода

№ точки	I, кДж/кг	φ, %	t, °C	d, г/кг
1	-28	84	-31	0
0	28	95	10	7,4
4	34	65	14	7,4
3	36	55	16	7,4
2	38	50	20	7,4

3.3 Расчёт воздухообмена в помещении

Массовый расход кондиционируемого воздуха:

1. для теплого периода года:

$$G_e^m = \frac{Q_{изб}^m}{c_{p*и.и} \cdot \dot{t}} \quad (3.1)$$

где $Q_{изб}^m$ - избыточная теплота в помещении соответственно для теплого или холодного периода года;

$C_p = 1,005 \frac{кДж}{кг * °C}$ - теплоемкость воздуха;

t_e и t_{np} - соответственно расчетная температура воздуха внутри помещения для теплого или холодного периода и температура приточного воздуха в соответствующий период (см. I-d диаграммы, рисунок 3.1).

$$G_e^m = \frac{135,6}{1,005 * (22 - 18)} = 33,73 \text{ кг/с}$$

2. для холодного периода года:

$$G_e^x = \frac{Q_{изб}^x}{c_{p*и.и} \cdot \dot{t}} \quad (3.2)$$

где $Q_{изб}^x$ - избыточная теплота в помещении соответственно для теплого или холодного периода года;

$C_p = 1,005 \frac{кДж}{кг * °C}$ - теплоемкость воздуха;

t_{ϵ} и t_{np} - соответственно расчетная температура воздуха внутри помещения для теплого или холодного периода и температура приточного воздуха в соответствующий период (см. I-d диаграммы, рисунок 3.2).

$$G_{\epsilon}^x = \frac{74,85}{1,005 * (20 - 16)} = 18,62 \text{ кг/с.}$$

Объёмный расход кондиционируемого воздуха:

1. для теплого периода года:

$$V_{\epsilon}^m = \frac{G_{\epsilon}^m}{\rho_{\epsilon}}, \quad (3.3)$$

где G_{ϵ}^m - массовый расход кондиционируемого воздуха для теплого периода;
 $\rho_{\epsilon} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ -плотность воздуха.

$$V_{\epsilon}^m = \frac{33,73}{1,2} * 3600 = 101190 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

2. для холодного периода года:

$$V_{\epsilon}^x = \frac{G_{\epsilon}^x}{\rho_{\epsilon}}, \quad (3.4)$$

где $\rho_{\epsilon} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ -плотность воздуха.

$$V_{\epsilon}^x = \frac{18,62}{1,2} * 3600 = 55860 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Кратность воздухообмена:

1. для теплого периода года:

$$n = \frac{V_{\epsilon}^m}{V_{\text{пом}}}, \quad (3.5)$$

где $V_{\text{пом}} = b * l * h = 20 * 70 * 4 = 5600$ - объём кондиционируемого помещения.

$$n = \frac{101190}{5600} = 18 \text{ ч}^{-1}.$$

2. для холодного периода года:

$$n = \frac{V_{\epsilon}^x}{V_{\text{пом}}}, \quad (3.6)$$

$$n = \frac{55860}{5600} = 10 \text{ ч}^{-1}.$$

Кратность воздухообмена показывает, сколько раз в течение одного часа

воздух в помещении полностью обновляется. Величина кратности воздухообмена регламентируется СНиП в зависимости от назначения помещения. Для условий рассматриваемой задачи нормативная кратность воздухообмена составляет $n=5$. Если в результате расчета получится значение $n < 5$, то следует без дополнительных расчетов принять $n=5$ и скорректировать расход кондиционируемого воздуха.

Холодопроизводительность кондиционера для тёплого периода года:

$$Q_{хол} = G^m * (I_1 - I_0), \quad (3.7)$$

где I_1 и I_0 - энтальпия воздуха (см. I-d диаграмму, рисунок 3.1).

$$Q_{хол} = 33,73 * (60 - 32) = 944,4 \text{ кВт}.$$

3.4 Выбор основного оборудования для системы кондиционирования воздуха

Выбор вентиляторов осуществляется по производительности и располагаемому напору, Количество и тип вентиляторов выбирается исходя из обеспечения максимального требуемого воздухообмена, что характерно для теплого периода года. Располагаемый напор вентилятора должен обеспечить компенсацию общих потерь напора в системе кондиционирования воздуха, определяемых условиями задания. Выбираем 5 вентиляторов **Ц4-70 №8**:

$$n = 1190 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; V = 20000 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; P = 1400 \text{ Па} \quad \text{максимальный расход}$$

кондиционируемого воздуха $V^m = 89130 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$, общие потери напора в системе кондиционирования (по условию) 1350 Па.

Мощность электрического двигателя для привода вентилятора:

$$N_э = \frac{V_э * \rho * \Delta P * k}{3600 * 1000 * \eta_э}, \quad (3.8)$$

где, $V_э$ - производительность одного вентилятора;

$\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ - плотность воздуха;

ΔP - располагаемый напор вентилятора;

$k=1,1$ - коэффициент запаса производительности вентилятора;

$\eta_3=0,8$ - коэффициент полезного действия электропривода.

$$N_3 = \frac{20000 * 1,2 * 1350 * 1,1}{3600 * 1000 * 0,8} = 12,37 \text{ кВт.}$$

Исходя из условия комплектования вентилятора, калориферов и оросительной камеры в едином корпусе, количество кондиционеров необходимо выбирать такое же, что и количество вентиляторов. Число и тип кондиционеров определяется максимально требуемым воздухообменом. Выбираем 5 кондиционеров **КТЦЗ-10**: $V = 10000 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$; $Q_{\kappa 1}^{\text{табл}} = 374 \text{ кВт}$

$$Q_{\kappa 2}^{\text{табл}} = 163 \text{ кВт}; N_3^{\text{табл}} = 21,3 \text{ кВт}; V_{\text{вод}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$$

После выбора кондиционеров необходимо проверить соответствие приведенных в табл. основных характеристик с расчетными. Приведенные характеристики должны обеспечивать необходимые параметры применительно к условиям рассматриваемой задачи.

Сравнивается мощность электрического двигателя для привода вентилятора, рассчитанная по выражению с приведенной в таблице. Приемлемым решением является условие, при котором $N_3^{\text{табл}} > N_3^{\text{расч}}$; $21,3 > 12,37$

Калорифер первого подогрева работает только в холодный период года. Поэтому его теплопроизводительность рассчитывается на основе процессов, построенных на I-d диаграмме для этого периода (рисунок 3.2, процесс 1-4):

$$Q_{\kappa 1} = \frac{G_6^x * (I_4 - I_1)}{5}, \quad (3.9)$$

где, $Q_{\kappa 1}$ -теплопроизводительность калорифера первого подогрева в расчете на один кондиционер;

G_6^x -массовый расход воздуха в холодный период в расчете на один кондиционер;

I_4 и I_1 - соответственно теплосодержание воздуха после калорифера первого подогрева и на входе в него.

$$Q_{\kappa 1} = \frac{18,62 * (34 - (-28))}{5} = 230,8 \text{ кВт}.$$

Полученная расчетная теплопроизводительность сравнивается с табличной. Решение считается правильным при выполнении условия :

$$Q_{\kappa 1}^{табл} > Q_{\kappa 1}^{расч} ; 374 > 230,8$$

Калорифер второго подогрева работает и в теплый, и в холодный период года.

Для теплого периода теплопроизводительность калорифера второго подогрева рассчитывается на основе процессов, построенных на I-d диаграмме (рисунок 3.1, процесс 0-4):

$$Q_{\kappa 2}^m = \frac{G_{\theta}^m * (I_4 - I_0)}{5}, \quad (3.10)$$

$$Q_{\kappa 2}^m = \frac{33,73 * (34 - 32)}{5} = 13,49 \text{ кВт}.$$

Для холодного периода теплопроизводительность калорифера второго подогрева рассчитывается также на основе процессов, построенных на I-d диаграмме (рисунок 3.2 процесс 0-3):

$$Q_{\kappa 2}^m = \frac{G_{\theta}^x * (I_3 - I_0)}{5}, \quad (3.11)$$

$$Q_{\kappa 2}^m = \frac{18,62 * (36 - 28)}{5} = 29,8 \text{ кВт}$$

Из двух получившихся теплопроизводительностей выбирается большая, и сравнивается с табличной теплопроизводительностью. Решение считается правильным при выполнении условия

$$Q_{\kappa 2}^{табл} > Q_{\kappa 2}^{расч} ; 163 > 67,47$$

Массовый расход воды на орошение:

$$Q_{хол} = G_{вод} * c_p * (t_m - t_{вод}^{ex}) \quad (3.12)$$

$$G_{вод} = \frac{Q_{хол}}{c_p * (t_m - t_{вод}^{ex})}, \quad (3.13)$$

где, $Q_{хол}$ - холодопроизводительность одного кондиционера;

t_m - температура воды на выходе из оросительной камеры, определяемая по I-d диаграмме (рисунок 3.2, температура в точке m);

$t_{вод}^{ex}$ - температура воды на входе в оросительную камеру (на выходе из холодильной машины), принимается на 4-6°C ниже, чем t_m , но не ниже +5°C;

$C_p = 4,19 \frac{кДж}{кг * °C}$ - теплоемкость воды.

$$G_{вод} = \frac{188,8}{4,19 * (10 - 5)} = 9.$$

Объёмный расход воды:

$$V_{вод} = \frac{G_{вод} * 3600}{\rho_{вод}}, \quad (3.14)$$

где, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - плотность воды.

$$V_{вод} = \frac{9 * 3600}{1000} = 32,44 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расчетный объемный расхода воды сравнивается с табличной производительностью насоса. Приемлемым решением является условие, при котором $V_{вод}^{табл} > V_{вод}^{расч}$; $60 > 32,44$

Выбор холодильной установки осуществляется по величине холодопроизводительности кондиционера. Основные технические характеристики некоторых типов холодильных машин приведены в приложении.

Компоновка холодильных машин в системе кондиционирования воздуха может осуществляться либо в едином корпусе (если число холодильных машин соответствует числу кондиционеров), либо в виде отдельного узла холодопроизводства.

Выбранное оборудование для системы кондиционирования:

- 5 вентиляторов Ц4-70 №8;

- 5 кондиционеров **КН-20**;
- 8 холодильных установок **ФМ 90** (отдельный узел холодопроизводства).

4. Разработка схемы воздухораспределения в помещении

4.1 Составление схемы воздухораспределения

Основной задачей воздухораспределения является обеспечение равномерной раздачи подготовленного воздуха по всему объёму помещения. При разработке схемы на основании опыта проектирования и в соответствии с требованиями СНиП необходимо обеспечить ряд условий, в частности: максимальная общая протяженность сети воздуховодов не должна превышать 50м; расстояние от боковых и торцевых стен помещения до воздухораспределителей не должно превышать 6м; расстояние между отдельными воздухораспределителями не должно превышать 12м; через каждый воздухораспределитель должно поступать одинаковое количество воздуха; скорость движения воздуха в магистральных сетях принимается 8-12м/с, а в ответвлениях и концевых участках 3-6 м/с; общее сопротивление сети воздуховодов должно быть меньше свободного давления вентилятора на выходе из кондиционера. Схема воздухораспределения с торцевым расположением приточной камеры представлена на рис. 4.1

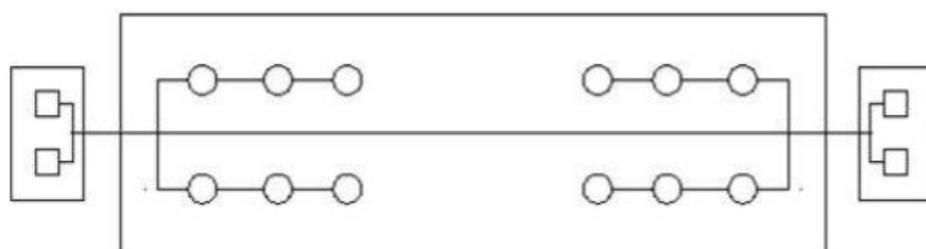


Рисунок 3.2 Схем воздухораспределения с торцевым расположением

приточных венткамер

$$f_{np.c} = \frac{V_e}{W_e}; d = \sqrt{\frac{4 * f_{np.c}}{\pi}}; f_{np.c} = \frac{\pi * d^2}{4}; W_e = \frac{V_e}{f_{np.c}}, \quad (4.1)$$

где d-диаметр воздуховода, V_e - Объёмный расход кондиционируемого воздуха, W_e - скорость воздуха, $f_{np.c}$ - проходное сечение воздуховода

$$f_{np.c1} = \frac{2891}{4 * 3600} = 0,200 \text{ м}^2; d_1 = \sqrt{\frac{4 * 0,2}{3,14}} = 505 \text{ мм } d_1 = \text{ц}560 \text{ мм}$$

$$f_{np.c2} = \frac{5782}{4 * 3600} = 0,402 \text{ м}^2; d_2 = \sqrt{\frac{4 * 0,402}{3,14}} = 715 \text{ мм } d_2 = 800 \text{ мм}.$$

$$f_{np.c3} = \frac{8457}{4 * 3600} = 0,587 \text{ м}^2; d_3 = \sqrt{\frac{4 * 0,587}{3,14}} = 865 \text{ мм } d_3 = 900 \text{ мм}.$$

$$f_{np.c4} = \frac{11564}{4 * 3600} = 0,803 \text{ м}^2; d_4 = \sqrt{\frac{4 * 0,803}{3,14}} = 1011 \text{ мм } d_4 = \text{ц}1120 \text{ мм}.$$

$$f_{np.c5} = \frac{14455}{4 * 3600} = 1,004 \text{ м}^2; d_5 = \sqrt{\frac{4 * 1,004}{3,14}} = 1131 \text{ мм } d_5 = 1250 \text{ мм}.$$

$$f_{np.c6} = \frac{17346}{4 * 3600} = 1,204 \text{ м}^2; d_6 = \sqrt{\frac{4 * 1,204}{3,14}} = 1238 \text{ мм } d_6 = 1250 \text{ мм}.$$

$$f_{np.c7} = \frac{20237}{4 * 3600} = 1,405 \text{ м}^2; d_7 = \sqrt{\frac{4 * 1,405}{3,14}} = 1339 \text{ мм } d_7 = \text{ц}1400 \text{ мм}.$$

где d-диаметр воздуховода.

$$f_{np.c1} = \frac{3,14 * 0,560^2}{4} = 0,246 \text{ м}^2; W_e = \frac{2891}{0,246 * 3600} = 3,26 \text{ м/с}.$$

$$f_{np.c2} = \frac{3,14 * 0,800^2}{4} = 0,502 \text{ м}^2; W_e = \frac{5782}{0,502 * 3600} = 3,2 \text{ м/с}.$$

$$f_{np.c3} = \frac{3,14 * 0,900^2}{4} = 0,636 \text{ м}^2; W_e = \frac{8457}{0,636 * 3600} = 3,69 \text{ м/с}.$$

$$f_{np.c4} = \frac{3,14 * 1,120^2}{4} = 0,985 \text{ м}^2; W_e = \frac{11564}{0,985 * 3600} = 3,26 \text{ м/с}.$$

$$f_{np.c5} = \frac{3,14 * 1,250^2}{4} = 1,227 \text{ м}^2; W_e = \frac{14455}{1,227 * 3600} = 3,27 \text{ м/с}.$$

$$f_{np.c6} = \frac{3,14 * 1,250^2}{4} = 1,227 \text{ м}^2; W_e = \frac{17346}{1,227 * 3600} = 3,97 \text{ м/с}.$$

$$f_{np.c7} = \frac{3,14 * 1,400^2}{4} = 1,539 \text{ м}^2; W_e = \frac{20237}{1,539 * 3600} = 4,05 \text{ м/с}.$$

Таблица 4.1 Результаты расчета воздухораспределения

№ участка	$V_{в,}$ м3/ч	$W_{ув,}$ м/с	$f_{пр.с}$ м2	$d_{вн,}$ мм	$d_{н,}$ мм	$\delta,$ мм
1	2891	3,26	0,2	505	560	0,7
2	5782	3,2	0,402	715	800	0,7
3	8457	3,69	0,587	865	900	1
4	11564	3,26	0,803	1011	1120	1
5	14455	3,27	1,004	1131	1250	1
6	17346	3,97	1,204	1238	1250	1
7	20237	4,05	1,405	1339	1400	1

где $V_{в}$ - объемный расход воздуха;

$W_{в}$ - скорость воздуха;

$f_{пр.с}$ - проходное сечение воздуховода;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр воздуховода;

$d_{н}$ - стандартный диаметр воздуховода;

δ – толщина листа воздуховода;

$W_{ув}$ - уточненная скорость воздуха.

При проектировании схемы воздухораспределения следует принимать стандартные размеры воздуховодов. Наиболее распространенные типоразмеры воздуховодов круглого сечения приведены в приложении. После выбора размеров и формы стандартных воздуховодов для дальнейших расчетов следует уточнить скорость движения воздуха:

4.2 Аэродинамический расчёт системы воздухораспределения

Целью аэродинамического расчета является определение потерь напора (сопротивления) системы воздухораспределения и сопоставление этих потерь со свободным давлением вентилятора, определяемым заданием. Расчет считается

выполненным правильно, если обеспечивается условие

$$P_{\text{пот}} \leq P_{\text{своб}}$$

Расчётное давление (потери напора) определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{пот}} = 1,1 \sum (\Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}}), \quad (4.2)$$

где, $\Delta P_{\text{тр}}$ потери напора на трение отдельных участков;

$\Delta P_{\text{м}}$ потери напора на местные сопротивления отдельных участков;

1,1 – коэффициент запаса на непредвиденные сопротивления.

Для выполнения расчета предварительно составляют схему и разбивают ее на отдельные участки, в пределах которых расход воздуха, размер воздуховодов и скорость движения воздуха постоянны.

Расчетная схема составляется для наиболее протяженной ветви сети воздуховодов. Расчет начинают с наиболее удаленного участка.

Потери напора на трение для каждого участка рассчитываются по выражению:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\zeta_i * l_i * \rho * W_i^2}{d_i * 2} \text{ Па}, \quad (4.3)$$

где, ζ_i -коэффициент сопротивления трению для отдельного участка;

l_i -длина отдельного участка;

d_i -диаметр круглого воздуховода;

ρ -плотность воздуха;

W_i -скорость движения воздуха на отдельном участке.

Число Рейнольдса для каждого участка:

$$\Re = \frac{W_i * d_i}{\nu}, \quad (4.4)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха при температуре помещения 20°C.

$$\Re_1 = \frac{3,26 * 0,560}{18,1 * 10^{-6}} = 120052.$$

$$\Re_2 = \frac{3,2 * 0,800}{18,1 * 10^{-6}} = 177777.$$

$$\Re_3 = \frac{3,69 * 0,900}{18,1 * 10^{-6}} = 217647.$$

$$\Re_4 = \frac{3,26 * 1,120}{18,1 * 10^{-6}} = 240104.$$

$$\Re_5 = \frac{3,27 * 1,250}{18,1 * 10^{-6}} = 269608.$$

$$\Re_6 = \frac{3,97 * 1,250}{18,1 * 10^{-6}} = 326797.$$

$$\Re_7 = \frac{4,05 * 1,400}{18,1 * 10^{-6}} = 373333.$$

Определение коэффициента сопротивления трению:

$$\zeta_i = 0.11 * \left(\frac{0,0001}{d_i} + \frac{68}{\Re} \right)^{0.25}, \quad (4.5)$$

где, d_i – определяющий размер воздуховода;

\Re – число Рейнольдса для определённого участка воздуховода.

$$\zeta_1 = 0.11 * \left(\frac{0,0001}{0,560} + \frac{68}{120052} \right)^{0.25} = 0,0182.$$

$$\zeta_2 = 0.11 * \left(\frac{0,0001}{0,800} + \frac{68}{177777} \right)^{0.25} = 0,0165.$$

$$\zeta_3 = 0.11 * \left(\frac{0,0001}{0,900} + \frac{68}{217647} \right)^{0.25} = 0,0158.$$

$$\zeta_4 = 0.11 * \left(\frac{0,0001}{1,120} + \frac{68}{240104} \right)^{0.25} = 0,0153.$$

$$\zeta_5 = 0.11 * \left(\frac{0,0001}{1,250} + \frac{68}{269608} \right)^{0.25} = 0,0149.$$

$$\zeta_6 = 0.11 * \left(\frac{0,0001}{1,250} + \frac{68}{326797} \right)^{0.25} = 0,0143.$$

$$\zeta_7 = 0.11 * \left(\frac{0,0001}{1,400} + \frac{68}{373333} \right)^{0.25} = 0,0139.$$

Потери напора на трение для каждого участка рассчитываются по формуле (4.3):

$$\Delta P_{mp1} = \frac{\frac{0,0182 * 3}{0,500} * 1,2 * 3,26^2}{2} = 0,705 \text{ Па}.$$

$$\Delta P_{mp2} = \frac{\frac{0,0165 * 3}{0,800} * 1,2 * 3,2^2}{2} = 0,399 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{mp3} = \frac{\frac{0,0158 * 3}{0,900} * 1,2 * 3,69^2}{2} = 0,433 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{mp4} = \frac{\frac{0,0153 * 3}{1,120} * 1,2 * 3,26^2}{2} = 0,258 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{mp5} = \frac{\frac{0,0149 * 3}{1,250} * 1,2 * 3,27^2}{2} = 0,224 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{mp6} = \frac{\frac{0,0143 * 3}{1,250} * 1,2 * 3,97^2}{2} = 0,329 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{mp7} = \frac{\frac{0,0139 * 3}{1,400} * 1,2 * 4,05^2}{2} = 0,297 \text{ Па.}$$

Суммарные потери на трение всего воздуховода:

$$\Sigma \Delta P_{mp} = \Delta P_{mp1} + \Delta P_{mp2} + \Delta P_{mp3} + \Delta P_{mp4} + \Delta P_{mp5} + \Delta P_{mp6} + \Delta P_{mp7} \quad (4.6)$$

$$\Sigma \Delta P_{mp} = 0,705 + 0,399 + 0,433 + 0,258 + 0,224 + 0,329 + 0,297 = 2,65 \text{ Па.}$$

Потери напора на местные сопротивления на отдельных участках:

$$\Delta P_m = \Sigma \frac{\psi_i * \rho * W_i^2}{2}, \quad (4.7)$$

где $\Sigma \psi_i$ - суммарный местного сопротивления

$\psi_{вв} = 1,4$ воздухоораспределитель; $\psi_{90^\circ} = 0,4$ отвод 90° ; $\psi_{\kappa} = 0,1$ конфузор; $\psi_{mp} = 0,1$ тройник на проходе; $\psi_{\delta} = 0,2$ диффузор после вентилятора.

$$\Delta P_1 = 1, \frac{9 * 1,2 * 3,26^2}{2} = 12,26 \text{ Па.}$$

$$\Sigma \psi_1 = \psi_{вв} + \psi_{90^\circ} + \psi_{\kappa},$$

$$\Sigma \psi_1 = 1,4 + 0,4 + 0,1 = 1,9.$$

$$\Delta P_2 = 1, \frac{6 * 1,2 * 3,2^2}{2} = 11,09 \text{ Па.}$$

$$\Sigma \psi_2 = \psi_{вв} + \psi_{mp} + \psi_{\kappa},$$

$$\Sigma \psi_2 = 1,4 + 0,1 + 0,1 = 1,6.$$

$$\Delta P_3 = 1, \frac{6*1,2*3,69^2}{2} = 13,14 \text{ Па.}$$

$$\Sigma \psi_3 = \psi_{\text{вв}} + \psi_{\text{мп}} + \psi_{\text{к}},$$

$$\Sigma \psi_3 = 1,4 + 0,1 + 0,1 = 1,6.$$

$$\Delta P_4 = 1, \frac{6*1,2*3,26^2}{2} = 10,33 \text{ Па.}$$

$$\Sigma \psi_4 = \psi_{\text{вв}} + \psi_{\text{мп}} + \psi_{\text{к}},$$

$$\Sigma \psi_4 = 1,4 + 0,1 + 0,1 = 1,6.$$

$$\Delta P_5 = \frac{2*1,2*3,27^2}{2} = 13,07 \text{ Па.}$$

$$\Sigma \psi_5 = \psi_{\text{вв}} + \psi_{\text{мп}} + \psi_{\text{к}} + \psi_{90^\circ},$$

$$\Sigma \psi_5 = 1,4 + 0,1 + 0,1 + 0,4 = 2.$$

$$\Delta P_6 = 0, \frac{1*1,2*3,97^2}{2} = 0,96 \text{ Па.}$$

$$\Sigma \psi_6 = \psi_{\text{мп}} = 0,1.$$

$$\Delta P_7 = 1, \frac{2*1,2*4,05^2}{2} = 11,98 \text{ Па.}$$

$$\Sigma \psi_7 = \psi_{90^\circ} + \psi_{\text{мп}} + \psi_{90^\circ} + \psi_{\text{д}} + \psi_{\text{к}}, \quad (4.8)$$

$$\Sigma \psi_7 = 0,4 + 0,1 + 0,4 + 0,2 + 0,1 = 1,2.$$

Суммарные потери местных сопротивлений всего воздуховода:

$$\Sigma \Delta P_{\text{м}} = \Delta P_{\text{м1}} + \Delta P_{\text{м2}} + \Delta P_{\text{м3}} + \Delta P_{\text{м4}} + \Delta P_{\text{м5}} + \Delta P_{\text{м6}} + \Delta P_{\text{м7}}, \quad (4.9)$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{м}} = 12,26 + 11,09 + 13,14 + 10,33 + 13,07 + 0,96 + 11,98 = 72,83.$$

Величина полных потерь напора по формуле (4.2):

$$\Delta P_{\text{пот}} = 1,1 * (2,65 + 72,83) = 83,03 \text{ Па.}$$

Поскольку $\Delta P_{\text{пот}} = 83,03 < P_{\text{своб}} = 300 \text{ Па}$ аэродинамический расчет считается выполненным правильно.

Результаты расчетов сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 Результаты расчета системы воздухораспределения.

№ участка	ξ	l	d мм	W м/с	Re	$\Sigma\psi$	$\Delta P_{тр}$ [Па]	ΔP_M [Па]
1	0,0182	3	560	3,26	120052	1,9	0,705	12,26
2	0,0165	3	800	3,2	177777	1,6	0,399	11,09
3	0,0158	3	900	3,69	217647	1,6	0,433	13,14
4	0,0153	3	1120	3,26	240104	1,6	0,258	10,33
5	0,0149	3	1250	3,27	269608	2	0,224	13,07
6	0,0143	3	1250	3,97	326797	0,1	0,329	0,96
7	0,0139	3	1400	4,05	373333	1,2	0,297	11,98
Сумма							2,65	72,83

Заключение

Целью данного курсового проекта была задача - спроектировать систему кондиционирования воздуха для заданного помещения, а также осуществить построение на I-d диаграмме процессов обработки воздуха в тёплый и холодный периоды года.

По климатологическим справочникам были взяты параметры наружного воздуха для города в котором находится предприятие, а из рекомендаций по комфортному кондиционированию были выбраны параметры внутреннего воздуха, исходя из санитарных норм.

Были произведены расчеты тепловыделений в помещение в теплый и холодный периоды года.

Исходя из полученных результатов, были произведены расчеты процессов обработки воздуха и подобрано следующее оборудование системы кондиционирования воздуха:

- 5 вентиляторов **Ц4-70 №8**;
- 5 кондиционеров **КН-20**;
- 8 холодильных установок **ФМ 90** (отдельный узел холодопроизводства).

Далее была разработана схема воздухораспределения в помещении в соответствии требованиями СНиП.

В ходе данной работы была спроектирована система кондиционирования воздуха и приобретены навыки в проектировании СКВ, а также закреплены знания ранее полученные в ходе изучения дисциплины-«Системы вентиляции и кондиционирования воздуха».

Список литературы

1. Сибикин, Ю.Д. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: учебное пособие / Ю.Д. Сибикин; под редакцией К.Л. Кильчевской. – Москва: 4-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2011. -205 с. (Профессиональное образование) – ISBN 978-1-638-456389-6. – Текст: непосредственный.

2. Протасевич, А.М. Строительная теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений: учебное пособие/ А.М. Протасевич — Минск: Высшая школа, 2015. -310 с. (Профессиональное образование) – ISBN 978-5-658-36495-6. – Текст: непосредственный.

3. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП. – М.: Стройиздат, 2013.

4. Зеликов, В.В. Справочник инженера по отоплению, вентиляции и кондиционированию / В.В.Зеликов— М.: Инфра-Инженерия, 2013. -116 с. (Профессиональное образование) – ISBN 968-3-525-96445-6. – Текст: непосредственный.

5. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. - Л.: Судостроение, 1979. - 584 с. 3. Захаров Ю.В., Андреев Л.М. Оборудование судовых систем кондиционирования. -Л.: 2011. - 319 с. (Профессиональное образование) – ISBN 988-2-456-96435-4. – Текст: непосредственный.

6. Петров Ю.С. Вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебник. - Л.: Судостроение, 2014. - 160 с.

7. Меклер В.Я., Овчиников П.А., Агафонов Е.П. Вентиляция и кондиционирование воздуха на машиностроительных заводах: Справочник -М.: Машиностроение, 2011. - 401 с. (Профессиональное образование) – ISBN 978-2-446-93635-4. – Текст: непосредственный.

