

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-
СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра теплоэнергетики, газоснабжения и вентиляции

**Тепломассоперенос и энергосбережение
в аппаратах систем ТГВ**

Задания и методические указания к курсовому проектированию для студентов магистратуры по программам «Системы теплогазоснабжения и вентиляции» и «Энергосбережение и энергоэффективность в зданиях» направления подготовки 08.04.01 «Строительство»

Казань
2020 г.

УДК 697.912
ББК 31.15
Б88

Б88 Тепломассоперенос и энергосбережение в аппаратах систем ТГВ. Задания и методические указания к курсовому проектированию для студентов магистратуры по программам «Системы теплогазоснабжения и вентиляции» и «Энергосбережение и энергоэффективность в зданиях» направления подготовки 08.04.01 «Строительство» /Сост. В.А Бройда - Казань: Изд-во Казанск. гос. архитект.-строит. ун-та, 2020. – 31 с.

Печатается по решению Редакционно-издательского совета Казанского государственного архитектурно-строительного университета

Методические указания содержат многовариантные задания, выбираемые по шифру зачетной книжки студента магистратуры. Указаны требования к расчетной и графической частям проекта.

В указаниях кратко изложены основные положения о системах утилизации тепла удаляемого воздуха (СУТ УВ). Приводится порядок расчета СУТ УВ с промежуточным теплоносителем, дан пример расчета.

Рецензент

Кандидат педагогических наук, зав. кафедры «Водоснабжение и водоотведение» Казанского государственного архитектурно-строительного университета **Р.Н. Абитов**

УДК 697.912

ББК 31.15

© Казанский государственный архитектурно-строительный университет, 2020

© Бройда В.А.

1. ЗАДАНИЕ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Рассчитать и запроектировать вентиляцию производственного здания с системой утилизации тепла удаляемого воздуха (СУТ УВ) с промежуточным теплоносителем. Каждое задание выполняется в двух вариантах.

1-й вариант.

В качестве промежуточного теплоносителя принимается незамерзающий водный раствор этиленгликоля необходимой концентрации. Расчет выполняется по компьютерной программе. Для этого варианта подбирается вентиляционное оборудование, komponуются приточные и вытяжные установки, подбираются насосы для промежуточного теплоносителя, составляются спецификации на основное оборудование систем приточно-вытяжной вентиляции с СУТ УВ. Для этого же варианта приводятся проектные решения и даются их чертежи.

2-ой вариант.

В качестве промежуточного теплоносителя принимается незамерзающий солевой раствор хлористого кальция. Для этого случая ручным способом komponуются теплообменники-охладители и теплообменники-нагреватели СУТ УВ, производится ручной расчет системы утилизации тепла. В этом варианте дается только расчетное решение системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем без графического оформления в виде схем и чертежей.

Исходных данных принимаются в зависимости от номера зачетной книжки студента.

1. Район строительства определяется по табл. 1. В Если сумма двух последних цифр шифра – четное число – принимается колонка А, если нечетное – колонка Б, строка в колонке принимается в зависимости от последней цифры шифра.

Таблица 1

Последняя цифра шифра	А	Б
1	Саратов	Орел
2	Москва	Белгород
3	Вологда	Тула
4	Самара	Тверь
5	Ижевск	Ульяновск
6	Липецк	Пенза
7	Казань	Саранск
8	Калуга	Волгоград
9	Псков	Смоленск
0	Уфа	Курск

2. Размеры помещения, мощность установленного в нем оборудования, интенсивность местных отсосов и заданная кратность воздухообмена для холодного периода года находятся по табл.2.

Таблица 2

Последняя цифра шифра	Размеры цеха: $D \times Ш \times B$, м	Суммарная мощность оборуд., $N_{уст}$, кВт	Интенсивность местных отсосов $L_{МУ}$, м ³ /ч	Кратность воздухообмена, Kp , 1/ч
1	32 x20 x8	46	800	4,0
2	30 x24x10	78	1000	3,0
3	28 x 24 x 7,2	60	1350	4,0
4	34 x 22 x 7	42	1200	3,5
5	38 x 21 x 8	58	1100	3,0
6	36 x 22 x 10	65	1460	3,0
7	38 x 24 x 9	78	1220	2,5
8	32 x 20 x 6,4	38	850	3,0
9	32 x 18 x8,8	52	740	2,5
0	40 x 20 x 9	59	1350	4,0

3. Зимние теплопотери Q_{III} рассчитываются по укрупненным измерителям. При четной предпоследней цифре шифра, принимается удельная тепловая характеристика $x = 0,35$ Вт/(м³·°С), при нечетной – $x = 0,38$ Вт/(м³·°С).

4. Категории тяжесть труда в помещениях принимается: при четной последней цифре шифра – категории 2а, при нечетной – 2б.

2. СОДЕРЖАНИЕ ПРЕКТА

Расчетная часть.

1. Определяются расчетные параметры наружного воздуха в холодный период года.

2. Определяются расчетные параметры внутреннего воздуха.

3. Определяется воздухообмен для холодного периода года.

4. Рассчитывается тепловая нагрузка систем приточной вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением и требуемая температура приточного воздуха для вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением.

5. Рассчитываются и компонуются системы утилизации теплоты удаляемого воздуха (СУТ УВ) с промежуточным теплоносителем – этиленгликолевый раствором – (2 пары установок, 1-ая пара приточной и вытяжной установок со сбалансированным расходом приточного и удаляемого воздуха, 2-ая пара – с несбалансированным расходом приточного и удаляемого воздуха). Этот расчет выполняется по компьютерной программе того производителя, оборудование которого будет использоваться при компоновке установок с утилизацией тепла.

6. Рассчитываются трубопроводы теплоносителя с этиленгликолевым раствором и подбираются циркуляционные насосы для двух СУТ УВ.

7. Разрабатываются схемные решения систем вентиляции заданного помещения.

8. Рассчитать и подобрать теплообменники системы утилизации теплоты удаляемого воздуха (СУТ УВ) с промежуточным теплоносителем – солевым раствором хлористого кальция – (2 пары установок, 1-ая пара приточной и вытяжной установок со сбалансированным расходом приточного и удаляемого воздуха, 2-ая пара – с несбалансированным расходом приточного и удаляемого воздуха).

Объем пояснительной записки: 20–25 стр.

Графическая часть.

1. План и разрез помещения с размещением оборудования вентиляционных систем с утилизацией теплоты (М 1:100), аксонометрические схемы систем вентиляции, компоновки расчетных приточных и вытяжных установок, аксонометрическая схема трубопроводов промежуточного теплоносителя для СУТ УВ, спецификации основного оборудования вентиляционных установок с СУТ УВ.

Объем графической части: 1 лист формата А1.

3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИНЦИПЕ ДЕЙСТВИЯ И КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЯХ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Такие системы применяются для снижения затрат тепла на обработку воздуха, подаваемого в помещения в холодный период года. Тепло отбирается от удаляемого теплого воздуха и передается холодному наружному воздуху. Различаются системы утилизации непосредственного действия, работающие за счет разности потенциалов (температур) потоков воздуха и утилизаторы на основе тепловых насосов, способные передавать тепло от низкотемпературного источника к среде с повышенной температурой.

Наибольшее применение в вентиляции и кондиционировании воздуха находят системы непосредственного действия: системы утилизации с промежуточным теплоносителем, с пластинчатым рекуператором, с вращающимся регенератором, с утилизатором из тепловых трубок.

Возможные процессы, происходящие с удаляемым теплым и нагреваемым холодным воздухом в системах утилизации тепла различных типов показаны на рис. 3.1.

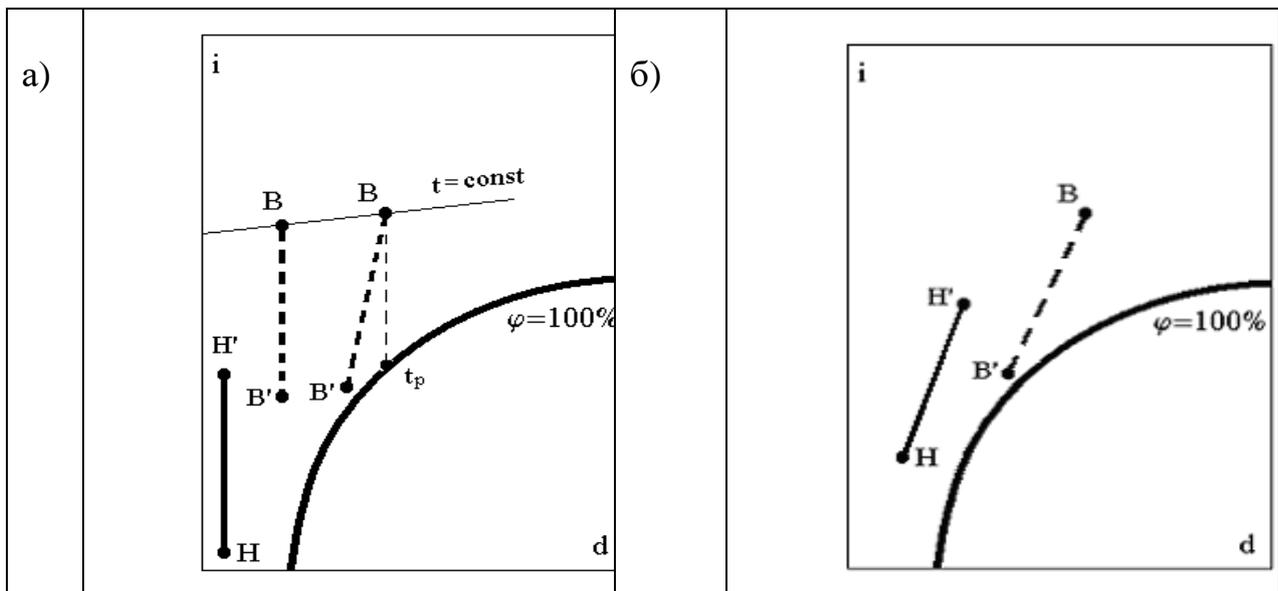


Рис. 3.1. Процессы утилизации тепла в системах вентиляции и кондиционирования воздуха в холодный период года

а – при использовании пластинчатого рекуператора, утилизация с промежуточным теплоносителем; б – утилизация во вращающемся регенераторе

НН' – процесс нагревания в утилизаторе холодного наружного воздуха;

ВВ' – процесс охлаждения в утилизаторе теплого и влажного внутреннего воздуха.

Чем эффективней утилизация, тем длиннее отрезки, изображающие эти процессы.

При невысоком влагосодержании внутреннего воздуха d_B процесс охлаждения внутреннего воздуха в теплоутилизаторе проходит при $d_B = const$.

При повышенном d_B , из потока внутреннего влажного воздуха на холодные поверхности теплоутилизатора (с температурой поверхности ниже температуры точки росы t_p) выпадает конденсат. Если это происходит в области отрицательных температур, возникает опасность обмерзания утилизатора.

По сути эффективность теплоутилизации представляет собой отношение тепла получаемого холодным приточным воздухом Q_{II} , к теплу, содержащемуся в удаляемом теплом воздухе Q_V . Наиболее точно эффективность определяется через соотношение полного тепла в потоках воздуха, которое выражается через энтальпии соответствующих воздушных потоков (см. рис.3.1) с учетом расходов воздуха в этих потоках:

$$\eta_{II} = Q_{II} / Q_V = G_{II} \cdot (i_{H'} - i_H) / (G_V \cdot (i_B - i_H)), \quad (3.1)$$

где G_{II} и G_V – соответственно, расходы приточного и удаляемого воздуха, кг/ч; $i_{H'}$, i_H , i_B – соответственно, энтальпии приточного воздуха после утилизатора, наружного и удаляемого (внутреннего) воздуха, кДж/кг.

Используется и другое определение эффективности, в котором учитывается только явный теплообмен, и которое справедливо в случае, когда процессы

с воздушными потоками происходят при приблизительно постоянных влагосодержаниях:

$$\eta_T = Q_{\text{пЯ}} / Q_{\text{вЯ}} = G_{\text{п}} \cdot c \cdot (t_{\text{H}'} - t_{\text{H}}) / G_{\text{в}} \cdot c \cdot (t_{\text{B}} - t_{\text{H}}) = G_{\text{п}} \cdot (t_{\text{H}'} - t_{\text{H}}) / G_{\text{в}} (t_{\text{B}} - t_{\text{H}}), \quad (3.2)$$

где $t_{\text{H}'}$, t_{H} , t_{B} , – соответственно, температура приточного воздуха после утилизатора, наружного и удаляемого (внутреннего) воздуха, °С;
 c – теплоемкость воздуха, $c=1,006$ кДж/(кг·°С).

Наибольшая эффективность теплоутилизации в системе определенного типа обычно наблюдается при равенствах расходов приточного и удаляемого воздуха.

В технических расчетах находят применение и другие, более частные способы выражения эффективности теплоутилизации, которые получаются расчетным или опытным путем при определенном соотношении расходов $G_{\text{п}}$ и $G_{\text{в}}$. Чаще используется температурная эффективность E_t ,

$$E_t = (t_{\text{H}'} - t_{\text{H}}) / (t_{\text{B}} - t_{\text{H}}), \quad (3.3)$$

Такое определение температурной эффективности совпадает с безразмерной характеристикой процесса теплообмена – температурным показателем (по варианту Б):

$$\theta_t = (t_2^{11} - t_2^1) / (t_1^1 - t_2^1), \quad (3.4)$$

при условиях, что $t_2^{11} = t_{\text{H}'}$, $t_2^1 = t_{\text{H}}$, $t_1^1 = t_{\text{B}}$.

Если известна эффективность утилизации тепла, тогда

$$t_{\text{H}'} = t_{\text{H}} + E_t \cdot (t_{\text{B}} - t_{\text{H}}). \quad (3.5)$$

Иногда используется энтальпийная эффективность E_i , учитывающая явный теплообмен и скрытое тепло конденсации водяных паров

$$E_i = (i_{\text{H}'} - i_{\text{H}}) / (i_{\text{B}} - i_{\text{H}}). \quad (3.6)$$

В этом случае, когда процесс утилизации тепла сопровождается конденсацией или переносом влаги, тогда энтальпия воздуха на выходе из утилизатора определяется выражением:

$$i_{\text{H}'} = i_{\text{H}} + E_i \cdot (i_{\text{B}} - i_{\text{H}}). \quad (3.7)$$

В большинстве СУТ УВ процесс нагрева приточного воздуха происходит при условии $d_{\text{H}} = \text{const.}$ (см. рис. 2.1 а), тогда из закона сохранения переданного тепла следует:

$$t_{\text{H}'} = t_{\text{H}} + (G_{\text{в}} \cdot (i_{\text{B}} - i_{\text{H}}) \cdot \eta_i) / (G_{\text{п}} \cdot c). \quad (3.8)$$

А при равенстве расходов воздуха $G_{\text{п}} = G_{\text{в}}$:

$$t_{\text{H}'} = t_{\text{H}} + ((i_{\text{B}} - i_{\text{H}}) \cdot \eta_i) / c. \quad (3.9)$$

Утилизации тепла удаляемого воздуха используется в основном в прямооточных установках. Утилизация должна осуществляться раньше всех других процессов тепло-влажностной обработки в приточном центре или кондиционере.

Ориентировочные значения величин эффективности утилизации тепла представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Ориентировочные значения эффективности утилизации E и E_i

Характеристика	Тип утилизатора тепла удаляемого воздуха			
	Пластинч. рекуператор	Утилизация с промежуточ. теплонос-лем	Вращающ. регенератор	Утилизация на основе тепловых трубок
Эффективность по явной теплоте E_t	0,5 – 0,6	0,4 – 0,5	0,6 – 0,75	0,55 – 0,65
Эффективность по полной теплоте E_i	0,6 – 0,7	0,5 – 0,6	0,7 – 0,8	0,65 – 0,75

При использовании пластинчатого рекуператора или вращающегося регенератора применяется двухъярусная (или двухрядная) компоновка, причем в пластинчатом теплообменнике воздушные потоки перекрещиваются (используются перекрестноточные теплообменники, так к ним проще организовать подвод и отвод воздушных потоков).

Схема системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем показана на рис. 3.2.

Такая СУТ УВ обычно имеет относительно невысокий E_i или $\theta_i < 0,6$ и поэтому обычно требует подогрева воздуха от внешнего источника тепла. Может применяться дополнительный воздушный воздухонагреватель, или дополнительный водяной-водяной нагреватель (используется реже, обычно для групповых установок).

Поскольку в теплообменнике в потоке удаляемого воздуха может происходить конденсация влаги на холодной поверхности, этот теплообменник доукомплектовывается каплеуловителем и под теплообменником устанавливается поддон для сбора и отвода конденсата.

В качестве теплоносителя обычно применяются незамерзающие растворы на основе растворов солей, растворов этиленгликоля или пропиленгликоля. Концентрация раствора выбирается такой, чтобы не было его замерзания.

Таблица 3.2

Температуры замерзания растворов этиленгликоля и пропиленгликоля

Концентрация, %	10	20	30	40
Этиленгликоль	-4,4	-9,4	-15,6	-28,1
пропиленгликоль	-3,1	-7,92	-13,8	-22,2

Могут использоваться оба подогревателя, водяной в качестве средства защиты от замерзания теплоносителя и теплообменника в удаляемом потоке.

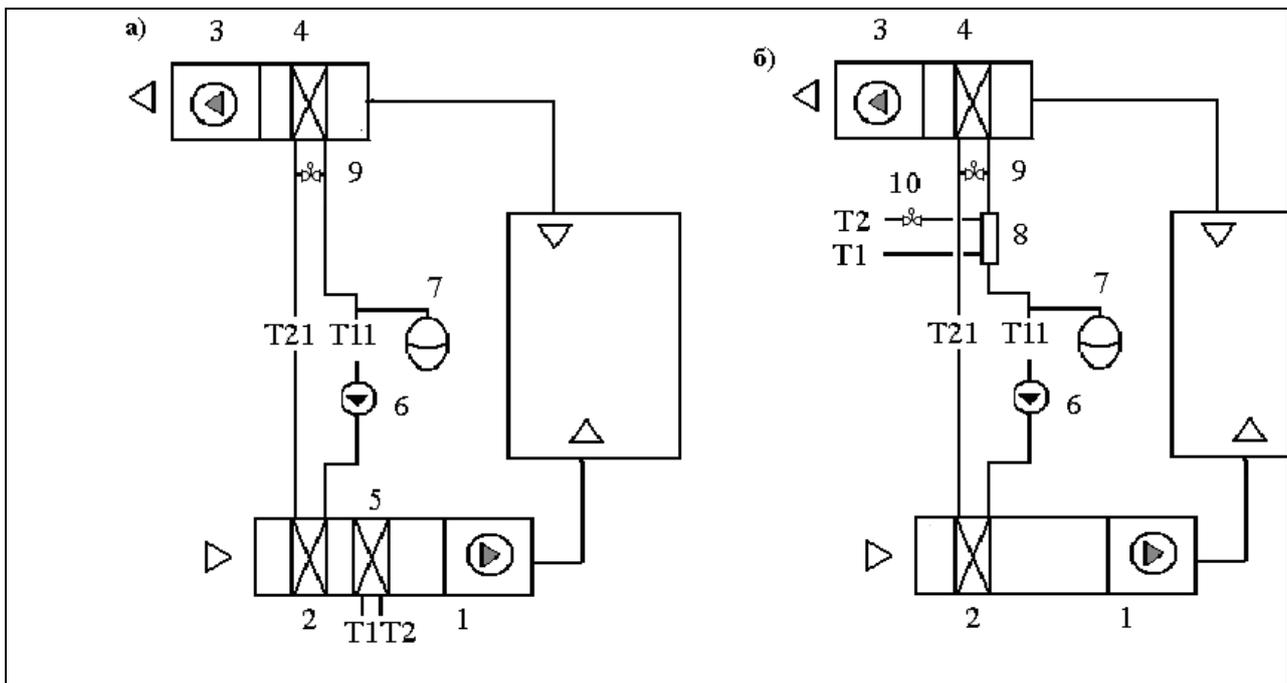


Рис.3.2. Система утилизации тепла с промежуточным теплоносителем: а – с дополнительным воздушнонагревателем; б – с дополнительным водонагревателем

1,2 – основная приточная установка с теплообменником теплоутилизации; 3,4 – вспомогательная (вытяжная) установка с теплообменником теплоутилизации; 5 – дополнительный воздушнонагреватель (ВН); 6 – циркуляционный насос; 7 – мембранный расширительный сосуд; 8 – водоводяной теплообменник для подогрева промежуточного теплоносителя; 9 – регулирующий клапан на обводной линии; 10 – регулирующий клапан на теплопроводе

Для защиты от обмерзания могут применяться:

- предварительный нагрев воздуха до безопасной температуры (не выгодно, применяется в малых системах, обычно используется электроподогрев);
- регулирующий клапан на обводной линии. Когда холодный теплоноситель проходит по обводному каналу появившаяся наледь быстро оттаивается потоком теплого удаляемого воздуха, конденсат стекает в поддон и удаляется в дренажную линию;
- регулирование числа оборотов электродвигателя насоса. Снижение числа оборотов электродвигателя насоса приводит к снижению подачи промежуточного теплоносителя в теплообменник, к снижению эффективности утилизации тепла, повышению температур холодных поверхностей, оттаиванию наледи.

Режим размораживания включается по датчику перепада давления на теплообменнике в потоке удаляемого воздуха. Когда появляется наледь перепад давления возрастает и по достижении заданного значения (уставки) включается режим оттаивания. Наледь растапливается за несколько минут теплым удаляемым воздухом и конденсат стекает в дренаж.

В периоды оттаивания эффективность утилизации резко снижается или становится равной 0, нагревание осуществляется за счет дополнительного воздуха нагревателя, он должен быть рассчитан на такую нагрузку. После оттаивания система автоматически по датчику перепада давления включает режим утилизации.

Достоинства СУТ УВ с промежуточным теплоносителем:

- изолированность наружного чистого и удаляемого загрязненного потоков воздуха;

- не нужно сводить потоки воздуха к одной установке, поэтому достаточно легко применить при реконструкции систем вентиляции и кондиционирования в которых не была предусмотрена утилизация тепла удаляемого воздуха;

- нет необходимости разрабатывать и производить какое-либо специальное оборудование – используется обычное серийное оборудование для систем вентиляции и их систем теплоснабжения.

Недостатки СУТ УВ с промежуточным теплоносителем:

- главный недостаток – относительно невысокая эффективность.

Точнее, можно применить теплообменники с большим числом ребренных трубок и этим обеспечить высокую эффективность утилизации тепла. Но многорядные теплообменники имеют повышенное аэродинамическое сопротивление проходу воздуха, что связано с большими затратами энергии вентиляторами. Наибольший возврат тепла происходит в ограниченный период с пониженными температурами холодного воздуха, а затраты электроэнергии на работу вентиляторов наблюдаются весь период годовой эксплуатации систем с утилизацией тепла, поэтому некоторые производители оборудования даже вводят ограничения на число рядов ребренных трубок, особенно в потоке приточного воздуха.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРОЕКТА

4.1. Определение расчетных параметров наружного воздуха для холодного периода года.

При проектировании систем вентиляции или кондиционирование воздуха, а также воздушного отопления расчетные характеристики наружного воздуха принимаются по параметрам Б для холодного периода года (температура t_H , удельная энтальпия i_H или относительная влажность φ_H), которые находятся по данным СП [1].

4.2. Выбор параметров внутреннего воздуха в вентилируемом помещении для холодного периода года зависит от назначения помещения.

Параметры внутреннего воздуха для помещений в общественных зданиях (температура t_B , относительная влажность φ_B , скорость движения воздуха v_B) определяются в пределах допустимых норм по данным ГОСТ [2].

Параметры внутреннего воздуха для производственных помещений (температура t_B , относительная влажность φ_B , скорость движения воздуха v_B) определяются в пределах допустимых норм по данным СанПиН [3], с учетом категории тяжести труда.

4.3. Воздухообмен, L , м³/ч, для холодного периода года в данном проекте определяется по заданной кратности:

$$L = Kp \cdot V, \quad (4.1)$$

где V – объем расчетного помещения м³;

Kp – заданная кратность воздухообмена, 1/ч.

4.4. Расчет тепловой нагрузки систем приточной вентиляции, совмещенных с воздушным отоплением и требуемой температуры приточного воздуха вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением.

4.4.1. В данном проекте расчет теплотерь может производиться по укрупненным измерителям, Вт:

$$Q_{ТП} = x \cdot V \cdot (t_B - t_H), \quad (4.2)$$

где x – удельная тепловая характеристика, Вт/(м³·°C), указанная в задании.

4.4.2. Теплопоступления от людей

От человека в помещение поступает явное тепло ((конвективное и лучистое). С выдыхаемой и испаряющейся с поверхности кожи влагой в воздух поступает скрытое тепло. Суммарные поступления явного и скрытого тепла составляют полные теплопоступления от человека, интенсивность которых зависит от температуры воздуха в помещении и тяжести выполняемой работы, см. табл. 4.1.

Таблица 4.1
Тепло- и влаговыделения взрослых мужчин (с сокращением)

Вредные выделения	Выделение тепла, Вт, выделение влаги, г/с при температуре воздуха в помещении °C					
	10	15	20	25	30	35
Тепло:	При легкой работе					
явное, $q_{я}$	150	120	100	65	40	5
полное, $q_{п}$	180	160	150	145	145	145
Влага, w	40	55	75	115	150	200
Тепло:	При работе средней тяжести					
явное, $q_{я}$	165	135	105	70	40	5
полное, $q_{п}$	215	210	205	200	200	200
Влага, w	70	110	140	185	230	280
Тепло:	При тяжелой работе					
явное, $q_{я}$	200	165	130	95	50	10
полное, $q_{п}$	290	290	290	290	290	290
Влага, w	135	185	240	295	355	415

Явные теплопоступления от человека равны, Вт:

$$Q_q = q_{\text{я}} \cdot n, \quad (4.3)$$

где n – число людей в помещении.

4.4.3. Теплопоступления от искусственного освещения

Мощность устанавливаемых светильников зависит от требований к освещенности помещения. Вся затрачиваемая на освещение энергия, $N_{\text{осв}}$, кВт, в итоге переходит в тепло, $Q_{\text{осв}}$, кВт, и поступает в помещение. Поэтому

$$Q_{\text{осв}} = N_{\text{осв}}. \quad (4.4)$$

4.4.4. Теплопоступления от электродвигателей и приводимого ими в действие оборудования

Тепловыделения от электродвигателей, не имеющих принудительного охлаждения с отводом тепла за пределы помещения, кВт:

$$Q_{\text{об}} = N_{\text{в}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot k_{\text{од}} \cdot (1 - \eta_1), \quad (4.5)$$

где $N_{\text{в}}$ – установочная мощность электродвигателя, кВт;

$k_{\text{загр}}$ – коэффициент загрузки, равный отношению средней за время работы потребляемой мощности оборудования к установочной мощности двигателя, обычно $k_{\text{загр}} = 0,7 \div 0,9$;

$k_{\text{од}}$ – коэффициент одновременности работы электродвигателей – отношение суммы произведений мощностей электродвигателей на время их работы в течение смены к сумме мощностей электродвигателей, умноженной на продолжительность смены (ориентировочно $k_{\text{од}} = 0,5 \div 1$);

η_1 – КПД электродвигателя при данной нагрузке, $\eta_1 = \eta \cdot k_{\text{п}}$;

η – КПД электродвигателя при полной нагрузке, определяется по его каталогу;
 $k_{\text{п}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий загрузку, при $k_{\text{загр}} \geq 0,8$ $k_{\text{п}} = 1$, при меньших значениях $k_{\text{загр}}$ величина $k_{\text{п}}$ также определяется по каталогу, при отсутствии данных приближенно может определяться так:

$k_{\text{загр}}$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$k_{\text{п}}$	0,99	0,98	0,97	0,95	0,91

Теплопоступления от установленных в помещении электродвигателей и приводимого ими в действие оборудования, кВт:

$$Q_{\text{об}} = N_{\text{в}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot k_{\text{од}} \cdot (1 - \eta_1 + \eta_1 \cdot k_{\text{т}}), \quad (4.6)$$

где $k_{\text{т}}$ – коэффициент перехода тепла в помещение, учитывающий, что часть тепла может быть унесена эмульсией или воздухом местной вытяжной вентиляции за пределы помещения, $k_{\text{т}} = 0,1 - 1,0$ (так для металлорежущих станков

без эмульсионного охлаждения $k_T=1$, с охлаждением режущего инструмента эмульсией $k_T = 0,9$).

4.4.5. Тепловой баланс помещения в холодный период года при отсутствии отопления, разумеется все величины должны быть представлены в одинаковых единицах измерения, предпочтительно в Вт:

$$\Delta Q = Q_{OB} + Q_{OCB} + Q_{ч} - Q_{ТП}. \quad (4.7)$$

4.4.6. Определение необходимой температуры приточного воздуха, с учетом нагрузки воздушного отопления:

$$t_{II} = t_B - 3,6 \cdot \Delta Q / (L \cdot \rho \cdot c), \quad (4.8)$$

где L – расход вентиляционного воздуха, определенный в пункте 4.3, м³/ч;

ρ – плотность воздуха, в данных расчетах можно принимать $\rho = 1,2$ кг/м³;

c – теплоемкость воздуха, $c = 1,006$ кДж/(кг·°С).

t_B – расчетная температура наружного воздуха, определенная в п. 4.1.

4.4.7. В проекте принимается, что первая пара приточной и вытяжной установок с утилизацией тепла работает в условиях равного расхода приточного и удаляемого воздуха. Тогда расходы приточного и удаляемого воздуха 1-ой пары установок равны:

$$L_{II1} = L_{V1} = L / 2. \quad (4.9)$$

Принимается, что расход приточного воздуха 2-ой пары установок равен:

$$L_{II2} = L_{II1} = L / 2, \quad (4.10)$$

а расход удаляемого воздуха 2-ой пары установок равен:

$$L_{V2} = L_{II2} - L_{MV}, \quad (4.11)$$

где L_{MV} – расход местных отсосов из помещения, м³/ч, указанный в задании.

4.4.8. Расчетная тепловая нагрузка приточных систем с вентиляции при совмещении с отоплением и без учета утилизации тепла, Вт, составит:

$$Q_B = 0,278 \cdot L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{II} - t_H). \quad (4.12)$$

4.5. Далее для реализации 1-ого варианта задания на проектирование (см. п.5 описания расчетной части проекта) можно использовать программу расчета и подбора оборудования, какого-либо производителя климатического оборудования, позволяющего рассчитывать установки с СУТ УВ с промежуточным теплоносителем.

Исходные данные для этой части проекта:

- температура $t_1^1 (= t_B)$, °С, энтальпия i_1^1 , кДж/кг, и расход $G_1 (= G_V)$ кг/ч, теплого удаляемого воздуха;

- температура $t_2^1 (= t_H)$, °С, энтальпия i_2^1 , кДж/кг, и расход $G_2 (= G_{II})$ кг/ч, наружного нагреваемого воздуха.

4.5.1. Выбирается промежуточный теплоноситель в зависимости от средней температуры входящих воздушных потоков, °С:

$$t_{cp} = (t_1^1 + t_2^1) / 2, \quad (4.13)$$

Если $t_{cp} > 12$ °С, допускается использовать воду, при $t_{cp} \leq 12$ °С используют незамерзающую жидкость на основе раствора этиленгликоля, выбирая достаточную концентрацию раствора.

4.5.2. С помощью компьютерной программы комплектуются 2 пары приточных и вытяжных установок с СУТ УВ с промежуточным теплоносителем. Как указано в п. 4.4.7 одна пара приточной и вытяжной установок с одинаковым расходом воздуха, а вторая пара – с неравными расходами приточного и удаляемого воздуха.

Кроме теплообменников СУТ УВ в приточных установках нужно предусмотреть воздухонагреватели, которые догревают воздух до требуемой температуры приточного воздуха. Но следует учитывать, что в периоды, когда работает защита от обмерзания, этот воздухонагреватель выполняет полный нагрев воздуха, в первом приближении можно считать от расчетной температуры наружного воздуха t_n , до расчетной температуры приточного воздуха $t_{п}$. Поэтому установочная мощность дополнительного воздухонагревателя может рассчитываться на полную нагрузку без учета СУТ УВ. Эта полная мощность будет использоваться только в периоды оттаивания наледи, во все остальные периоды работы будет использоваться меньшая мощность дополнительного воздухонагревателя – будет работать СУТ УВ.

При компоновке установок следует установить воздушные клапаны на приточных установках первыми по ходу движения воздуха, на вытяжных установках последними по ходу движения воздуха – для защиты установок от попадания наружного холодного воздуха в периоды когда установки не работают. Для защиты теплообменников от пыли перед ними желательно установить воздушные фильтры не ниже класса G4.

Далее с помощью компьютерной программы выполняется расчет оборудования этих установок. В результате компьютерного расчета определяются все необходимые технические характеристики как приточных, так и вытяжных установок с блоками теплоутилизации с промежуточным теплоносителем. В том числе определяются: температурная эффективность утилизации тепла, аэродинамическое сопротивление блоков теплоутилизации и всех установок полностью, гидравлическое сопротивление теплообменников утилизации. Распечатку результатов компьютерного подбора и расчета следует привести в пояснительной записке.

4.5.3. По обычно методике выполняется гидравлический расчет системы промежуточного теплоносителя. Учитываются гидравлические потери по длине трубопровода и местные сопротивления в арматуре и фитингах. Рекомендуется выбирать диаметр трубопровода при скорости промежуточного теплоносителя 1-1,5 м/с. По сути, сеть представляет собой 1 расчетный участок включающий

подающий и обратный трубопровод для каждой пары приточных и вытяжных установок. В каждой такой сети необходимо предусмотреть расширительный сосуд, так как трубопроводы замкнутые. Желательно предусмотреть обводную линию с клапаном, как показано на рис. 3.2.

Следует учитывать то, что при использовании антифриза, увеличение потерь давления в гидравлической сети и, связанное с этим увеличение мощности электродвигателя насоса можно учесть с помощью коэффициентов K_{Π} и K_M , определяемым в зависимости от кинематической вязкости раствора, объемного расхода и потерь давления (по сравнению с водой) по графику на рис. 4.1.

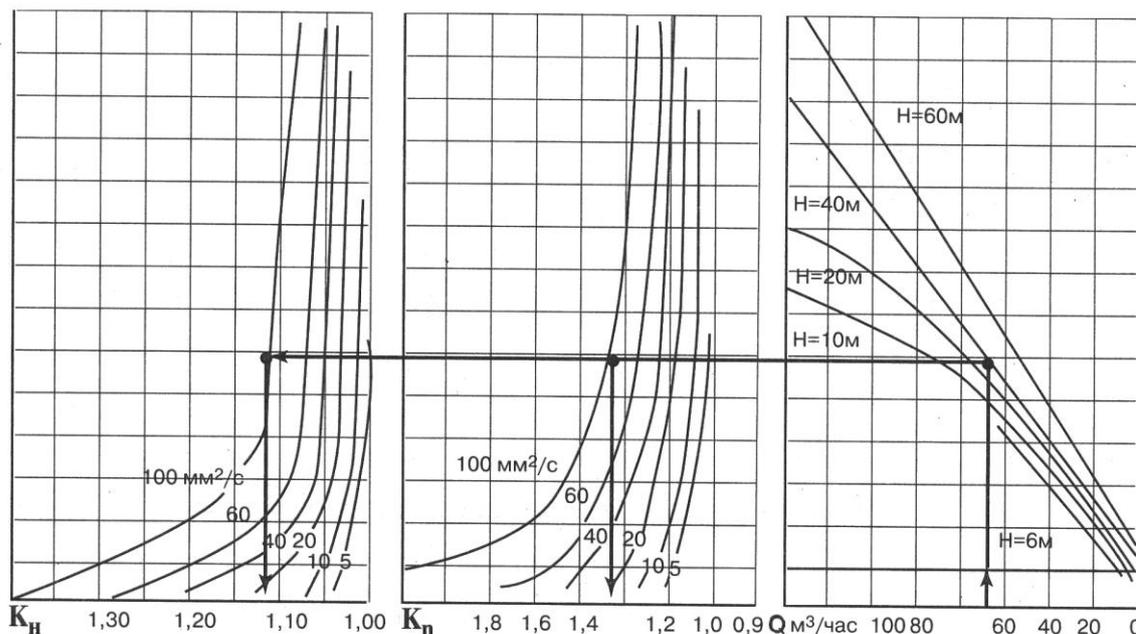


Рис.4.1. Графики для определения коэффициента K_H , учитывающего увеличение потерь давления в сети, и коэффициента K_{Π} , учитывающего увеличение мощности насоса по сравнению с водой в зависимости от кинематической вязкости жидкости ν , ($\text{мм}^2/\text{с}$), и потери напора в гидравлической сети при чистой воде, H , (м), при одинаковом расходе Q , ($\text{м}^3/\text{ч}$) [4].

Свойства водного раствор этиленгликоля (теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$, динамическая вязкость, $\text{м}\cdot\text{Па}\cdot\text{с}$) в зависимости от массовой концентрации, %, и температуры, $^{\circ}\text{C}$, представлены на рис. 4.2.

Напомним, что кинематическая вязкость ν равна динамической вязкости μ деленной на плотность раствора $\rho_{\text{РАСТВ}}$

$$\nu = \mu / \rho_{\text{РАСТВ}} , \tag{4.14}$$

которые приведены на рис. 4.2.

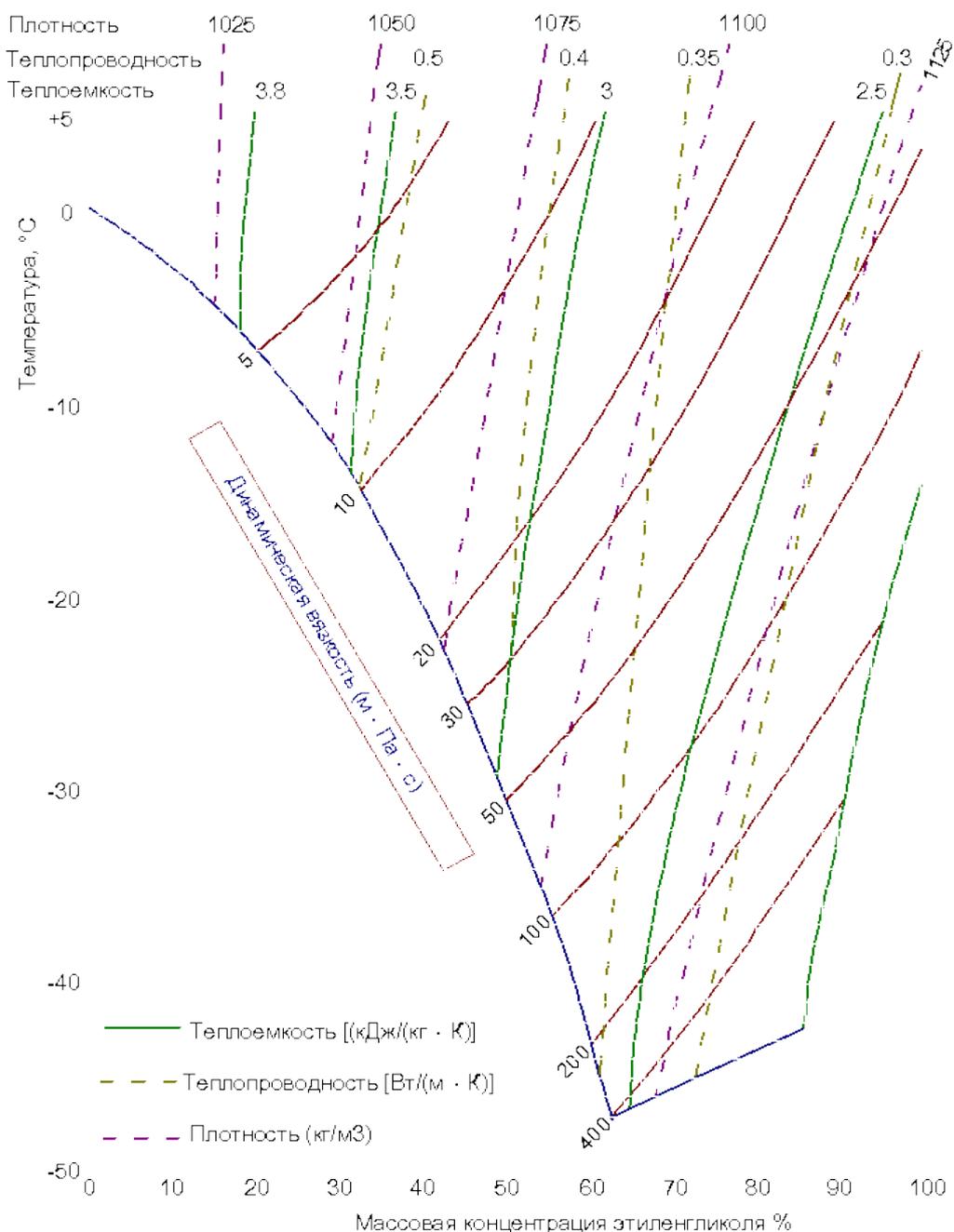


Рис. 4.2. Свойства водного раствора этиленгликоля

4.5.4. На основании выполненного гидравлического расчета трубопроводов, данных о гидравлических потерях в парах теплообменников СУТ УВ подбираются циркуляционные насосы.

В настоящее время широко применяются насосы с мокрым ротором, у которых вращающиеся части электродвигателя работают в перекачиваемой жидкости. Выпускаются насосы со ступенчатым регулированием скорости вращения и с электронным регулированием. Электронное регулирование позволяет реализовывать выгодные режимы работы насоса: поддержание постоянного давления при изменении расхода жидкости в системе ($\Delta P - const.$), изменение давления по заданному алгоритму при изменении расхода ($\Delta P - variable$). Насосы подбираются по величине расхода промежуточного теплоносителя $G_{ж}$,

кг/ч, или объема жидкости, м³/ч и необходимого давления P , кПа, или напора H , м вод. ст. При этом потери давления в сети теплоносителя включают гидравлические потери в трубопроводах с учетом поправки K_H , а в гидравлических потерях в теплообменниках СУТ УВ программа сама учитывает свойства антифриза. Можно использовать компьютерный подбор, например, насосов WILO по программе WILO-Select или другие подобные программные продукты, можно выполнить подбор насосов по каталогам производителей [5].

4.5.5. В замкнутом контуре циркуляции жидкости должен присутствовать расширительный сосуд. В настоящее время чаще используется не сообщающийся с атмосферой закрытый мембранный расширительный бак (МРБ). Часть его объема занята воздухом и отделена гибкой мембраной от пространства, заполняемого жидкостью. МРБ обычно подключается к жидкостному контуру перед насосом.

Расширительный бак в закрытой системе вмещает дополнительный объем жидкости, возникающий при увеличении температуры, который определяется зависимостью, л:

$$\Delta V = \beta_{OB} \cdot V_{TC} \cdot \Delta t, \quad (4.15)$$

где V_{TC} – объем трубо системы, л;

Δt – диапазон возможного изменения температуры жидкости в процессе эксплуатации, считается, что $\Delta t = 36$ °С;

β_{OB} – средняя величина коэффициента объемного расширения жидкости, зависит от состава жидкости ее средней температуры, так для воды, с температурой около 10 °С можно принять $\beta_{OB} = 0,00037$ 1/°С, для 40%-го этиленгликолевого раствора $\beta_{OB} \approx 0,007$ 1/°С.

На основании компьютерного подбора и расчета вентиляционных установок с СУТ УВ разрабатываются графические материалы проекта.

5. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТА СУТ УВ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ – СОЛЕВЫМ РАСТВОРОМ

5.1. Система утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем включают в себя две группы теплообменников: теплообменники-охладители в потоке теплого удаляемого воздуха (все параметры этого потока воздуха имеют индекс 1) и теплообменники-нагреватели в потоке холодного наружного воздуха (все параметры этого воздушного потока имеют индекс 2). Неизвестными являются параметры потоков воздуха на выходе из теплообменников и температура промежуточного теплоносителя. При расчете используются понятия «общий коэффициент эффективности» и «частные коэффициенты теплообменников».

При расчете системы утилизации теплоты используются безразмерные характеристики теплообмена:

– число единиц переноса, обозначаемое NTU или N

$$N = 3,6 \cdot k \cdot F / (c \cdot G); \quad (5.1)$$

где k и F – соответственно, коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплопередачи, Вт/(м²·°С) и м²;

– отношение водяных эквивалентов

$$W = (c_1 \cdot G_1) / (c_2 \cdot G_2), \quad (5.2)$$

где $c_1 \cdot G_1$, $c_2 \cdot G_2$ – соответственно, водяные эквиваленты 1-ой и 2-ой теплообмениваемых сред;

– температурный показатель (относительная температура), совпадает с определением температурной эффективности по формуле (3.4)

$$\theta_t = (t_2^{11} - t_2^1) / (t_1^1 - t_2^1), \quad (5.3)$$

где t_1^1 , t_2^1 , t_2^{11} – соответственно, начальные температуры нагреваемой и греющей среды и конечная температура нагреваемой среды, °С.

Методики расчета теплообмена для конкретных типов теплоутилизаторов представлены в [6, 7].

5.2. Исходные данные для расчета:

- температура t_1^1 , °С, энтальпия i_1^1 , кДж/кг, и расход G_1 кг/ч, теплого удаляемого воздуха;

- температура t_2^1 , °С, энтальпия i_2^1 , кДж/кг, и расход G_2 кг/ч, наружного нагреваемого воздуха;

5.3. В ходе расчета определяются:

- конечные параметры греющего (удаляемого) воздуха – температура t_1^{11} , °С, энтальпия i_1^{11} , кДж/кг;

- конечные параметры нагреваемого (приточного) воздуха – температура t_2^{11} , °С, энтальпия i_2^{11} , кДж/кг;

- расход промежуточного теплоносителя $G_{ж}$, кг/ч;

- температуры теплоносителя на входе и выходе $t_{ж}^1$ и $t_{ж}^{11}$, °С, теплообменника-охладителя.

Порядок расчета

5.4. Определяются ориентировочные величины площадей поперечного сечения теплообменников в каждом потоке воздуха, м²:

$$f_{B1}^{OP} = G_1 / (3600 \cdot (v\rho)^{PEK}), \quad (5.4)$$

$$f_{B2}^{OP} = G_2 / (3600 \cdot (v\rho)^{PEK}), \quad (5.5)$$

где $(v\rho)^{PEK}$ – величина массовой скорости воздуха в сечении теплообменников, рекомендуемое значение, $(v\rho)^{PEK} = 2,5 \div 3,5$ кг/(м²·с);

Ориентируясь на величины f_{B1}^{OP} и f_{B2}^{OP} по данным справочной литературы [6] выбираются подходящие по площади сечения теплообменники (или состав-

ляются из нескольких теплообменников) с точными площадями сечений для прохода воздуха f_{B1} , f_{B2} и вычисляются точные значения массовых скоростей воздушных потоков:

$$v\rho_1 = G_1 / (3600 \cdot f_{B1}), \quad (5.6)$$

$$v\rho_2 = G_2 / (3600 \cdot f_{B2}), \quad (5.7)$$

Разумеется, для случая когда расходы воздуха G_1 и G_2 равны возможно будут выбраны и скомпонованы одинаковые теплообменники тогда величины f_{B1} и f_{B2} , а также $v\rho_1$ и $v\rho_2$ могут совпадать.

5.5. Количество рядов n_p оребренных трубок в теплообменниках принимается в зависимости от суровости климата местности, которая оценивается параметром τ , °С·ч [6,7]:

$$\tau = 24 \cdot t_{OT} \cdot \tau_{OT}, \quad (5.8)$$

где t_{OT} , τ_{OT} – соответственно средняя температура за отопительный период года, °С и продолжительность отопительного периода, сут.

Если $\tau > -5000$ °С·ч, число рядов $n_p = 8-9$, при > -5000 °С·ч $\geq \tau \geq -26000$ °С·ч, число рядов $n_p = 10-12$, при $\tau \leq -26000$ °С·ч, число рядов $n_p = 16$.

С учетом определенного сечения для прохода воздуха и необходимого числа рядов оребренных трубок выбираются по техническим данным (или компонуются из нескольких выпускаемых теплообменников) теплообменник-охладитель и теплообменник-нагреватель. Находятся их площади поверхности теплопередачи, m^2 , F_1 и F_2 , а также площади сечения для прохода теплоносителя f_{T1} и f_{T2} m^2 .

При компоновке составных теплообменников следует учитывать их способ соединения по теплоносителю – число параллельных веток для прохода теплоносителя n_{T1} и n_{T2} .

5.6. Выбирается промежуточный теплоноситель в зависимости от средней температуры входящих воздушных потоков, °С, так же как указано в п. 4.5.1 – в зависимости от величины t_{CP} выбирается вода или, в данном случае, солевой раствор $CaCl_2$.

5.7. Рассчитывается расход промежуточного теплоносителя по формуле:

$$G_w = G_2 \cdot c_2 / (W_{2OPT} \cdot c_{ж}), \quad (5.9)$$

принимая оптимальную величину водяного эквивалента

$$W_{2OPT} = 0,55 + 0,4 \cdot G_1 / G_2 - 0,006 \cdot (\varphi_1^1 - 30), \quad (5.10)$$

где φ_1^1 – начальное значение относительной влажности удаляемого воздуха, %; $c_{ж}$ – теплоемкость промежуточного теплоносителя, с учетом его вида и концентрации, кДж/(кг·°С).

Оптимальную величину водяного эквивалента можно принимать в диапазоне значений $W_{2OPT} = 0,67 \div 1,25$.

5.8. Вычисляются скорости движения теплоносителя, м/с, в трубках теплообменников каждого потока с учетом их соединения по теплоносителю:

$$w_1 = G_w / (3600 \cdot f_{T1} \cdot n_{T1} \cdot \rho_{ж}), \quad (5.11)$$

$$w_2 = G_w / (3600 \cdot f_{T2} \cdot n_{T2} \cdot \rho_{ж}), \quad (5.12)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность промежуточного теплоносителя с учетом концентрации соли, кг/м³.

5.9. Определяются коэффициенты теплопередачи для теплообменников каждого воздушного потока, Вт/(м²·К) по формулам, таблицам технических данных теплообменников или графическим материалам в зависимости от массовой скорости воздуха $\nu\rho$ и скорости промежуточного теплоносителя в трубках теплообменника w :

$$k_1 = A \cdot (\nu\rho_1)^n \cdot (w_1)^m, \quad (5.13)$$

$$k_2 = A \cdot (\nu\rho_2)^n \cdot (w_2)^m, \quad (5.14)$$

где A , n и m – эмпирические коэффициенты.

5.10. Рассчитываются величины чисел единиц переноса N_1 и N_2 для каждого из потоков:

$$N_1 = 3,6 \cdot k_1 \cdot F_1 / (G_1 \cdot c_1), \quad (5.15)$$

$$N_2 = 3,6 \cdot k_2 \cdot F_1 / (G_2 \cdot c_2), \quad (5.16)$$

И для каждого из потоков вычисляются частные значения эффективности теплообменников (относительные температурные показатели) θ_{1t} и θ_{2t} . В теплообменниках осуществляются многоходовые перекрестные схемы движения сред, поэтому сложно вычислить точное значение коэффициентов эффективности по формулам для соответствующей схемы движения сред – они принимаются по таблицам, например, по табл. 21.4 [6]. Для оценочных расчетов можно использовать формулу для перекрестного движения сред [7]:

$$\theta_{1t} = 1 - \exp[-1 - \exp(-N_1) \cdot W_1]; \quad (5.17)$$

$$\theta_{2t} = 1 - \exp[-1 - \exp(-N_2) \cdot W_2]; \quad (5.18)$$

5.11. Общий коэффициент эффективности системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем первой пары приточной и вытяжной установок определяется по формуле:

$$\theta_{общ2t} = 1 / (1/\theta_{1t} + (1/\theta_{2t}) \cdot (G_1/G_2) - W_1). \quad (5.19)$$

5.12. Определяется температура приточного воздуха на выходе из теплообменника-нагревателя системы утилизации теплоты:

$$t_2^{11} = t_2^1 + \theta_{общ2t} \cdot (t_1^1 - t_2^1). \quad (5.20)$$

5.13. Определяется энтальпия удаляемого воздуха на выходе из теплообменника-охладителя:

$$i_1^{11} = i_1^1 - (G_2/G_1) \cdot c_2 \cdot (t_2^{11} - t_2^1). \quad (5.21)$$

5.14. Проверяется построением на *i-d*-диаграмме, будет ли происходить конденсация водяного пара в потоке удаляемого воздуха. Для этого наносится точка с энтальпией i_1^{11} и относительной влажностью $\varphi = 95\%$. Если влагосодержание этой точки заметно ниже влагосодержания удаляемого воздуха на входе а теплообменник-охладитель, это означает, что в потоке удаляемого воздуха выпадает конденсат и эффективность процесса утилизации тепла повышается.

Тогда в формулу (5.19) вводится повышающий коэффициент – поправка на конденсацию водяных паров ζ .

$$\theta_{\text{общ2t}} = \zeta / (1/\theta_{1t} + (1/\theta_{2t}) \cdot (G_1/G_2) - W_1). \quad (5.22)$$

Величина ζ определяется из следующих условий [7]:

$$\zeta = \zeta_\varphi \text{ при } t_2^1 \leq -25 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\zeta = (1 + 0,285 \cdot (1 - \zeta_\varphi)) \cdot (1 - 0,285 \cdot t_1^1) \text{ при } -25 \text{ }^\circ\text{C} \leq t_2^1 \leq 0 \text{ }^\circ\text{C};$$

где величина ζ_φ определяется при условиях:

$$\zeta_\varphi = 1,1 \text{ при } \varphi_1 \geq 60 \text{ } \%,$$

$$\zeta_\varphi = 1,04 \text{ при } \varphi_1 \geq 40 \text{ } \%,$$

$$\zeta_\varphi = 1,0 \text{ при } \varphi_1 \geq 30 \text{ } \%.$$

Также поправка на конденсацию в теплоутилизаторе-охладителе может быть определена по графическим материалам (рис. 21.10 [6]).

5.15. Вычисляется температура приточного воздуха на выходе из теплоутилизатора с учетом конденсации влаги:

$$t_2^{11} = t_2^1 + \theta_{\text{общ2t}} \cdot (t_1^1 - t_2^1). \quad (5.22)$$

5.16. Определяется энтальпия удаляемого воздуха на выходе из теплообменника-охладителя с учетом конденсации водяных паров:

$$i_1^{11} = i_1^1 - (G_2/G_1) \cdot c_2 \cdot (t_2^{11} - t_2^1). \quad (5.23)$$

Определяется на *i-d*-диаграмме точка состояние воздуха на выходе из теплообменника-охладителя при энтальпии i_1^{11} и относительной влажностью $\varphi = 95\%$ – находится температура этой точки t_1^{11} .

5.17. Рассчитываются температуры промежуточного теплоносителя.

Из теплообменника-охладителя выходит подгретый за счет СУТ УВ теплоноситель:

$$t_{\text{ж}}^{11} = t_2^1 + 1/\theta_{2t} \cdot (t_2^{11} - t_2^1). \quad (5.24)$$

В теплообменник-охладитель поступает охлажденный за счет СУТ УВ теплоноситель:

$$t_{\text{ж}}^1 = t_{\text{ж}}^{11} - (c_2 \cdot G_2)/(c_{\text{ж}} \cdot G_{\text{ж}}) \cdot (t_2^{11} - t_2^1). \quad (5.25)$$

5.18. Определяется аэродинамическое сопротивление теплоутилизаторов, используются их технические данные выбранных теплообменников [6]:

$$\Delta P_A = n_r \cdot b \cdot (v\rho)^d, \quad (5.26)$$

где b и d – эмпирические константы [6].

Если теплоутилизатор состоит из одного теплообменника, тогда $n_r = 1$, если теплоутилизатор составлен из нескольких рядов подобных теплообменников по ходу движения воздуха, тогда n_r равен числу этих рядов.

5.19. Определяется гидравлическое сопротивление теплообменников ΔP_r , кПа, используются их технические данные [6] или других источников. Так, например, для теплообменников типа ВНВ 243.1 используется формула [7]:

$$\Delta P_r = 1,9681 \cdot l_{\text{ХОД}} \cdot w^{1,69}, \quad (5.27)$$

где $l_{\text{ХОД}}$ – длина хода жидкости в трубках, вычисляется как произведение числа ходов на длину трубок,

$$l_{\text{ХОД}} = n_x \cdot l_{\text{ТР}}, \quad (5.26)$$

где $l_{\text{ТР}}$ – длина трубок, зависит от типоразмера теплообменника, м;

n_x – число ходов теплоносителя в теплообменнике.

Если используется незамерзающий раствор, то в зависимости от вида добавки и ее концентрации в формулу (5.27) вводится повышающий коэффициент. Так, например, при использовании 40 %-го раствора этиленгликоля повышающий коэффициент составляет 1,48.

Все предыдущие вычисления повторяются для второй пары приточной и вытяжной установок с неодинаковыми расходами приточного и удаляемого воздуха. Для второй пары установок получится иное, меньшее значение $(\theta_{\text{ОБЩ}2t})_2$

5.20. Затраты тепловой мощности на нагревание воздуха в расчетном состоянии при использовании утилизации тепла, Вт:

- для 1-ой пары установок с расходом приточного воздуха G_1 при значении эффективности $\theta_{\text{ОБЩ}2t}$

$$Q_{\text{ВУТ}1} = 0,278 \cdot G_1 \cdot c \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н}}) \cdot (1 - \theta_{\text{ОБЩ}2t}), \quad (5.27)$$

- для 2-ой пары установок с расходом приточного воздуха G_2 при значении эффективности $(\theta_{\text{ОБЩ}2t})_2$

$$Q_{\text{ВУТ}2} = 0,278 \cdot G_2 \cdot c \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н}}) \cdot (1 - ((\theta_{\text{ОБЩ}2t})_2)), \quad (5.28)$$

суммарные

$$Q_{\text{ВУТ}} = Q_{\text{ВУТ}1} + Q_{\text{ВУТ}2}. \quad (5.29)$$

5.17. Затраты тепла на нагревание воздуха для вентиляции и воздушного отопления при использовании утилизации тепла за весь холодный период года, полагая эффективность утилизации постоянной в течение холодного периода года, можно приближенно оценить по формулам:

- средняя температура приточного воздуха, °С;

$$t_{\text{ПСР}} = (t_{\text{П}} + t_{\text{В}})2, \quad (5.30)$$

- затраты тепла 1-ой установкой с утилизацией за холодный период года, кВт·час:

$$Q_{ГВУТ1} = 0,278 \cdot G_1 \cdot c \cdot (t_{ПСП} - t_{ОТ}) \cdot 24 \cdot \tau_{ОТ} (1 - (\theta_{ОБЩЦ1})) \cdot 10^{-3}. \quad (5.31)$$

- затраты тепла 2-ой установкой с утилизацией за холодный период года, кВт·час:

$$Q_{ГВУТ2} = 0,278 \cdot G_2 \cdot c \cdot (t_{ПСП} - t_{ОТ}) \cdot 24 \cdot \tau_{ОТ} (1 - (\theta_{ОБЩЦ2})) \cdot 10^{-3}. \quad (5.32)$$

- общие затраты тепла 2-ми установками с утилизацией за холодный период года, кВт·час:

$$Q_{ГВУТ} = Q_{ГВУТ1} + Q_{ГВУТ2}. \quad (5.33)$$

где $\tau_{ОТ}$ – продолжительность отопительного периода в районе строительства [1], сут.

6. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Исходные данные: Климатические данные: расчетная температура наружного воздуха (параметры Б) – $t_H = -25$ °С, – относительная влажность – $\varphi_H = 80\%$, – средняя температура воздуха за отопительный период $t_{ОТ} = -3,5$ °С, продолжительность отопительного периода $\tau_{ОТ} = 188$ сут.; размеры цеха – $32 \times 20 \times 8,4$ м; категория тяжести работ – 2 б; суммарная мощность установленного оборудования – $N_y = 48$ кВт; суммарная производительность местной вытяжной вентиляции – $L_{МВ} = 600$ м³/ч; кратность воздухообмена – $Kp = 3,5$ 1/ч; удельная тепловая характеристика – $x = 0,33$ Вт/(м³·°С).

Решение

1. Допустимые параметры внутреннего воздуха цеха приняты по данным табл.2 [3] для холодного периода года, категория тяжести работ 2 б : температура $t_B (t_2^1) = 15$ °С, относительная влажность $\varphi_B = 20\%$, подвижность воздуха $v_B = 0,2$ м/с.

2. Воздухообмен L для холодного периода года рассчитывается по формуле (4.1): – объем расчетного помещения $V = 32 \cdot 20 \cdot 8,4 = 5376$ м³;

$$L = 3,5 \cdot 5376 = 18816 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Теплопотери помещения рассчитываются по формуле (4.2):

$$Q_{ТП} = 0,33 \cdot 5376 \cdot (15 - (-25)) = 70963 \text{ Вт}.$$

4. Теплопоступления от установленных в помещении электродвигателей и приводимого ими в действие оборудования определяется по формуле (4.6).

Установочная мощность оборудования $N_y = 48$ кВт = 48000 Вт, принимаются коэффициенты: $k_{ЗАГР} = 0,65$, $k_{ОД} = 0,8$, $\eta_1 = 0,8$, $k_T = 0,9$, тогда

$$Q_{ОБ} = 48000 \cdot 0,8 \cdot 0,65 \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,8 + 0,9 \cdot 0,8) = 18371 \text{ Вт}.$$

5. В данном производственном помещении можно пренебречь теплопоступлениями от людей и освещения как незначительными по сравнению тепло-

поступлениями от оборудования. Тогда тепловой баланс помещения в холодный период года по формуле (4.7):

$$\Delta Q = 18371 - 70963 = -52592 \text{ Вт.}$$

6. Определение необходимой температуры приточного воздуха, с учетом нагрузки воздушного отопления выполняется по формуле (4.8):

$$t_{II} = 15 - 3,6 \cdot (-52592) / (18816 \cdot 1,2 \cdot 1,006) = 23,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

7. Принимается, что первая пара приточной и вытяжной установок с утилизацией тепла работает в условиях равного расхода приточного и удаляемого воздуха. Тогда расходы приточного и удаляемого воздуха 1-ой пары установок равны:

$$L_{II1} = L_{V1} = L / 2 = 18816 / 2 = 9408 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Принимается, что расход приточного воздуха 2-ой пары установок составляет:

$$L_{II2} = L / 2 = 18816 / 2 = 9408 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

а расход удаляемого воздуха 2-ой установки равен:

$$L_{V2} = L_{II2} - L_{MV} = 9408 - 600 = 8808 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

где L_{MV} – расход местных отсосов из помещения, $\text{м}^3/\text{ч}$, указанный в задании.

Эти же расходы выразим в массовых величинах:

- массовый расход приточного воздуха G составит:

$$G = L \cdot \rho = 18816 \cdot 1,2 = 22580 \text{ кг/ч.}$$

где ρ – плотность воздуха, в данных расчетах можно принять $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

- расход воздуха, удаляемого местными отсосами G_{MV} :

$$G_{MV} = L_{MV} \cdot \rho = 600 \cdot 1,2 = 720 \text{ кг/ч.}$$

- расходы воздуха $G_{II1} = G_{II2} = G_{V1} = 9408 \cdot 1,2 = 11290 \text{ кг/ч}$, а расход 2-ой вытяжной установи $G_{V2} = G_{II2} - G_{MV} = 11290 - 720 = 10570 \text{ кг/ч}$.

8. Расчетная тепловая нагрузка двух приточных систем вентиляции при совмещении с отоплением и без учета утилизации, вычисляется по формуле (4.12):

$$Q_B = 0,278 \cdot 18816 \cdot 1,2 \cdot 1,006 \cdot (23,3 - (-25)) = 3050000 \text{ Вт.}$$

Реализация 1-го варианта решения – использование этиленгликолевого раствора в качестве промежуточного теплоносителя, результаты расчета и компоновки 1-ой пары приточной и вытяжной установок с СУТ УВ, выполненные на основе применением компьютерной программы приведены в приложении 1. Аналогично выполняются расчеты и компоновка по компьютерной программе 2-ой пары приточной и вытяжной установок с неравными расходами воздуха с СУТ УВ.

Далее рассматривается реализация 2-го варианта решения – использование солевого раствора CaCl_2 в качестве промежуточного теплоносителя и выполнение ручного расчета теплообменников СУТ УВ.

9. По формуле (5.4) находится ориентировочное значение площади фронтального сечения f_{B1}^{OP} теплообменника-нагревателя для первой пары установок, принимая рекомендуемую массовую скорость воздуха $(v\rho)^{PEK}=2,5$ кг/(м²·с):

$$f_{B1}^{OP}=11290/(3600\cdot 2,5)=1,25 \text{ м}^2.$$

Поскольку расходы приточного воздуха 1-ой пары приточной и вытяжной установок одинаковы $f_{B2}^{OP} = f_{B1}^{OP} = 1,25 \text{ м}^2$.

10. Количество рядов n_p оребренных трубок в теплообменниках принимается в зависимости от суровости климата местности, которая оценивается параметром τ , °С·ч, по формуле (5.8):

$$\tau = 24 \cdot (-3,5) \cdot 188 = -15792 \text{ °С} \cdot \text{ч}.$$

В соответствии с рекомендациями, при $>-5000 \text{ °С} \cdot \text{ч} \geq \tau \geq -26000 \text{ °С} \cdot \text{ч}$, принимаются $n_p=12$ рядов оребренных трубок, составленные из трех 4-рядных воздухонагревателей, установленных последовательно по ходу воздуха.

Теплообменник-нагреватель СУТ УВ 1-ой установки составляется из калориферов КВБ11Б–П–У3. По данным табл. П.26 [6], параметры одного такого калорифера: площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха $F=107,08 \text{ м}^2$; площадь фронтального сечения для прохода воздуха $f_B = 1,66 \text{ м}^2$; площадь сечения для прохода теплоносителя $f_T = 0,00348 \text{ м}^2$.

Весь теплообменник-нагреватель состоит из трех калориферов КВБ11Б–П–У3, установленных последовательно по ходу воздуха. Тогда общая площадь теплообмена составляет $F_2 = F \cdot 3 = 107,08 \cdot 3 = 321,24 \text{ м}^2$, площадь фронтального сечения для прохода воздуха $f_{B2} = 1,668 \cdot 1 = 1,668 \text{ м}^2$, все три теплообменника соединяются последовательно по теплоносителю $f_{T2} = 0,00348 \cdot 1 = 0,00348 \text{ м}^2$.

Поскольку расход воздуха для первой пары приточной и вытяжной установок одинаковы таким же принимается теплообменник-воздухоохладитель на вытяжной установке $F_1 = F_2$, $f_{B1} = f_{B2}$, $f_{T1} = f_{T2}$.

11. По формуле (5.6) с учетом принятых к установке калориферов уточняется массовая скорость воздуха в фронтальных сечениях этих одинаковых теплообменников

$$v\rho_1 = v\rho_2 = 11290/(3600 \cdot 1,668) = 1,88 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

12. Выбирается промежуточный теплоноситель в зависимости от средней температуры входящих воздушных потоков, °С, по формуле (4.13):

$$t_{CP} = (15 + (-25)) = -5 \text{ °С},$$

В качестве промежуточного теплоносителя при $t_{CP} < 12 \text{ °С}$ выбирается 27%-ный водный раствор хлористого кальция (CaCl_2), свойства которого приведены в табл.21.1 [6].

13. По формуле (5.10) рассчитывается оптимальная величина водяного эквивалента

$$W_{2\text{опт}} = 0,55 + 0,4 \cdot 11290 / (11290 - 0,006 \cdot (20 - 30)) = 1,01.$$

Оптимальная величина водяного эквивалента должна быть в диапазоне значений $W_{2opt} = 0,67 \div 1,25$.

14. Рассчитывается расход промежуточного теплоносителя по формуле (5.9):

$$G_w = 11290 \cdot 1,006 / (1,04 \cdot 2,825) = 3865,8 \text{ кг/ч,}$$

при теплоёмкости водного раствора хлористого кальция, $c_{ж} = 2,825 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$ (табл. 21.1 [6]).

15. Скорости движения теплоносителя, м/с, в трубках теплообменника с учетом их соединения по теплоносителю определяется по формуле (5.11). Поскольку 3 калорифера соединены по ходу теплоносителя последовательно $n_{T1} = 1$, и теплообменники на приточном и удаляемом воздушных потоках одинаковы

$$w_1 = w_2 = 3865,8 / (3600 \cdot 0,00348 \cdot 1 \cdot 1260) = 0,25 \text{ м/с,}$$

а плотность водного раствора хлористого калия $\rho_{ж} = 1260 \text{ кг/м}^3$ (табл. 21.1 [6]).

16. Определяется коэффициент теплопередачи теплообменника в каждом потоке по рис. 21.8 б [6]: $k_1 = k_2 = 15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$.

17. По формулам (5.15) и (5.16) рассчитываются величины числа единиц переноса N_1 и N_2 для каждого из потоков:

$$N_1 = N_2 = 3,6 \cdot 15 \cdot 321,24 / (11290 \cdot 1,006) = 1,53.$$

18. Частное значение коэффициентов эффективности теплообменника θ_{1r} и θ_{2r} можно вычислить по формуле (5.17) или определить по табл. 21.4 [6], $\theta_{1r} = \theta_{2r} = 0,6$.

19. Общий коэффициент эффективности системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем определяется по формуле (5.19):

$$\theta_{общ2r} = 1 / (1/0,6 + (1/0,6) \cdot (11290/11290)) - 1,01 = 0,44.$$

20. Определяется температура приточного воздуха на выходе из теплообменника-нагревателя системы утилизации теплоты по формуле (5.20):

$$t_2^{11} = -25 + 0,44 \cdot (15 - (-25)) = -7,4 \text{ °C.}$$

21. Определяется энтальпия удаляемого воздуха на выходе из теплообменника-охладителя по формуле (5.21), причем по i-d-диаграмме при $t_1^1 = t_B = 15 \text{ °C}$ и $\varphi_B = 20\%$, энтальпия составляет $i_1^1 = 20 \text{ кДж/кг}$.

$$i_1^{11} = 20 - 1 \cdot 1,006 \cdot (-7,4 - (-25)) = -1,3 \text{ кДж/кг.}$$

Определяется на i-d-диаграмме точка состояние воздуха на выходе из теплообменника-охладителя при энтальпии $i_1^{11} = -1,3 \text{ кДж/кг}$ и относительной влажностью $\varphi = 95\%$ – находится положение этой точки. Влагосодержание этой точки $d_1^{11} = 2 \text{ г/кг}$ такое же как влагосодержание внутреннего воздуха $d_1^1 = 2$

г/кг. Следовательно конденсации в потоке удаляемого воздуха а теплообменнике-охладителе не происходит и поправка на конденсацию не требуется (величина $\zeta = 1$).

22. Рассчитываются температуры промежуточного теплоносителя по формулам (5.24) и (5.25):

$$t_{ж}^{11} = -25 + 1/0,6 \cdot (-7,4 - (-25)) = 4,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{ж}^1 = 4,3 - (1,006 \cdot 11290) / (2,825 \cdot 3865,8) \cdot (-7,4 - (-25)) = -14,0 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

23. Определяется аэродинамическое сопротивление теплообменников-теплоутилизаторов, используются их технические данные ((табл. 11.21[6]):

- по формуле (5.26) при $n_r = 3$, $b = 7,76$, $d = 1,63$

$$\Delta P_A = 3 \cdot 7,76 \cdot (1,88)^{1,63} = 65,1 \text{ Па},$$

По данным это же таблицы приближенное значение:

$$\Delta P_A = 3 \cdot 24 = 72 \text{ Па}.$$

Для теплообменника-нагревателя и теплообменника-охладителе в данной паре установок СУТ УВ величины ΔP_A одинаковы.

24. Определяется гидравлическое сопротивление теплообменников ΔP_r , кПа, используются их технические данные [6]. Так, например, для теплообменников типа КВБ11Б-ПУЗ используется формула:

$$\Delta P_r = 27279 \cdot n_n \cdot (w_1)^2, \quad (5.27)$$

где n_n – число калориферов включенных последовательно по теплоносителю в теплообменнике-утилизаторе.

$$\Delta P_r = 27279 \cdot 3 \cdot (0,25)^2 = 51148 \text{ Па} \quad \text{или} \quad 51,1 \text{ кПа}.$$

Для теплообменника-нагревателя и теплообменника-охладителе в данной паре установок СУТ УВ величины ΔP_r одинаковы.

25. Затраты тепловой мощности на нагревание воздуха в расчетном состоянии при использовании утилизации тепла, Вт, для установки с одинаковым расходом приточного и удаляемого воздуха при эффективности $\theta_{\text{общ2t}} = 0,44$ вычисляются по формуле (5.27):

$$Q_{\text{ВУТ1}} = 0,278 \cdot 11290 \cdot 1,006 \cdot (23,3 - (-25)) \cdot (1 - 0,44) = 85402 \text{ Вт} \quad \text{или} \quad 85,4 \text{ кВт}.$$

26. Затраты тепла на нагревание воздуха для вентиляции и воздушного отопления при использовании утилизации тепла за весь холодный период года полагая эффективность утилизации постоянна в течение холодного периода года и равна $\theta_{\text{общ2t}} = 0,44$, можно приближенно оценить с помощью формул (5.30) и (5.31):

- средняя температура приточного воздуха за отопительный период:

$$t_{\text{ПСП}} = (23,3 + 15) \cdot 2 = 19,2^\circ\text{C};$$

- затраты тепла 1-ой парой установкой с одинаковым расходом приточного и удаляемого воздуха с СУТ УВ за холодный период года:

$$Q_{\text{ГВУТ1}} = 0,278 \cdot 11290 \cdot 1,006 \cdot (19,2 - (-3,5)) \cdot 24 \cdot 188 \cdot (1 - 0,44) \cdot 10^{-3} \\ = 181100 \text{ кВт}\cdot\text{час}.$$

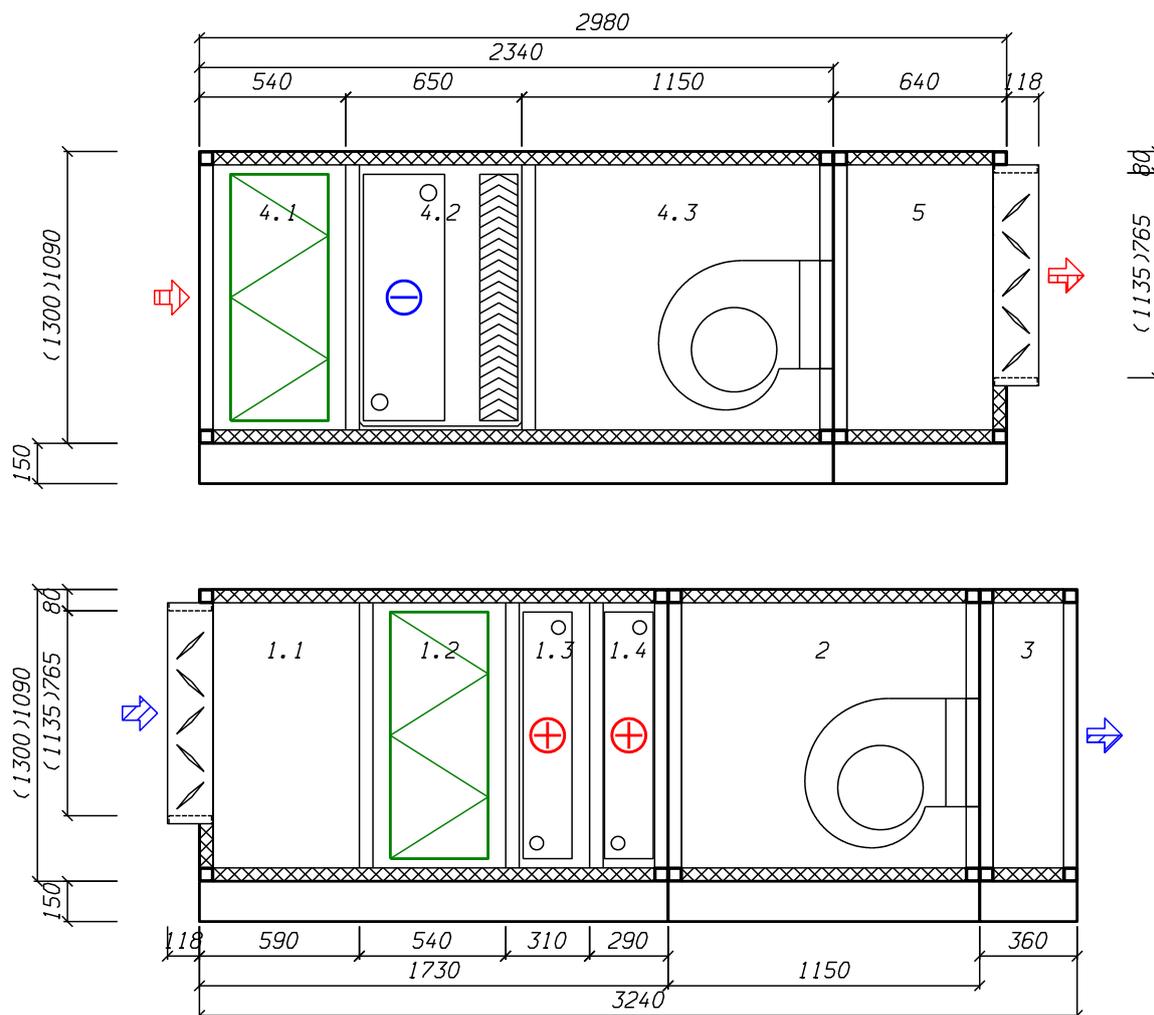
Аналогично выполняется расчет и копановка пары установок с теплообменниками для СУТ УВ при неодинаковых расходах приточного и удаляемого воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. СП 131.133330.2018. Строительная климатология. СНиП 23-01-99*. / Минстрой России. – М.: Стандартинформ, ИД «Юриспруденция», 2019. – 109 с.
2. ГОСТ 30494 – 2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях, 2011. – 11 с.
3. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. – М.: Минздрав России, ГУП ЦПП 2001. – 20 с.
4. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. М.: Евроклимат, 2003. – 400 с.
5. Каталог насосного оборудования фирмы WILLO.
6. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2/Б. В. Баркалов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера.– 4- изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.
7. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006.– 640 с.
8. Каталог оборудования фирмы «Веза». – 100 с.

Результаты компоновки и расчета приточной и вытяжной установки по компьютерной программе фирмы «ВЕЗА» [8] (с сокращением)

Схема вытяжной и приточной установок
КЦКП-10-У3 / КЦКП-10-У3



Кондиционер центральный каркасно-панельный (КЦКП)
КЦКП-10-У3 / КЦКП-10-У3 Лв, м3/ч: 9408 / 9408 Блоков/моноблоков: 10/5

Наименование блоков с характеристиками оборудования

Приток

1. Моноблок

dPв=247.8Па; ВхНхL:1300x1090x1730мм; м=479кг

1.1. Блок воздухоприемный(один вертикальный клапан), Наружный блок

Положение:Клапан верт.; Возд.клапан:РЕГУЛЯР-0765-1135-Н-П-10-00-00-У2;
ВхН=1135x765мм; Привод:NF24А-S2;

1.2. Фильтр карманный, Узкий

Индекс:2хФВК-69-360-6-G4/25; Класс:G4; dPв_загрязн.50%=143Па;

1.3. Теплоутилизатор-нагреватель с промеж.теплоносителем, Узкий

КПД=30.54%; Dвых=31мм; Fфр=0.93кв.м; V=11л; Pб=745мм.рт.ст; Lв=9408куб.м/ч;
tвн=-25°C; iвн=-5.8ккал/кг; dвн=0.3г/кг; fивн=80%; твк=-12.8°C; iвк=-2.9ккал/кг;
dвк=0.3г/кг; dPв_оборуд=61.1Па; Этиленгликоль; Ksi=30%; Gж=4000кг/ч; tжн=5.1°C;
tжк=-4.2°C; dPж=58.1кПа;

1.4. Воздуонагреватель жидкостный, Узкий

Насос:Установлен; Индекс:ВНВ243.1-103-090-02-2,0-04-2/S; Dвх=53мм; Прямоток;
Fто=46.3кв.м; Qт=152кВт; Kf=1%; Lв=9408куб.м/ч; tвн=-25°C; твк=23.3°C;
vго=3.4кг/кв.м/с; Gж=2894кг/ч; tжн=115°C; tжк=69°C; w=0.9м/с; dPж=4.7кПа;

2. Вентилятор, Выхлоп По оси

Индекс:ADH 315 R; Выхлоп:По оси; Выхлоп ВхН:404x404мм; Pконд=250Па;
Pсеть=400Па; Lв=9408куб.м/ч; Rполн=684Па; Vвых=16.01м/с; n_рк=1188мин-1;
Эл.двиг:A100L4; Ny=4кВт; n_дв=1425мин-1; Ремень:SPZ-1500; Шкив вент=2-SPZ-150мм; Шкив_двиг=2-SPZ-125мм; Lцентр=534мм; ВхНхL:1300x1090x1150мм;
м=273кг

3. Камера промежуточная, Базовое

Исп.:Базовое; L=360мм; dPв=1.1Па; ВхНхL:1300x1090x360мм; м=45кг

Вытяжка

4. Моноблок

dPв=327.5Па; ВхНхL:1300x1090x2340мм; м=518кг

4.1. Фильтр карманный, Узкий

Индекс:2хФВК-69-360-6-G4/25; Класс:G4; dPв_загрязн.50%=143Па;

4.2. Теплоутилизатор-охладитель с промеж.теплоносителем

КПД=30.54%; Dвых=53мм; Fфр=0.93кв.м; V=32л; Pб=745мм.рт.ст; Lв=9408куб.м/ч;
tвн=15°C; iвн=4.9ккал/кг; dвн=2.1г/кг; fивн=20%; твк=2.8°C; iвк=2ккал/кг;
dвк=2.1г/кг; dPв_оборуд=183.7Па; Этиленгликоль; Ksi=30%; Gж=4000кг/ч; tжн=-4.2°C;
tжк=5.1°C; dPж=36.8кПа;

4.3. Вентилятор, Выхлоп По оси

Индекс:ADH 315 R; Выхлоп:По оси; Выхлоп ВхН:404x404мм; Pконд=330Па;
Pсеть=300Па; Lв=9408куб.м/ч; Rполн=640Па; Vвых=16.01м/с; n_рк=1147мин-1;
Эл.двиг:A100L4; Ny=4кВт; n_дв=1425мин-1; Ремень:SPZ-1400; Шкив_вент=2-SPZ-118мм; Шкив_двиг=2-SPZ-95мм; Lцентр=533мм;

5. Блок воздухоприемный(один вертикальный клапан), Наружный блок

Положение:Клапан верт.; Возд.клапан:РЕГУЛЯР-0765-1135-Н-П-02-00-00-У2;
ВхН=1135x765мм; Привод:NM24А-S; dPв=3Па; ВхНхL:1300x1090x640мм; м=85кг

Образец задания на курсовой проект

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ И РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**

**КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра теплоэнергетики, газоснабжения и вентиляции

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине «Тепломассоперенос и энергосбережение в аппаратах систем ТГВ» на тему: «Системы утилизации тепла удаляемого воздуха в здании»

Студенту гр. _____ (ФИО) _____

Исходные данные:

Район строительства: _____

Размеры и назначение помещения, цеха: _____

Категория тяжести работ: _____

Суммарная мощность установленного оборудования: _____

Суммарная производительность местной вытяжной вентиляции

(местная вытяжка содержит слипающуюся пыль и не подлежит утилизации тепла): _____

Кратность воздухообмена: _____

Удельная тепловая характеристика: _____

Задание выдал: _____.

Задание получил: _____

Казань 202_ г.

Тепломассоперенос и энергосбережение в аппаратах систем ТГВ

Задания и методические указания к курсовому проектированию для студентов магистратуры по программам «Системы теплогазоснабжения и вентиляции» и «Энергосбережение и энергоэффективность в зданиях» направления подготовки 08.04.01 «Строительство»

Составитель: БРОЙДА В.А.

Редактор

Издательство
Казанского государственного архитектурно-строительного университета