

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
Кафедра «Инженерная экология и безопасность жизнедеятельности»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Т. А. Кулагина
« ____ » _____ 2019 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Королькову Евгению Константиновичу

Группа ЗФЭ 14-02Б Направление 20.03.01 «Техносферная безопасность»

Тема выпускной квалификационной работы «Повышение безопасности при работе в деревообрабатывающем цехе»

Утверждена приказом по университету № 19636/с от 28.12.2018 г.

Руководитель ВКР Калинич Илья Викторович, ассистент кафедры ИЭиБЖД ПИ СФУ

Исходные данные для ВКР: город – Братск; ориентация фасада здания цеха – запад; здание цеха – одноэтажное; административная пристройка – трёхэтажная; высота этажа – 6 м; наружные стены выполнены из ж/б панелей с утеплителем из пенополистирола; покрытие состоит из слоёв (последовательно изнутри наружу): ж/б плита; полистеролбетон; ж/б плита; пол бетонный, неутеплённый, на грунте; заполнение световых проёмов – тройное остекление (толщина стекла – 3,5 мм); источник теплоснабжения – районная котельная; параметры теплоносителя – 120/70 °С; количество работающих в цехе людей – 32 человека.

Перечень графического материала: лист 1: генплан, план цеха; лист 2: план с нанесением систем отопления; лист 3: аксонометрические схемы систем отопления; лист 4: план с нанесением систем вентиляции; лист 5: аксонометрические схемы систем вентиляции; листы 5,6: аксонометрические схемы систем вентиляции.

Руководитель ВКР

И. В. Калинич

Задание принял к исполнению

Е. К. Корольков

«24» июня 2019 г.

**КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК
выполнения ВКР**

Наименование и содержание этапа	Срок выполнения
Сбор и анализ исходной литературы и документации	11.05.2019 – 23.06.2019
Постановка основной задачи, освоение расчетных методик	24.06.2019 – 30.06.2019
Выполнение расчетов, оформление результатов, составление выводов	01.07.2019 – 06.07.2019
Оформление расчетно-пояснительной записки	08.07.2019 – 11.07.2019
Графическое оформление чертежей	12.07.2019 – 15.07.2019
Оформление прочей документации	16.07.2019 – 17.07.2019

« _ » _____ 2019г

Руководитель

подпись

И.В. Калинин

Задание принял к исполнению _____

подпись

Е.К. Корольков

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Повышение безопасности работы в деревообрабатывающем цехе» содержит 67 страниц текстового документа, 3 приложения, 15 использованных источников, 6 листов графического материала.

ВРЕДНОСТИ, ЗАПЫЛЁННОСТЬ, МИКРОКЛИМАТ, СКОРОСТЬ ВОЗДУХА, ТЕМПЕРАТУРА, ТЕХНИКА БЕОПАСНОСТИ.

Объектом настоящей работы являлся цех деревообработки г. Братска.

Цель работы – обеспечение нормируемого микроклимата указанного цеха.

Для обеспечения данной цели были поставлены задачи:

- 1) расчёт системы отопления цеха;
- 2) расчёт системы вентиляции цеха.

Зачастую микроклимат в деревообрабатывающих цехах является неудовлетворительным, что связано с малоэффективной работой инженерных систем обеспечения комфортных параметров воздуха.

В ходе работы был произведён расчёт систем отопления и вентиляции деревообрабатывающего цеха.

В результате удалось добиться комфортного микроклимата внутри помещения, тем самым снизить вероятность производственного травматизма.

АННОТАЦИЯ

к выпускной квалификационной работе бакалавра на тему: Повышение безопасности при работе в деревообрабатывающем цехе.

Выпускная квалификационная работа выполнена на 67 страницах, включает 11 таблиц, 15 литературных источников.

Объектом работы является деревообрабатывающий цех в г. Братске.

Целью работы является обеспечение нормируемого микроклимата указанного цеха.

В квалификационную работу бакалавра входит введение, двенадцать глав, итоговое заключение по работе.

Во введении раскрывается актуальность работы, обозначается проблема, цели и задачи.

В первой главе даётся краткое описание технологического процесса, происходящего в деревообрабатывающем цеху.

Во второй главе определяются расчётные параметры внутреннего и наружного воздуха для региона, в котором располагается цех.

В третьей главе проведён теплотехнический расчёт ограждающих конструкций цеха.

В четвёртой главе проведён расчёт теплотерь помещений цеха.

В пятой главе рассчитаны тепlopоступления в помещение цеха от всех источников, составлен тепловой баланс помещения, приняты решения по отоплению.

Главы с шестой по двенадцатую посвящены вопросам расчёта местной и общеобменной вентиляции: определены воздухообмены, рассчитана раздача приточного воздуха, проведены аэродинамические расчёты, подобрано необходимое оборудование.

В заключении сформулированы выводы по выпускной квалификационной работе.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 Описание технологического процесса.....	9
2 Параметры наружного и внутреннего воздуха.....	11
2.1 Расчётные параметры наружного воздуха.....	11
2.2 Расчётные параметры внутреннего воздуха.....	11
3 Теплотехнический расчет ограждающих конструкций здания.....	12
4 Расчет теплопотерь помещением.....	18
5 Расчет теплопоступлений в помещение.....	24
5.1 Расчет теплопоступлений от людей.....	24
5.2 Расчет теплопоступлений от искусственного освещения.....	24
5.3 Расчет поступлений теплоты за счет солнечной радиации.....	25
5.4 Расчет поступлений теплоты через покрытие.....	27
5.5 Расчет теплопоступлений от электродвигателей технологического оборудования.....	29
5.6 Составление теплового баланса и выбор системы отопления.....	33
5.7 Воздушно-отопительные агрегаты.....	34
5.8 Расчет поверхности нагревательных приборов системы отопления.....	35
6 Выбор и расчет систем местной вентиляции.....	38
7 Расчет воздухообменов для помещения цеха.....	40
7.1 Расчет воздухообмена для теплого периода года.....	41
7.2 Расчет воздухообмена для переходных условий.....	41
7.3 Расчет воздухообмена для холодного периода года.....	41
8 Краткое описание принятых решений приточно-вытяжной системы вентиляции в цехе.....	43
9 Расчет раздачи приточного воздуха.....	44
10 Аэродинамический расчет одной приточной и одной вытяжной механической системы вентиляции.....	47
10.1 Аэродинамический расчет приточной механической системы вентиляции.....	47
10.1.1 Местные сопротивления на участках расчетного направления.....	49
10.1.2 Местные сопротивления на ответвлениях от расчетного направления.....	50
10.2 Аэродинамический расчет местной вытяжной механической системы вентиляции.....	51
10.2.1 Местные сопротивления на участках расчетного направления.....	53
10.2.2 Местные сопротивления на ответвлениях от расчетного направления.....	53
11 Подбор вентиляционного оборудования (фильтра, калорифера, вентиляторов).....	55
11.1 Подбор фильтра.....	55
11.2 Подбор калорифера.....	57
11.3 Подбор вентиляторов.....	60
12. Расчет и подбор воздушно-тепловой завесы.....	65
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	69
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	70

ПРИЛОЖЕНИЕ А	71
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	72
ПРИЛОЖЕНИЕ В	73

ВВЕДЕНИЕ

В условиях современного производства и ухудшения экологической обстановки инженерные системы, такие как отопление, вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха играют большую роль в мероприятиях по обеспечению оптимальных условий для высокопроизводительного труда, повышению творческой активности, сохранению здоровья и полноценного отдыха людей.

Ключевое значение в данной проблеме отводится системам вентиляции. Задача создания эффективного процесса вентилирования решается экономическими и прогрессивными производственными способами. Устраиваются комбинированные системы вентиляции для промышленных предприятий с использованием аэрации, воздушных душей на рабочих местах и площадках, а также воздушных завес у наружных ворот проемов в ограждающих конструкциях, применяются системы кондиционирования воздуха, отвечающие самым высоким санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям.

Нормативные требования к параметрам внутреннего воздуха производственных помещений непрерывно повышаются. В рабочих помещениях целого ряда производств требуется поддержание заданных параметров микроклимата на строго определенном уровне. Это обуславливает более широкое применение на промышленных предприятиях вентиляционных систем и систем кондиционирования воздуха с автоматическим управлением и регулированием, использованием средств телемеханики и организацией диспетчерских постов.

Эффективность систем вентиляции, их технико-экономические параметры, экологическая безопасность зависят не только от правильности принятой системы вентиляции, схемы воздухообмена и достоверности проведенных расчетов, но и от правильно организованных монтажных работ, точности наладки и правильности эксплуатации. Возможности монтажа, наладки и эксплуатации систем и оборудования, обеспечивающих вентиляцию помещений, необходимо закладывать на стадии проектирования.

1 Описание технологического процесса

Объектом настоящей работы является деревообрабатывающий цех, находящегося в г. Братск.

Ориентация главного фасада цеха – на север. Здание цеха – одноэтажное. Цех имеет административную трёхэтажную пристройку. Высота здания цеха от пола до низа фермы – 6 метров.

Наружные стены изготовлены из железобетонных панелей, утеплитель – пенополистирол.

Покрытие состоит из слоёв:

- 1) железобетонная плита;
- 2) полистеролбетон;
- 3) железобетонная плита.

Пол бетонный, неутеплённый, на грунте.

Заполнение световых проёмов – стеклопакеты.

Источник теплоснабжения – районная котельная.

Параметры теплоносителя: вода с температурой 120-70 °С.

Работа, выполняемая в цехе, относится к работе средней тяжести и является категорией II б.

Количество рабочего персонала в цехе – 32 человека.

Деревообрабатывающее производство является взрывоопасным, поэтому все очистные устройства находятся на нормированном расстоянии от цеха. Патрубки от взрывных клапанов данных устройств направлены вверх или в сторону наименьшего причинения вреда здоровью людей и меньшего нанесения вреда помещениям самого цеха, а также близлежащим постройкам.

В цехе располагается деревообрабатывающее оборудование, оснащённое встроенными местными отсосами, для удаления системами аспирации выделяющихся вредностей: пыли, стружек, опилок. Расход воздуха для каждого из местных отсосов нормируется в зависимости от типа станка с целью предотвращения взрывоопасных пылевоздушных смесей.

Характеристика установленного в цехе оборудования приведена в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристика установленного в цехе оборудования

Поз.	Наименование	Кол.	Характеристика выделяющихся вредностей	Объем вытяжки, м ³ /ч		Характеристика местного отсоса	Мощность, кВт
				на ед.обор.	всего		
1	2	3	4	5	6	7	8
2.1	Станок торцовочный ЦПА-40-2	1	опилки	840	840	встроенный отсос	6,2

Окончание таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8
2.2	Станок прирезной ЦДК-5	1	опилки	1200	1200	встроенный отсос	3
3.1	Станок фуговельный СФ4-1А	2	стружка	1550	3100	встроенный отсос	3
3.2	Станок рейсмусовый СРБ-9	2	стружка	2160	4320	встроенный отсос	9,1
3.3	Станок токарный ТП40-1	1	стружка	1080	1080	встроенный отсос	1,7
3.4	Станок арусельный фрезерно-шлифовальный ФЯКШ-3	1	стружка	6000	6000	6000	2
3.5	Станок круглопильный Ц6-3	2	опилки	870	1740	встроенный отсос	26
3.6	Станок фрезерный ФС-1А	2	стружка	1350	2700	встроенный отсос	5,5
3.7	Станок агрегатный сверлильно-пазовальный СТ409А	1	стружка	950	950	встроенный отсос	4,2
3.8	Станок сверлильно-пазовальный СВПГ-2А	1	стружка	950	950	950	5
3.9	Станок сверлильно-пазовальный СВА-3	1	стружка	500	500	встроенный отсос	19,9
3.10	Станок шлифовальный комбинированный ШЛПС-8	1	пыль	3000	3000	встроенный отсос	2,2

2 Параметры наружного и внутреннего воздуха

2.1 Расчётные параметры наружного воздуха

Согласно данным работы [1] за расчётные параметры для тёплого периода года принимаются параметры наружного воздуха А, для холодного периода года – параметры Б.

Расчётные параметры для тёплого и холодного периодов года приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Расчётные параметры наружного воздуха

Период года	Наружная температура t_n , °С	Энтальпия I_n , кДж/кг	Скорость ветра v , м/с
Тёплый	22,5	49	1
Холодный	- 43	- 43,1	2

2.2 Расчётные параметры внутреннего воздуха

Расчётные параметры внутреннего воздуха приняты согласно данным работы [1]

Расчётные параметры внутреннего воздуха приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Расчётные параметры внутреннего воздуха

Период года	Внутренняя температура t_v , °С	Относительная влажность внутреннего воздуха φ , %	Подвижность воздуха в помещении v , м/с
Тёплый	26,5	75	0,5
Холодный	15	75	0,4

3 Теплотехнический расчет ограждающих конструкций здания

Ограждающие конструкции любого здания должны удовлетворять определенным теплотехническим требованиям. Сопротивление теплопередаче R_m ограждающих конструкций, за исключением заполнений световых проемов и ограждающих конструкций помещений с избытками явной теплоты, следует принимать равным экономически целесообразному $R_m^{эк}$, но не менее требуемого $R_m^{мп}$ и не менее нормативного $R_m^{норм}$.

1. Конструкция наружной стены – трехслойная панель, состоящая последовательно из: 1) наружного слоя железобетона (толщина $\delta_1 = 0,06$ м; плотность $\rho_1 = 2500$ кг/м³; в соответствии с [3] коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 2,04$ Вт/(м·°C); коэффициент теплоусвоения $S_1 = 19,70$ Вт/(м²·°C)); 2) слоя пенополистирола (плотность $\rho_{из} = 25$ кг/м³; в соответствии с [3] коэффициент теплопроводности $\lambda_{из} = 0,052$ Вт/(м·°C); коэффициент теплоусвоения $S_{из} = 0,39$ Вт/(м²·°C)); 3) внутреннего слоя железобетона (толщина $\delta_3 = 0,08$ м; плотность $\rho_3 = 2500$ кг/м³; в соответствии с [3] коэффициент теплопроводности $\lambda_3 = 2,04$ Вт/(м·°C); коэффициент теплоусвоения $S_3 = 19,70$ Вт/(м²·°C)).

Условия эксплуатации ограждающей конструкции – Б.

Согласно [3] требуемое сопротивление теплопередаче наружной стены $R_m^{мп}$, (м²·°C)/Вт, рассчитывается по выражению:

$$R_m^{мп} = \frac{n \cdot (t_e - t_n)}{\alpha_e \cdot \Delta t_e}, \quad (1.1)$$

где t_e – расчетная температура внутреннего воздуха для холодного периода года, °C;

t_n – температура наружного воздуха для холодного периода года, °C;

n – коэффициент, учитывающий положение наружной поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху, в соответствии с [3] $n = 1$;

α_e – коэффициент теплопередачи внутренней поверхности наружной стены, Вт/(м²·°C), $\alpha_e = 8,7$;

Δt_e – расчетный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, °C, определяется согласно [3] по формуле:

$$\Delta t_e = t_e - t_p, \quad (1.2)$$

где t_p – температура точки росы, находящаяся по i-d диаграмме влажного воздуха при $t_e = 15$ °C и $\phi_e = 75$ %.

В соответствии с [3] тепловая инерция рассчитывается по выражению:

$$D = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2 + \dots + R_n \cdot S_n, \quad (1.3)$$

где R_1, R_2, \dots, R_n – термическое сопротивление отдельных слоев ограждающей конструкции, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$;

S_1, S_2, \dots, S_n – коэффициент теплоусвоения материала отдельных слоев ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

Согласно [3] термическое сопротивление отдельных слоев ограждающей конструкции R_n , $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ находится по формуле:

$$R_n = \frac{\delta_n}{\lambda_n}, \quad (1.4)$$

где δ_n – толщина n-го слоя ограждающей конструкции, м;

λ_n – коэффициент теплопроводности n-го слоя ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$.

В соответствии с [3] температура наружного воздуха для холодного периода года t_n в форм. (1.1) принимается равной:

Предполагается, что тепловая инерция наружной стены находится в пределах $1,5 < D \leq 4$. Следовательно, температура наружного воздуха для холодного периода года t_n принимается равной температуре наиболее холодных суток обеспеченностью 0,92. Согласно [3]

В соответствии с [3] экономически целесообразное сопротивление теплопередаче $R_m^{\text{ЭК}}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ рассчитывается по выражению:

$$R_m^{\text{ЭК}} = 0,5 \cdot R_m^{\text{мп}} + \frac{5,4 \cdot 10^{-4} \cdot c_{\text{мэ}} \cdot z_{\text{ом}} \cdot (t_{\text{в}} - t_n^{\text{ом}})}{c_{\text{м}} \cdot \lambda_{\text{из}} \cdot R_m^{\text{мп}}}, \quad (1.5)$$

где $c_{\text{мэ}}$ – стоимость тепловой энергии в ценах 1991 г., руб./ГДж, $c_{\text{мэ}} = 3,3$;

$z_{\text{ом}}$ – продолжительность отопительного периода, сут., согласно [3] $z_{\text{ом}} = 209$;

$t_n^{\text{ом}}$ – средняя за отопительный период температура наружного воздуха, °С, согласно [3] $t_n^{\text{ом}} = -2,2$;

$c_{\text{м}}$ – стоимость материала однослойной или теплоизоляционного слоя многослойной ограждающей конструкции, руб./м³, для пенополистирола $c_{\text{м}} = 70,6$;

$\lambda_{\text{из}}$ – коэффициент теплопроводности материала однослойной или теплоизоляционного слоя многослойной ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$.

$$R_m = R_m^{норм} = \frac{1}{\alpha_в} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_н}, \quad (1.6)$$

где $\alpha_н$ – коэффициент теплопередачи наружной поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м²·°C), в соответствии с [3] $\alpha_н = 23$.

Преобразовав форм. (1.6) и с учетом вышеприведенных условных обозначений, толщина теплоизоляционного слоя наружной стены $\delta_{из}$, м определяется следующим образом:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \cdot \left(R_m - \frac{1}{\alpha_в} - \frac{\delta_1}{\lambda_1} - \frac{\delta_3}{\lambda_3} - \frac{1}{\alpha_н} \right), \quad (1.7)$$

Тепловая инерция наружной стены находится по форм. (1.3) с учетом форм. (1.4):

$$D = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot S_1 + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} \cdot S_{из} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \cdot S_3. \quad (1.8)$$

По выше указанной методике расчет выполнен на ПЭВМ с помощью Microsoft Excel и приведена ниже:

1) Сопротивления теплопередаче, (м²·°C)/Вт

а) Нормативное

$$R_{мн} = 2,5 \text{ м}^2\text{C/Вт}$$

б) Требуемое

$$R_{м.тp} = 0,7 \text{ м}^2\text{C/Вт}$$

$$n = 1$$

$$\alpha_в = 8,7 \text{ Вт/(м}^2\text{C)}$$

$$\Delta t_{в} = 10 \text{ C}$$

с) Экономическое

$$R_{тэ} = 5,3 \text{ м}^2\text{C/Вт}$$

$$C_{мэ} = 7740 \text{ руб./ГДж}$$

$$Z_{от} = 246 \text{ сут.}$$

$$t_{нот} = -10,3 \text{ C}$$

2) Вид изоляционного материала

$$C_m = 192098 \text{ руб./м}^3$$

$$\lambda = 0,041 \text{ Вт/(мC)}$$

3) Для дальнейшего расчета принимаем наибольшую величину

$$R_m = 5,3 \text{ м}^2\text{C/Вт}$$

а) Расчет толщины изоляции

$$\alpha_н = 23 \text{ Вт/(м}^2\text{C)}$$

б) железобетон

$$\lambda = 2,04 \text{ Вт/(мC)}$$

с) Слой-1

$$\delta = 0,06 \text{ м}$$

d) Слой-2(изоляция)

$$\delta = 0,21 \text{ м}$$

e) Слой-3

$$\delta = 0,08 \text{ м}$$

f) Суммарная толщина стены

$$\delta = 0,35 \text{ м}$$

2. Покрытие – многослойная конструкция, состоящая последовательно из:
1) железобетонной плиты (толщина $\delta_1 = 0,1$ м; плотность $\rho_1 = 2500$ кг/м³; в соответствии с [3] коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 2,04$ Вт/(м·°С); коэффициент теплоусвоения $S_1 = 19,70$ Вт/(м²·°С)); 2) слоя рубероида (толщина $\delta_2 = 0,01$ м; в соответствии с [3] коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0,17$ Вт/(м·°С); коэффициент теплоусвоения $S_2 = 3,53$ Вт/(м²·°С)); 3) слоя полистиролбетона (плотность $\rho_{из} = 500$ кг/м³; в соответствии с [3] коэффициент теплопроводности $\lambda_{из} = 0,11$ Вт/(м·°С); коэффициент теплоусвоения $S_{из} = 2,06$ Вт/(м²·°С)); 4) слоя цементно-песчаной стяжки (толщина $\delta_4 = 0,025$ м; в соответствии с [3] коэффициент теплопроводности $\lambda_4 = 0,93$ Вт/(м·°С); коэффициент теплоусвоения $S_4 = 11,09$ Вт/(м²·°С)); 5) слоя изопласта (толщина $\delta_5 = 0,02$ м; в соответствии с [3] коэффициент теплопроводности $\lambda_5 = 0,17$ Вт/(м·°С); коэффициент теплоусвоения $S_5 = 3,53$ Вт/(м²·°С)).

Требуемое сопротивление теплопередаче наружной стены R_m^{mp} , (м²·°С)/Вт определяется по форм. (1.1):

$$R_m^{mp} = \frac{n \cdot (t_e - t_n)}{\alpha_e \cdot \Delta t_e},$$

где Δt_e – расчетный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, °С, рассчитываемый согласно [3] по формуле:

$$\Delta t_e = 0,8 \cdot (t_e - t_p), \quad (1.9)$$

где t_p – температура точки росы, находящаяся по i-d диаграмме влажного воздуха при $t_e = 15$ °С и $\phi_e = 75$ %.

В соответствии с i-d диаграммой влажного воздуха $t_p = 10,7$ °С.

$$\Delta t_e = 0,8 \cdot (15 - 10,7) = 3,44 \text{ °С.}$$

Тепловая инерция определяется по форм. (1.3):

$$D = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2 + \dots + R_n \cdot S_n,$$

Термическое сопротивление отдельных слоев ограждающей конструкции находится по форм. (1.4):

$$R_n = \frac{\delta_n}{\lambda_n},$$

Предполагается, что тепловая инерция покрытия находится в интервале $D > 7$. Следовательно, температура наружного воздуха для холодного периода года t_n принимается равной температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92. Согласно [3] $t_n = -25$ °С.

$$R_m^{mp} = \frac{0,9 \cdot (15 - (-25))}{8,7 \cdot 3,44} = 1,203 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт.}$$

Экономически целесообразное сопротивление теплопередаче определяется по форм. (1.5):

$$R_m^{эк} = 0,5 \cdot R_m^{mp} + \frac{5,4 \cdot 10^{-4} \cdot c_{мэ} \cdot z_{ом} \cdot (t_в - t_n^{ом})}{c_m \cdot \lambda_{из} \cdot R_m^{mp}}, \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}$$

$$R_m^{эк} = 0,5 \cdot 1,203 + \frac{5,4 \cdot 10^{-4} \cdot 3,3 \cdot 209 \cdot (15 - (-2,2))}{70,6 \cdot 0,11 \cdot 1,203} = 1,287 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт.}$$

Согласно [3] нормативное значение сопротивления теплопередаче покрытия принимается равным $R_m^{норм} = 3,0$ (м²·°С)/Вт. Сравнивая полученные значения R_m^{mp} , $R_m^{эк}$ и $R_m^{норм}$, выбирается большее, по которому и рассчитывается толщина теплоизоляционного слоя наружной стены исходя из форм. (1.6):

$$R_m = R_m^{норм} = \frac{1}{\alpha_в} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}, \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}$$

Преобразовав форм. (1.6) и с учетом вышеприведенных условных обозначений, толщина теплоизоляционного слоя покрытия определяется следующим образом:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \cdot \left(R_m - \frac{1}{\alpha_в} - \frac{\delta_1}{\lambda_1} - \frac{\delta_2}{\lambda_2} - \frac{\delta_4}{\lambda_4} - \frac{\delta_5}{\lambda_5} - \frac{1}{\alpha_n} \right), \text{ м}$$

$$\delta_{uz} = 0,11 \cdot \left(3,0 - \frac{1}{8,7} - \frac{0,1}{2,04} - \frac{0,01}{0,17} - \frac{0,025}{0,93} - \frac{0,02}{0,17} - \frac{1}{23} \right) \approx 0,29 \text{ м.}$$

Тепловая инерция наружной стены находится по форм. (1.3) с учетом форм. (1.4):

$$D = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot S_1 + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \cdot S_2 + \frac{\delta_{uz}}{\lambda_{uz}} \cdot S_{uz} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \cdot S_4 + \frac{\delta_5}{\lambda_5} \cdot S_5.$$

$$D = \frac{0,1}{2,04} \cdot 19,70 + \frac{0,01}{0,17} \cdot 3,53 + \frac{0,29}{0,11} \cdot 2,06 + \frac{0,025}{0,93} \cdot 11,09 + \frac{0,02}{0,17} \cdot 3,53 = 7,318.$$

Таким образом, значение тепловой изоляции наружной стены лежит в интервале $D > 7$. Следовательно, температура наружного воздуха для холодного периода года t_n выбрана правильно и пересчёта не требуется.

В соответствии с [3] сопротивление теплопередаче заполнений световых проемов (окон) принимается равным $R_m = 0,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$.

Согласно [3] сопротивление теплопередаче наружных ворот (дверей) R_m , $(\text{м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$ определяется по формуле:

$$R_m = 0,6 \cdot R_m^{н.с}, \quad (1.10)$$

где $R_m^{н.с}$ – нормативное сопротивление теплопередаче наружной стены, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$, $R_m^{н.с} = 2,5$.

$$R_m = 0,6 \cdot 2,5 = 1,5 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

Сопротивление теплопередаче неутепленного пола на грунте определяется по зонам шириной 2 м каждая, параллельным наружным стенам, и принимается равным:

- 1) для 1 зоны $\rightarrow R_I = 2,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$;
- 2) для 2 зоны $\rightarrow R_{II} = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$;
- 3) для 3 зоны $\rightarrow R_{III} = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$;
- 4) для 4 зоны $\rightarrow R_{IV} = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$.

4 Расчет теплопотерь помещением

В соответствии с [2] расчетные основные и добавочные потери теплоты помещения Q , Вт рассчитываются как сумма потерь теплоты через отдельные ограждающие конструкции с округлением до 10 Вт по формуле:

$$Q = k \cdot A \cdot (t_p - t_{ext}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n, \quad (2.1)$$

где $k = \frac{1}{R_m}$ – коэффициент теплопередачи наружной ограждающей конструкции, Вт/(м²·°С);

R_m – сопротивление теплопередаче наружной ограждающей конструкции, (м²·°С)/Вт;

A – расчетная площадь наружной ограждающей конструкции, м;

t_p – расчетная температура воздуха в помещении с учетом повышения ее в зависимости от высоты для помещений высотой более 4 м, °С;

$t_{ext} = t_n^B$ – расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года, °С;

n – коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху согласно [3];

β – коэффициент, учитывающий добавочные потери теплоты от доли основных в зависимости от ориентации наружной ограждающей конструкции по сторонам света ($\beta = 0,15$ – север, восток, северо-восток, северо-запад; $\beta = 0,1$ – юго-восток, юг, юго-запад, запад).

Расчетная температура внутреннего воздуха t_p принимается минимальной из допустимых температур, при этом руководствуются следующими правилами:

1) для всех наружных ограждений помещения высотой менее 4 м, а также для части вертикальных наружных ограждений высотой 4 м от пола в помещении высотой более 4 м расчетная температура внутреннего воздуха t_p принимается равной нормируемой температуре воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне;

2) для крыши и фонарей производственных помещений расчетная температура удаляемого воздуха t_{yx} , °С определяется по формуле:

$$t_{yx} = t_p + \nabla t \cdot (H - 2), \quad (2.2)$$

где ∇t – температурный градиент, учитывающий повышение температуры воздуха по высоте помещения на каждый метр выше рабочей или обслуживаемой зоны, °С/м, $\nabla t = 0,3 \dots 0,7$ – для помещений без значительных тепловыделений и $\nabla t = 0,7 \dots 2,0$ – для помещений со значительными тепловыделениями;

H – высота помещения от пола до низа фермы, м;

Расчет потерь теплоты помещением цеха в целом сведен в табл. 4.

Таблица 4 – Суммарные потери теплоты помещением цеха

№, назначе-ние помеще-ния	тв, °С площадь помеще-ния, F, м ²	Наименова-ние ограждени-я	Ори-ента-ция	Размеры, м	A, м ²	к, Вт/(м ² °С)	(тв-тн)n, °С	1+Σβ	Q, Вт	Приме-чание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
101 произв-одстве-нное	15 432	НС(нижн.зона)	С	24,41x4	45,8	0,2	58	1,2	603	
		НС(верхняя зона)	С	24,41x2	22,9	0,2	60,8	1,2	316	
	НС(нижн.зона)	3	18,8x4	68,9	0,2	58	1,2	907		
	НС(верхняя зона)	3	18,8x2	37,6	0,2	60,8	1,2	519		
	НС(нижн.зона)	Ю	24,41x4	43,49	0,2	58	1,1	525		
	НС(верхняя зона)	Ю	24,41x2	48,82	0,2	60,8	1,1	618		
	Окно	С	4,8x3,6	51,84	1,7	58	1,1	5512	3 окна	
	Окно	Ю	4,8x3,6	51,84	1,7	58	1,05	5262	3 окна	
	Дверь	Ю	1,1x2,1	2,31	0,6	58	1,05	56		
	Дверь	3	3,0x2,1	6,3	0,6	58	1,1	161		
	Пол	-			123	0,5	58	1	3397	Зона1
		-			107	0,2	58	1	1443	Зона2
		-			188	0,1	58	1	1268	Зона3
-				102,6	0,1	58	1	419	Зона4	
Потолок	-	24x18	432	0,3	60,8	1	8755			
ΣQ=									29761	
102 произв-одстве-нное	15 647	НС(нижняя зона)	С	36x4	40,32	0,2	58	1,2	531	
		НС(верхняя зона)	С	36x2	72	0,2	60,8	1,2	993	
		НС(нижняя зона)	Ю	36x4	62,28	0,2	58	1,1	751	
		НС(верхняя зона)	Ю	36x2	72	0,2	60,8	1,1	911	
		Окно	С	4,8x3,6	103,68	1,7	58	1,1	11025	6 окон
		Окно	Ю	4,8x3,6	69,12	1,7	58	1,1	7350	4 окна

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
102	15	Дверь	Ю	3,0x2,1	12,6	0,6	58	1,05	307	2 двери
		Пол			169,6	0,5	58	1	4684	Зона1
					216,2 4	0,2	58	1	2917	Зона2
					144	0,1	58	1	971	Зона3
					217	0,1	58	1	886	Зона4
		Потолок		36x18	647	0,3	60 ,8	1	13118	
ΣQ= 44444										
103	15	НС(нижняя зона)	С	3,2x4	11,43 2	0,2	58	1,2	150	
		НС(верхняя зона)	С	3,2x2	6,4	0,2	60 ,8	1,2	88	
		Окно	С	1,2x1,14	1,368	1,7	58	1,1	145	
		Пол			5,44	0,5	58	1	150	Зона1
					5,44	0,2	58	1	73	Зона2
					5,44	0,1	58	1	37	Зона3
					0	0,1	58	1	0	Зона4
Потолок		3,2x6	19,2	0,3	60 ,8	1	389			
ΣQ= 1034										
104	15	НС(верхняя зона)	С	3,2x4	7,5	0,2	58	1,2	99	
		НС(нижняя зона)	С	3,2x2	6,4	0,2	60 ,8	1,2	88	
		Дверь	С	1x2,1	2,1	0,6	58	1,1	54	
		Пол			5,44	0,5	58	1	150	Зона1
					5,44	0,2	58	1	73	Зона2
					5,44	0,1	58	1	37	Зона3
					0	0,1	58	1	0	Зона4
Потолок		3,2x6	19,2	0,3	60 ,8	1	389			
ΣQ= 890										
105	15	НС(нижняя зона)	Ю	6,0x4	6	0,2	58	1,1	72	
		НС(верхняя зона)	Ю	6,0x2	12	0,2	60 ,8	1,1	152	
		Окно	Ю	5,0x3,6	18	1,7	58	1,1	1914	
		Пол			11,2	0,5	58	1	309	Зона1
					11,2	0,2	58	1	151	Зона2
			11,2	0,1	58	1	76	Зона3		

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
105 теплов ой узел	15 54,2				19,78	0,1	58	1	81	Зона4		
		Потолок		5,7x9,5	54,15	0,3	60, 8	1	1097			
		ΣQ= 3852										
106 Медиц инская комнат а	18	НС	С	6,25x3	17,45 04	0,2	61	1,2	242			
		НС	В	3,4x3	10,2	0,2	61	1,1	129			
	19,4	Окно	В	1,14x1,1 4	1,299 6	1,7	61	1,1	145			
					Пол		6,8	0,5	61	1	198	Зона1
							9,14	0,2	61	1	130	Зона2
							3,5	0,1	61	1	25	Зона3
				0	0,1	61	1	0	Зона4			
ΣQ= 868												
107 Лабора тория	18	НС	В	5,0x3	12,40 08	0,2	61	1,1	157			
		18,5	Окно	В	1,14*1,1 4	2,599 2	0,2	61	1,1	33	2 окна	
	Пол						9,96	0,5	61	1	289	Зона1
							9,96	0,2	61	1	141	Зона2
							9,96	0,1	61	1	71	Зона3
			0	0,1	61	1	0	Зона4				
	ΣQ= 692											
108 коридо р вестиб юль	18	НС	С	1,6x3	2,889	0,2	61	1,2	40			
		51,8	НС	Ю	51,4x3	12,82 08	0,2	61	1,1	163		
	НС		В	6,6x3	17,04 9	0,2	61	1,1	216			
	Окно		Ю	1,14x1,1 4	2,599 2	1,7	61	1,1	291	2 окна		
	Дверь		С	0,9x2,1	1,911	0,6	61	1,1	51			
	Дверь		В	1,31x2,1	2,751	0,6	61	1,1	74			
	Пол				16,9	0,5	61	1	491	Зона1		
					9,7	0,2	61	1	138	Зона2		
					7,55	0,1	61	1	54	Зона3		
				0,4	0,1	61	1	2	Зона4			
ΣQ= 1519												
109	16	НС	Ю	6,6x9,6	63,36	0,2	59	1,1	778			
		Окно	Ю	1,14x1,1 4	2,599 2	1,7	59	1,1	281			
		Пол			10,2	0,5	59	1	287	Зона1		
			5,4	0,2	59	1	74	Зона2				

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Лестничная клетка	14,9				0	0,1	59	1	0	Зона3	
					0	0,1	59	1	0	Зона4	
		Потолок			14,85	0,3	59	1	292		
		$\Sigma Q = 1712$									
110 Комната мастера	20	НС	С	6,2x3	18,6	0,2	63	1,2	266		
	14,5	НС	В	3,05x3	7,850 4	0,2	63	1,1	103		
		Окно	В	1,14x1,1 4	1,299 6	1,7	63	1,1	150		
		Пол				12,6	0,5	63	1	378	Зона1
						2	0,2	63	1	29	Зона2
						0	0,1	63	1	0	Зона3
						0	0,1	63	1	0	Зона4
$\Sigma Q = 926$											
207 мужской гардероб	18	НС	С	8,7x3	20,90 16	0,2	61	1,2	289		
	15,6	Окно	С	1,14x1,1 4	5,198 4	1,7	61	1,1	581	4 окна	
		$\Sigma Q = 871$									
208 крастный уголок	17	НС	С	6,5x3	18,20 04	0,2	60	1,2	248		
	27,7	НС	В	5,1x3	12,70 08	0,2	60	1,1	159		
		Окно	С	1,14x1,1 4	1,299 6	1,7	60	1,1	143		
		Окно	В	1,14x1,1 4	2,599 2	1,7	60	1,1	286	2 окна	
		$\Sigma Q = 835$									
210	15	НС	С	3,1x3	8,000 4	0,2	58	1,2	105		
Венткамера	14,9	Окно	С	1,14x1,1 4	1,299 6	1,7	58	1,1	138		
		$\Sigma Q = 244$									
211 коридор	16	НС	З	1,6x3	2,49	0,2	59	1,2	33		
	17,8	Дверь	З	1,1x2,1	2,31	0,6	59	1,1	60		
		$\Sigma Q = 93$									
301	20	НС	С	11,75x3	30,05 16	0,2	63	1,2	430		

Окончание таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
душевая с поддушевой	50	НС	3	6,25x3	18,75	0,2	63	1,2	268	
		Окно	С	1,14x1,14	5,1984	1,7	63	1,1	144	4 окна
		Потолок			49,95	0,3	63	1	1049	
		$\Sigma Q = 1891$								
308 Комната отдыха	20 27,7	НС	С	6,5x3	18,2004	0,2	63	1,2	260	
		НС	В	5,1x3	12,7008	0,2	63	1,2	182	
		Окно	С	1,14x1,14	1,2996	1,7	63	1,1	150	
		Окно	В	1,14x1,14	2,5992	1,7	63	1,1	300	2 окна
		Потолок			27,7	0,3	63	1	582	
		$\Sigma Q = 1474$								
310 коридор	16 17,8	НС	3	1,6x3	2,49	0,2	59	1,2	33	
		Дверь	3	1,1x2,1	2,31	0,6	59	1,1	60	
		Потолок			17,8	0,3	59	1	350	
		$\Sigma Q = 443$								

Теплопотери помещением цеха в переходные условия $Q_p^{m.n}$, Вт определяются по формуле:

$$Q_{n.y}^{m.n} = Q_p^{m.n} \cdot \frac{t_p - 8}{t_p - t_n}, \quad (2.3)$$

где $Q_p^{m.n}$ – потери теплоты помещением цеха при расчетной температуре наружного воздуха в холодный период года t_n , Вт;

Потери теплоты при температуре воздуха в помещении цеха $Q_{+5}^{m.n}$, Вт $t_p = 5$ °С, обеспечиваемой работой системы дежурного отопления, определяются по формуле:

$$Q_{+5}^{m.n} = Q_p^{m.n} \cdot \frac{5 - t_n}{t_p - t_n}, \quad (2.4)$$

5 Расчет теплоступлений в помещении

5.1 Расчет теплоступлений от людей

Теплота, поступающая в помещение, называется теплоступлениями. Источниками теплоступлений являются люди, освещение, электродвигатели, нагретое технологическое оборудование, остывающие материалы, солнечная радиация. Кроме того, в помещении существуют тепловые потери через ограждающие конструкции, потери теплоты на нагрев наружного воздуха, врывающегося через открытые проемы, теплотери на нагрев транспортных средств и материалов, ввезенных с улицы. Избыточная теплота – остаточное количество явной теплоты за вычетом теплотери, поступающее в помещение при расчетных параметрах наружного воздуха после осуществления всех технологических мероприятий по их уменьшению.

Согласно [4] теплоступления от людей $Q_{\text{люд}}$, Вт определяется по формуле:

$$Q_{\text{люд}} = \sum_{i=1}^n n_i \cdot q_{\text{чел}_i} \cdot k_i, \quad (3.1)$$

где n – расчетное количество человек в помещении, $n = 32$;

$q_{\text{чел}}$ – количество теплоты, выделяемое одним мужчиной при определенной температуре внутреннего воздуха и определенном виде выполняемых им работ, Вт/чел.; в соответствии с [4];

k – коэффициент, учитывающий то, кто находится в расчетном помещении (для мужчин $k = 1$, для женщин $k = 0,85$).

5.2 Расчет теплоступлений от искусственного освещения

Предполагается, что от искусственного освещения теплота поступает в холодный период года и в переходные условия. Теплоступления от искусственного освещения $Q_{\text{осв}}$, Вт рассчитывается по выражению:

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot q_{\text{осв}} \cdot F \cdot \eta_{\text{осв}}, \quad (3.2)$$

где E – нормируемая освещенность помещения цеха, лк, согласно [7];

$q_{\text{осв}}$ – удельное тепловыделение от ламп, Вт/(м²·лк), в соответствии с [7];

F – площадь пола помещения цеха, м²;

$\eta_{\text{осв}}$ – доля теплоты, поступающая в помещение цеха, согласно [7] для зданий промышленного назначения $\eta_{\text{осв}} = 1$.

5.3 Расчет поступлений теплоты за счет солнечной радиации

Рассчитывается поступление теплоты за счет солнечной радиации через заполнения световых проемов только в теплый период года. Количество теплоты, поступающее в помещение цеха каждый час расчетных суток через заполнения световых проемов Q_{II} , Вт рассчитывается по выражению:

$$Q_{II} = Q_{III} + Q_{III} = (q_{III} + q_{III}) \cdot F_{II}, \quad (3.3)$$

где Q_{III} – количество теплоты, поступающее в помещение через заполнения световых проемов площадью F_{II} за счет радиации, Вт;

Q_{III} – количество теплоты, поступающее в помещение через заполнения световых проемов площадью F_{II} за счет теплопередачи, Вт;

q_{III} – удельные теплопоступления от солнечной радиации через горизонтальные, вертикальные и наклонные поверхности окон, Вт/м²;

q_{III} – удельные теплопоступления за счет теплопередачи через горизонтальные, вертикальные и наклонные поверхности окон, Вт/м²;

F_{II} – площадь заполнения световых проемов, м².

Удельные теплопоступления от солнечной радиации через горизонтальные, вертикальные и наклонные поверхности окон q_{III} , Вт находится по формуле:

$$q_{III} = (q_n^e \cdot k_{инс} + q_p^e \cdot k_{обл}) \cdot k_{омн} \cdot \tau_2, \quad (3.4)$$

где q_n^e и q_p^e – количество теплоты от солнечной радиации соответственно прямой и рассеянной, поступающее в помещение цеха каждый расчетный час через 1 м² одинарного стекла, Вт/м²; согласно [4]

$k_{омн}$ – коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнения светового проема, отличного от одинарного, в соответствии с [4];

τ_2 – коэффициент, учитывающий затенение светового проема переплетами, согласно [4, табл. 2.5];

$k_{инс}$ – коэффициент инсоляции, определяемый по следующей формуле:

$$k_{инс} = \left(1 - \frac{L_2 \cdot ctg \beta - a}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{L_6 \cdot tg A_{c.o} - c}{B}\right), \quad (3.5)$$

где H – высота светового проема, м;

B – ширина светового проема, м;

a, c – расстояние соответственно от горизонтального и вертикального элементов затенения до откоса светового проема, м;

L_z, L_g – размеры соответственно горизонтальных и вертикальных выступающих элементов затенения, м;

β – угол (для горизонтальных затеняющих устройств) между вертикальной плоскостью остекления и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную рассматриваемой плоскости остекления, град.

Угол β , град. находится по следующему выражению:

$$\beta = \arctg \cdot (ctgh \cdot \cos A_{c.o}), \quad (3.6)$$

где h – высота стояния солнца, град., согласно [4] град.;

A_c – азимут солнца, град., в соответствии с [4] град.;

$A_{c.o}$ – солнечный азимут остекления, град.; согласно [4] град.

k_{obl} – коэффициент облучения, определяемый в соответствии с [4] в зависимости от углов β_1 , град. и γ_1 , град.:

$$\beta_1 = \arctg \frac{L_z}{H + a}, \quad (3.7)$$

$$\gamma_1 = \arctg \frac{L_g}{B + c}, \quad (3.8)$$

Поскольку вся теплота, поступившая через заполнения световых проемов, проникает в помещение цеха, то часть ее аккумулируется внутренними ограждающими конструкциями помещения.

С учетом изложенного выше, расчетное количество теплоты, поступающее в помещение через заполнение световых проемов за счет солнечной радиации $Q_{III}^{расч}$, Вт находится по следующему выражению:

$$Q_{III}^{расч} = Q_{III} \cdot \frac{1,5 \cdot F_1 \cdot m_1}{F_1}, \quad (3.9)$$

где F_1 – площадь пола, м², $F_1 = 1008$;

m_1 – коэффициент, учитывающий аккумуляцию теплоты полом, $m_1 = 0,55$.

$$Q_{III} = q_{III} \cdot F_{II}, \quad (3.10)$$

$$q_{III} = \frac{(t_{н.усл} - t_в)}{R_{II}}, \quad (3.11)$$

где $t_в$ – расчетная температура внутреннего воздуха, °С;

R_{II} – сопротивление теплопередаче заполнения световых проемов,

$t_{н.усл}$ – условная температура наружной среды, °С, рассчитывается по следующему выражению:

$$t_{н.усл} = t_{н.ср} + 0,5 \cdot A_{t_n} \cdot \beta_2 + \frac{S_в \cdot k_{инс} + D_в \cdot k_{обл}}{\alpha_n} \cdot \rho_{II} \cdot \tau_2, \quad (3.12)$$

где $t_{н.ср}$ – средняя температура наружного воздуха наиболее жаркого месяца,

A_{t_n} – суточная амплитуда температуры наружного воздуха, °С, в соответствии с [2];

β_2 – коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха, согласно [4];

$S_в$, $D_в$ – количество теплоты соответственно прямой и рассеянной радиации, поступающей на вертикальную поверхность, Вт/м²; в соответствии с [4];

ρ_{II} – приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации заполнением световых проемов, согласно [4];

α_n – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения, Вт/(м²·°С), определяемый по формуле в зависимости от скорости ветра:

$$\alpha_n = 5,8 + 11,6 \cdot \sqrt{v_n}, \quad (3.13)$$

5.4 Расчет поступлений теплоты через покрытие

Количество теплоты, поступающее в помещение цеха через 1 м² покрытия q_{Icp} , Вт/м определяется по выражению:

$$q_{Icp} + \Delta q_I = k_{покр} \cdot \left(t_{н.ср} + \frac{\rho_{покр} \cdot q_{ср}^2}{\alpha_n^2} - t_в^{покр} \right) + \frac{\alpha_в \cdot \beta_{II}}{v_{покр}} \cdot \left(0,5 \cdot A_{t_n} \cdot \beta_2 + \frac{\rho_{покр} \cdot A_{q_2}}{\alpha_n} \right) \quad (3.14)$$

где q_{Icp} – среднее за сутки количество теплоты, поступающее на горизонтальную поверхность покрытия, Вт/м²;

Δq_I – изменяющаяся в течение суток часть теплоступлений, Вт/м²;

$k_{\text{покр}} = \frac{1}{R_m^{\text{покр}}}$ – коэффициент теплопередачи покрытия, Вт/(м²·°С);

$R_m^{\text{покр}}$ – сопротивление теплопередаче покрытия, (м²·°С)/Вт,;

$\rho_{\text{покр}}$ – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью покрытия,;

$q_{\text{ср}}^{\text{с}}$ – среднее суточное количество суммарной (прямой и рассеянной) теплоты, поступающей на поверхность покрытия, Вт/м², принимаемое в соответствии с [4];

$\alpha_n^{\text{с}}$ – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности покрытия, Вт/(м²·°С), рассчитываемый по формуле в зависимости от скорости ветра:

$$\alpha_n^{\text{с}} = 8,7 + 2,6 \cdot \sqrt{v_n}, \quad (3.15)$$

β_{II} – коэффициент, учитывающий наличие в конструкции покрытия воздушной прослойки (при отсутствии воздушной прослойки $\beta_{II} = 1$, при ее наличии $\beta_{II} = 0,6$);

$t_6^{\text{покр}}$ – температура воздуха под покрытием помещения цеха, °С;

$V_{\text{покр}}$ – значение затухания колебаний температуры наружного воздуха в конструкции покрытия;

β_2 – коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха, согласно [4];

A_{q_2} – количество теплоты, равное разности суммарной солнечной радиации в каждый час (с учетом периода запаздывания температурных колебаний) и средней за сутки суммарной солнечной радиации, Вт/м², и находящееся по выражению:

$$A_{q_2} = (S_2 + D_2) - q_{\text{ср}}^{\text{с}}. \quad (3.16)$$

Значение затухания колебаний температуры наружного воздуха в конструкции покрытия определяется по формуле:

$$V_{\text{покр}} = e^{\frac{D}{\sqrt{2}}} \cdot \frac{(S_1 + \alpha_6) \cdot (S_2 + Y_1) \cdot (S_3 + Y_2) \cdot \dots \cdot (\alpha_n + Y_n)}{(S_1 + Y_1) \cdot (S_2 + Y_2) \cdot \dots \cdot (S_n + Y_n) \cdot \alpha_n}, \quad (3.17)$$

где S_1, S_2, \dots, S_n – коэффициент теплоусвоения материала отдельных слоев покрытия, Вт/(м²·°С);

Y_1, Y_2, \dots, Y_n – коэффициент теплоусвоения отдельных слоев покрытия, Вт/(м²·°С);

α_e – коэффициент теплопередачи внутренней поверхности покрытия, Вт/(м²·°С);

α_n – коэффициент теплопередачи наружной поверхности покрытия, Вт/(м²·°С),

Коэффициент теплоусвоения 1 слоя покрытия (рассматривая последовательно изнутри наружу) рассчитывается по выражению:

$$Y_1 = \frac{R_1 \cdot S_1^2 + \alpha_e}{1 + R_1 \cdot \alpha_e}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)} \quad (3.18)$$

где R_1 – термическое сопротивление 1 слоя покрытия, (м²·°С)/Вт, определяемое по форм. 1.4.

Коэффициент теплоусвоения i -го слоя покрытия Y_i , Вт/(м²·°С) находится по формуле:

$$Y_i = \frac{R_i \cdot S_i^2 + Y_{i-1}}{1 + R_i \cdot Y_{i-1}}, \quad (3.19)$$

где Y_{i-1} – коэффициент теплоусвоения ($i-1$) слоя покрытия, Вт/(м²·°С).

Количество теплоты, поступающее в помещение цеха через всю площадь покрытия Q_I , Вт рассчитывается по формуле:

$$Q_I = (q_{Icp} + \Delta q_I) \cdot F_I, \quad (3.20)$$

где F_I – площадь поверхности покрытия, м², $F_I = 1008$.

5.5 Расчет тепlopоступлений от электродвигателей технологического оборудования

В современном производстве практически все станки и механизмы приводятся в движение электродвигателями. Расходуемая станками механическая энергия, вследствие трения частей механизмов, трения обрабатываемых материалов переходит в теплоту.

Тепlopоступления от электродвигателей, установленных в помещении цеха, и приводимого ими в действие оборудования при значении коэффициента полноты загрузки $k_n = 1$ $Q_{ог}$, Вт определяются по выражению:

$$Q_{\text{об}} = 1000 \cdot N_y \cdot (1 - \eta + k_m \cdot \eta) \cdot k_c, \quad (3.21)$$

где N_y – установочная мощность электродвигателей, кВт;

η – КПД электродвигателя; 1) при установочной мощности двигателя 0,5...3 кВт $\eta = 0,7...0,8$; 2) при установочной мощности двигателя 3,1...10 кВт $\eta = 0,82...0,85$;

k_m – коэффициент перехода теплоты в помещение: 1) для металлорежущих станков без охлаждения эмульсией режущего инструмента $k_m = 1$; 2) то же с охлаждением $k_m = 0,9$;

k_c – коэффициент спроса на электроэнергию: 1) для металлорежущих станков $k_c = 0,2$; 2) для сварочного и деревообрабатывающего производств $k_c = 0,5$

Все расчеты по теплоступлениям в помещения выполнен на ПЭВМ и представлен в таблице 5 ниже:

Таблица 5 – результаты расчетов по тепlopоступлениям

№, назначение помещения	Тепlopоступления от людей				Освещение					Электродвигатели				
	Количество людей n, чел.	qя, Вт	кл	Qлю д, Вт	Е, Лк	F, м2	qосв, м2	ηосв	Qосв, Вт	Nу, кВт	η	km	kc	Qдв, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
101 производственное	8	135	1	1080	200	432	0,067	0,4	2315,52	10,2	0,85	1	0,5	5100
102 производственное	24	135	1	3240	200	647,28	0,067	0,4	3469,421	101	0,85	1	0,5	50500
103 инструментальная	2	135	1	270	200	19,2	0,067	0,4	102,912	-	-	-	-	-
104 узел управления	2	135	1	270	200	19,2	0,067	0,4	102,912	-	-	-	-	-
105 тепловой узел	0	135	1	0	200	54,15	0,067	0,4	290,244	-	-	-	-	-
106 Медицинская комната	2	135	1	270	500	19,448	0,08	0,4	311,168	-	-	-	-	-
107 Лаборатория	3	135	1	405	500	19,448	0,08	0,4	311,168	-	-	-	-	-
108 коридор вестибюль	0	135	1	0	75	51,82	0,08	0,4	124,368	-	-	-	-	-
109 Лестничная клетка	0	135	1	0	300	14,85	0,08	0,4	142,56	-	-	-	-	-
110 Комната мастера	1	135	1	135	500	14,5	0,08	0,4	232	-	-	-	-	-
207 мужской гардероб	1	135	1	135	300	15,6	0,08	0,4	149,76	-	-	-	-	-
208 крастный уголок	8	135	1	1080	500	27,7	0,08	0,4	443,2	-	-	-	-	-
210 Венткамера	0	135	1	0	75	14,9	0,08	0,4	35,76	-	-	-	-	-

Окончание таблицы 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
211 коридор	0	135	1	0	75	17,8	0,08	0,4	42,72	-	-	-	-	-
301 душевая с поддушевой	4	135	1	540	75	49,95	0,08	0,4	119,88	-	-	-	-	-
308 Комната отдыха	5	135	1	675	75	27,7	0,08	0,4	66,48	-	-	-	-	-
310 коридор	0	135	1	0	500	17,8	0,08	0,4	284,8	-	-	-	-	-

Учитывая то что конструкция окон в помещении одинакова при разной площади то теплопоступления рассчитанные по вышеописанной методике сведены в следующую таблицу:

Таблица 6 – удельное теплопоступление

Наименование	Ориентация	Удельное теплопоступление	Ед. изм.
Окно	С	70	Вт/м2
	Ю	320	Вт/м2
	В	485	Вт/м2
	З	485	Вт/м2
Покрытие	-	20	Вт/м2

Определенные выше теплопоступления в помещение цеха приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Общий баланс теплопоступлений в помещение цеха

Расчет количества вредностей в помещении						
№	Наименование вредности	Обозначение	Ед.изм.	Значения величин		
				теплый период	переходные условия	холодный период
1	Избыточная теплота	$\Sigma Q_{и}$	Вт	116371	65710	65710
1,1	Теплопоступления от людей	$Q_{люд}$	Вт	2048	4320	4320
1,2	Теплопоступления от иск. Освещения	$Q_{осв}$	Вт	0	5790	5790
1,3	Теплопоступления от оборудования	$Q_{об}$	Вт	55600	55600	55600
1,4	Теплопоступления через остекление	$Q_{ост}$	Вт	49000	0	0
1,5	Теплопоступления через покрытия	$Q_{пок}$	Вт	9723	0	0
2	Избыточная влага	М	г/ч	6208	3520	3520
3	Углекислый газ	m_{CO_2}	г/ч	1920	1920	1920

5.6 Составление теплового баланса и выбор системы отопления

Система дежурного отопления предназначена для поддержания в цехах промышленных зданий в нерабочее время (ночное время, выходные, праздничные дни и т.д.) температуры 5 °С. В рабочее время система дежурного отопления как правило отключается. Иногда система дежурного отопления проектируется для круглосуточного поддержания в цехе температуры 5 °С. Недостающее количество

теплоты в рабочее время компенсируется за счет теплопоступлений или перегрева подаваемого приточного воздуха.

Тепловой баланс составляется на основе расчетов теплопоступлений и теплопотерь во все периоды года. Тепловой баланс помещения цеха ремонта автомобилей представлен в таблице 8.

Таблица 8 – Тепловой баланс помещения цеха

Таблица теплового баланса					
Период года	Общие потери теплоты	Потери теплоты при $t_{в}=+5^{\circ}\text{C}$ (Дежурное отопление)	Суммарные теплопоступления	Избытки(+) или недостатки(-) теплоты с учетом работы дежурного отопления	Избытки(+) или недостатки(-) теплоты без учета работы дежурного отопления
Холодный	74200	61410	65710	52920	-8490
Переходные условия	8020	0	65710	0	57690
Теплый	0	0	116370	0	116370
Вывод:	В данном цехе для холодного периода года следует применить систему дежурного отопления, которая будет работать как в нерабочее, так и в рабочее время. Избыток теплоты в рабочее время в размере 52920 Вт будет компенсироваться подачей приточного воздуха с температурой ниже температуры в рабочей зоне цеха.				

5.7 Воздушно-отопительные агрегаты

С экономической точки зрения, целесообразно применять бесканальное воздушное отопление с помощью воздушно-отопительных агрегатов, которые представляют собой блоки калориферов с вентиляторами (чаще всего осевыми). Воздух из помещения засасывается вентилятором, продувается через калорифер и далее уже нагретый поступает снова в помещение. В зависимости от назначения такие агрегаты изготавливают двух типов:

1) для работы при полной рециркуляции воздуха помещений (отопительные)

2) для работы на рециркуляционном воздухе с большим процентом подмешивания наружного воздуха (воздушно-отопительные).

Воздушно-отопительные агрегаты небольших размеров и массы устанавливаются на кронштейнах, которые крепятся к колоннам (стенам) или подвешиваются к потолку на специальных подвесах. Первые агрегаты называются напольными, вторые – подвесными. Применение воздушно-отопительных агрегатов упрощает и удешевляет монтаж системы воздушного отопления, но вместе с тем они являются источником значительного шума в цехах

промышленных зданий. Однако данный недостаток нивелируется тем, что система воздушного отопления с применением воздушно-отопительных агрегатов будет включаться в работу лишь в нерабочее время суток для поддержания температуры внутреннего воздуха на уровне 5 °С в

Общее число агрегатов, необходимое для дежурного отопления цеха, рассчитывается по формуле:

$$N_{agr} = \frac{k \cdot Q_{m.n}}{0,28 \cdot Q_{agr}}, \quad (4.1)$$

где k – коэффициент, зависящий от зоны забора воздуха (при заборе воздуха из рабочей зоны он равен 1,1, из верхней – 1,3);

$Q_{m.n}$ – теплопотери помещения, кВт;

Q_{agr} – теплопроизводительность агрегата, тыс. кДж/ч, определяемая по [7].

$$N_{agr} = \frac{1,3 \cdot 45,75}{0,28 \cdot 126} = 1,7.$$

К установке принимается два воздушно-отопительных агрегата марки АПВС50-30 теплопроизводительностью (мощностью) 126 тыс. кДж/ч и производительностью по воздуху 4030 кг/ч каждый.

5.8 Расчет поверхности нагревательных приборов системы отопления

Для расчета поверхности нагревательных приборов в системы отопления принимаются, чугунные радиаторы типа МС140-108, располагаемые открыто под заполнениями световых проемов (окнами) здания цеха. Согласно заданию на проектирование, теплоноситель – перегретая вода с параметрами 140-70 °С. Система дежурного отопления поддерживает в нерабочее время в помещении цеха 5 °С. Нагревательные приборы подключаются по схеме “сверху-вниз”. При расчете поверхности нагревательных приборов системы отопления теплоотдача от магистральных трубопроводов, стояков и подводок к нагревательным приборам не учитывается.

Номинальный требуемый тепловой поток от отопительного прибора в помещение цеха $Q_{н.м}$, Вт рассчитывается по выражению:

$$Q_{н.м} = \frac{Q_{np}}{\phi_k}, \quad (5.1)$$

где ϕ_k – комплексный коэффициент приведения номинального требуемого теплового потока от отопительного прибора в помещение к расчетным условиям, определяемый по формуле:

$$\phi_{\kappa} = \left(\frac{\Delta t_{cp}}{70} \right)^{1+n} \cdot \left(\frac{G_{np}}{360} \right)^p \cdot b \cdot \psi \cdot c; \quad (5.2)$$

Q_{np} – необходимый тепловой поток от отопительных приборов в помещение, Вт, находящийся по выражению:

$$Q_{np} = \frac{Q_{m.n}}{m}; \quad (5.3)$$

Δt_{cp} – средняя расчетная разность температур первичного и вторичного теплоносителей, °С, рассчитываемая по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_2 + t_o}{2} - t_g; \quad (5.4)$$

t_2 , t_o – температура соответственно в подающей и обратной магистралях тепловой сети, °С;

G_{np} – расход воды в отопительном приборе, кг/ч, определяемый по выражению:

$$G_{np} = \frac{3,6 \cdot Q_{np}}{c \cdot (t_2 - t_o)}; \quad (5.5)$$

c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С), $c = 4,187$ кДж/(кг·°С);

b – коэффициент учета атмосферного давления для отопительных приборов, согласно [6] $b = 1$);

ψ – коэффициент учета направления движения теплоносителя воды в приборе, находящийся по формуле:

$$\psi = 1 - a \cdot (t_2 - t_o); \quad (5.6)$$

a , n , p , c – экспериментальные числовые показатели, в соответствии с [6, табл. 9.2] $a = 0,006$, $n = 0,3$, $p = 0,02$, $c = 1,039$;

$Q_{m.n}$ – потери теплоты при температуре воздуха в здании цеха $t_g = 5$ °С, обеспечиваемой работой системы дежурного отопления, Вт;

m – число мест установки отопительных приборов.

$$Q_{np} = \frac{45750}{14} = 3267,857 \text{ Вт.}$$

$$G_{np} = \frac{3,6 \cdot 3267,857}{4,187 \cdot (140 - 70)} = 40,139 \text{ кг/ч.}$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{140 + 70}{2} - 5 = 100 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\psi = 1 - 0,006 \cdot (140 - 70) = 0,58.$$

$$\phi_k = \left(\frac{100}{70}\right)^{1+0,3} \cdot \left(\frac{40,139}{360}\right)^{0,02} \cdot 1 \cdot 0,58 \cdot 1,039 = 0,917.$$

$$Q_{н.м} = \frac{3267,857}{0,917} = 3563,705 \text{ Вт.}$$

Минимально допустимое число секций отопительного прибора N_{\min} , шт рассчитывается по выражению:

$$N_{\min} = \frac{Q_{н.м} \cdot \beta_4}{q_{н.м} \cdot \beta_3}, \quad (5.7)$$

где $q_{н.м}$ – номинальный требуемый тепловой поток от одной секции радиатора типа МС140-108, Вт, согласно [6] $q_{н.м} = 185$;

β_4 – коэффициент учета способа установки нагревательного прибора, в соответствии с [6] $\beta_4 = 1$;

β_3 – коэффициент учета числа секций в нагревательном приборе, согласно [6] $\beta_3 = 0,96$.

$$N = \frac{3563,705 \cdot 1}{185 \cdot 0,96} = 21 \text{ шт.}$$

6 Выбор и расчет систем местной вентиляции

Выбор и расчет систем местной вентиляции зависит от выбора защитно-обеспыливающие кожухов, которые устанавливаются над заточными, обдирочно-шлифовальными и полировальными станками.

Расход воздуха, удаляемого местными отсосами от таких станков $L, \text{м}^3/\text{ч}$ определяется по формуле:

$$L = a \cdot d_{кр}, \quad (6.1)$$

где a – удельная величина отсоса воздуха, $\text{м}^3/(\text{мм} \cdot \text{ч})$: 1) для заточных и шлифовальных станков с абразивным кругом $a = 2 \text{ м}^3/(\text{мм} \cdot \text{ч})$; 2) для полировальных станков с войлочным кругом $a = 4 \text{ м}^3/(\text{мм} \cdot \text{ч})$; 3) для полировальных станков с матерчатым кругом $a = 6 \text{ м}^3/(\text{мм} \cdot \text{ч})$;

$d_{кр}$ – диаметр круга, мм.

Расход воздуха, удаляемого местным отсосом от одного плоскошлифовального станка, будет равен:

$$L = 2 \cdot 250 = 500 \text{ (м}^3/\text{ч)}.$$

Расход воздуха, удаляемого местными отсосами от четырех (4) плоскошлифовальных станков, составит:

$$L_{\text{м.о}}^1 = 4 \cdot 500 = 2000 \text{ (м}^3/\text{ч)}.$$

Расход воздуха, отсасываемого от укрытия при наличии в нем источника тепловыделений, находится по выражению:

$$L = 120 \cdot \sqrt[3]{h \cdot Q \cdot F^2}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (6.2)$$

где h – высота рабочего проема, м;

F – площадь рабочего проема, м^2 ;

Q – тепловыделения в укрытии, идущие на нагревание воздуха в нем, Вт, принимаемые равными 50...70% от полной теплопроизводительности источника.

Расход воздуха, удаляемого из укрытия одной мойки деталей, будет равен:

$$L = 120 \cdot \sqrt[3]{0,5 \cdot 30000 \cdot 0,4^2} = 1606,639 \approx 1610 \text{ (м}^3/\text{ч)}.$$

Расход воздуха, отсасываемого из укрытия трех (3) моек деталей, составит:

$$L_{м.о}^2 = 3 \cdot 1610 = 4830 \text{ (м}^3\text{/ч)}.$$

Суммарная производительность двух систем местных отсосов равняется:

$$L_{м.о} = L_{м.о}^1 + L_{м.о}^2 = 2000 + 4830 = 6830 \text{ (м}^3\text{/ч)}.$$

7 Расчет воздухообменов для помещения цеха

После расчета теплопотерь и теплопоступлений, составления теплового баланса и выбора системы отопления, определения количества влаги, вредных и взрывоопасных газов, поступающих в рабочую зону, определения производительности местных отсосов, а так же выбора схемы организации воздухообмена, определяется расход воздуха для вентиляции помещений промышленных зданий.

Расход приточного воздуха рассчитывается для теплого, холодного периодов года и переходных условий для ассимиляции избыточной теплоты $L_{м.о}$, м³/ч по формуле:

$$L_{np} = L_{м.о} + \frac{3,6 \cdot \sum Q_{изб} - c \cdot \rho \cdot L_{м.о} \cdot (t_{в} - t_{np})}{c \cdot \rho \cdot (t_{yx} - t_{np})}, \quad (7.1)$$

где $L_{м.о}$ – расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов и на технологические нужды, м³/ч;

$\sum Q_{изб}$ – избыточный поток явной теплоты в помещение, Вт;

c – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С), $c = 1,005$;

ρ – плотность воздуха, кг/м³, $\rho = 1,2$;

t_{yx} – температура воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, °С;

t_{np} – температура приточного воздуха, °С;

$t_{в}$ – температура внутреннего воздуха, °С.

Тепловой баланс помещения цеха можно записать следующим образом:

$$Q_{np} + 3,6 \cdot \sum Q_{изб} = Q_{м.о} + Q_{yx}, \quad (7.2)$$

Расписав слагаемые Q_{np} , $Q_{м.о}$ и Q_{yx} , Вт тепловой баланс помещения можно представить иначе:

$$c \cdot \rho \cdot L_{np} \cdot t_{np} + 3,6 \cdot \sum Q_{изб} = c \cdot \rho \cdot L_{м.о} \cdot t_{в} + c \cdot \rho \cdot L_{yx} \cdot t_{yx}, \quad (7.3)$$

где Q_{np} – поток теплоты, поступающий в помещение цеха вместе с приточным воздухом, Вт;

$Q_{м.о}$ – поток теплоты, уходящий из помещения цеха вследствие работы систем местных отсосов, Вт;

Q_{yx} – поток теплоты, уходящий из помещения цеха вместе с удаляемым воздухом, Вт.

7.1 Расчет воздухообмена для теплого периода года

Исходные данные для расчета:

- 1) $L_{м.о} = 26780 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- 2) $\sum Q_{изб} = 262540 \text{ Вт}$;
- 3) $t_{yx} = 29,1 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 4) $t_{np} = 21,1 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 5) $t_{\epsilon} = 25,1 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 6) $L_{yx} = L_{np} - L_{м.о}$.

$$L_{np} = 26780 + \frac{3,6 \cdot 262540 - 1,005 \cdot 1,2 \cdot 26780 \cdot (25,1 - 21,1)}{1,005 \cdot 1,2 \cdot (29,1 - 21,1)} = 111360 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$1,005 \cdot 1,2 \cdot 111360 \cdot 21,1 + 3,6 \cdot 262540 = 3778877,4 \text{ Вт}.$$

$$1,005 \cdot 1,2 \cdot 26780 \cdot 25,1 + 1,005 \cdot 1,2 \cdot (111360 - 26780) \cdot 29,1 = 3778947,9 \text{ Вт}.$$

7.2 Расчет воздухообмена для переходных условий

Исходные данные для расчета:

- 1) $L_{м.о} = 26780 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- 2) $\sum Q_{изб} = 230290 \text{ Вт}$;
- 3) $t_{yx} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 4) $t_{np} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 5) $t_{\epsilon} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 6) $L_{yx} = L_{np} - L_{м.о}$.

$$L_{np} = 19580 + \frac{3,6 \cdot 230290 - 1,005 \cdot 1,2 \cdot 26780 \cdot (15 - 9)}{1,005 \cdot 1,2 \cdot (19 - 9)} = 79460 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$1,005 \cdot 1,2 \cdot 79460 \cdot 9 + 3,6 \cdot 230290 = 1691502,8 \text{ Вт}.$$

$$1,005 \cdot 1,2 \cdot 26780 \cdot 15 + 1,005 \cdot 1,2 \cdot (79460 - 26780) \cdot 19 = 1691559,7 \text{ Вт}.$$

7.3 Расчет воздухообмена для холодного периода года

Исходные данные для расчета:

- 1) $L_{м.о} = 26780 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- 2) $\sum Q_{изб} = 179970 \text{ Вт}$;
- 3) $t_{yx} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$4) t_{np} = 9 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$5) t_{\epsilon} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$6) L_{yx} = L_{np} - L_{m.o.}$$

Исходя из формулы (7.1) определяется температура приточного воздуха:

$$t_{np} = \frac{c \cdot \rho \cdot L_{m.o.} \cdot t_{\epsilon} + c \cdot \rho \cdot L_{yx} \cdot t_{yx} - 3,6 \cdot \sum Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot L_{np}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{np} = \frac{1,005 \cdot 1,2 \cdot 26780 \cdot 15 + 1,005 \cdot 1,2 \cdot (79460 - 26780) \cdot 19 - 3,6 \cdot 179970}{1,005 \cdot 1,2 \cdot 79460} = 10,9$$

$^{\circ}\text{C}$.

$$1,005 \cdot 1,2 \cdot 79460 \cdot 10,9 + 3,6 \cdot 179970 = 1692425,5 \text{ Вт.}$$

$$1,005 \cdot 1,2 \cdot 79460 \cdot 15 + 1,005 \cdot 1,2 \cdot (79460 - 26780) \cdot 19 = 1691559,7 \text{ Вт.}$$

8 Краткое описание принятых решений приточно-вытяжной системы вентиляции в цехе

Для безопасного распределения приточно-вытяжной системы вентиляции в цехе, были приняты следующие решения.

Установили улучшенные системы вентиляции, таким образом приточный воздух, пройдя очистку в ячейковом фильтре, нагревается в калориферах и с помощью радиального вентилятора посредством воздуховодов из листовой стали круглого сечения и подается сверху-вниз через приколонные регулируемые воздухораспределители ВПК 2 и ВСП 1. Приточная камера располагается на специальной площадке на отметке +4,5 м. В рабочую зону помещения цеха приточный воздух подается с высоты 3,5 м от уровня пола. Кроме того, запроектированы:

1) система вытяжной общеобменной вентиляции с установкой пяти крышных вентиляторов TOD560-4;

2) две системы местных отсосов, одна из которых обеспечивает работу четырех плоскошлифовальных станков (система аспирации с циклоном), а другая – работу трех моек деталей (система с “факельным” выбросом вредных веществ на высоте 1 м выше конька кровли). Часть приточного воздуха в теплый период года подается неорганизованно в рабочую зону через нижние фрамуги окон.

9 Расчет раздачи приточного воздуха

При расчете раздачи приточного воздуха, должны быть соблюдены следующие условия:

Запроектированы к установке приколонные регулируемые воздухораспределители веерного типа НРВ-2 по шесть пар вдоль цеха с каждой из его сторон и по шесть удвоенных пар посередине цеха.

При входе приточной струи в рабочую зону помещения цеха должны быть выполнены следующие условия:

1) максимальная скорость приточного воздуха на оси струи при входе в рабочую зону помещения цеха не должна превышать $v_n = K \cdot v_{\text{с}} = 1,8 \cdot 0,4 = 0,72$ м/с;

2) максимальная разность температур между температурой воздуха на оси приточной струи и температурой воздуха в рабочей зоне не должна превышать $\Delta t_n = 2$ °С.

Исходные данные для расчета воздухораспределения:

1) расход приточного воздуха на один воздухораспределитель $L_0 = 1450$ м³/ч;

2) расчетная площадь одного $v_0 = \frac{1450}{3600 \cdot 0,056} = 7,2$ воздухораспределителя $A_0 = 0,056$ м²;

3) избыточная температура приточного воздуха $\Delta t_0 = t_{\text{в}} - t_{\text{пр}} = 15 - 9 = 6$ °С;

4) площадь помещения цеха, перпендикулярная потоку воздуха, приходящаяся на один воздухораспределитель (струю) $A_p = 3 \cdot 12 = 36$ м²;

5) скоростной коэффициент воздухораспределителя $m = 2$;

6) температурный коэффициент воздухораспределителя $n = 1,6$;

7) коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя НРВ-2 $\zeta = 3$.

Скорость воздуха на выходе из воздухораспределителя v_0 , м/с находится по формуле:

$$v_0 = \frac{L_0}{3600 \cdot A_0}, \quad (8.1)$$

Путь развития струи x , м рассчитывается по выражению:

$$x = \frac{H}{\sin \alpha}, \quad (8.2)$$

где H – расстояние по вертикали от места выхода воздуха из воздухораспределителя до входа его в рабочую зону помещения цеха, м, $H = 1,5$;

α – угол выпуска струи из воздухораспределителя к горизонту, град., принимаемый равным $\alpha = 10^\circ$.

$$x = \frac{1,5}{\sin 10^\circ} = 8,6 \text{ м.}$$

Коэффициент стеснения определяется по формуле:

$$k_c = k_{con}^T + \frac{0,9 \cdot L_{y\delta}}{m \cdot L_{np}} \cdot \frac{x}{\sqrt{A_p}} \cdot \sqrt{\frac{A_0}{A_p}}, \quad (8.3)$$

где $L_{y\delta}$ – расход воздуха, удаляемого в конце развития струи, м³/ч;

L_{np} – расход воздуха, подаваемого одним воздухораспределителем, м³/ч,

$$L_{y\delta} = L_{np} = 1450;$$

k_{con}^T – коэффициент стеснения для тупиковой схемы развития струи, принимаемый согласно [5] в зависимости от параметров \bar{A} и \bar{x} .

Параметр \bar{A} находится по выражению:

$$\bar{A} = \frac{A_0}{A_p}, \quad (8.4)$$

$$\bar{A} = \frac{0,056}{36} = 0,002\bar{x} = 0,7 \quad .$$

Параметр \bar{x} рассчитывается по формуле:

$$\bar{x} = \frac{x}{m \cdot \sqrt{A_p}}. \quad (8.5)$$

$$\bar{x} = \frac{8,6}{2 \cdot \sqrt{36}} = 0,7.$$

При $\bar{A} = 0,002$ и $k_{con}^T = 1$.

$$k_c = 1 + \frac{0,9 \cdot 1450}{2 \cdot 1450} \cdot \frac{8,6}{\sqrt{36}} \cdot \sqrt{\frac{0,056}{36}} = 1,03.$$

Скорость и избыточная температура воздуха на оси приточной струи при входе ее в рабочую зону расчетного помещения определяются соответственно по выражениям:

$$v_x = \frac{m \cdot v_0 \cdot \sqrt{A_0}}{x} \cdot k_c \cdot k_n \cdot k_g, \text{ м/с} \quad (8.6)$$

$$\Delta t_x = \frac{n \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{A_0}}{x} \cdot \frac{k_g}{k_c \cdot k_n}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.7)$$

где k_n – коэффициент неизотермичности;

k_g – коэффициент взаимодействия;

k_c – коэффициент стеснения.

В соответствии с [5] при наклонной подаче охлажденного воздуха под углом $\alpha = 10^\circ$ к горизонту коэффициент неизотермичности k_n в формулах (8.6) и (8.7) принимается равным 1,18 и 1,02 соответственно.

Согласно тому, что $\frac{x}{l} = \frac{8,6}{3} = 2,9 < 10$, то $k_g = 1$.

В соответствии с тем, что $k_{con}^T = 1 > 0,85$, то $k_c = 1,03$.

$$v_x = \frac{2 \cdot 7,2 \cdot \sqrt{0,056}}{8,6} \cdot 1,03 \cdot 1,18 \cdot 1 = 0,48 \text{ м/с.}$$

$$\Delta t_x = \frac{1,6 \cdot 6 \cdot \sqrt{0,056}}{8,6} \cdot \frac{1}{1,03 \cdot 1,02} = 0,3 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Сравнение полученных значений максимальной скорости на оси струи при входе в рабочую зону помещения цеха v_x и избыточной температуры Δt_x с нормируемыми значениями:

$$v_x = 0,48 < 0,72 \text{ м/с.}$$

$$\Delta t_x = 0,3 < 2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

10 Аэродинамический расчет одной приточной и одной вытяжной механической системы вентиляции

10.1 Аэродинамический расчет приточной механической системы вентиляции

Аэродинамический расчет приточной системы с механическим побуждением сводится к определению диаметров сечения воздуховодов на различных участках вентиляционной сети d , мм, а также потерь давления на этих участках P , Па, при заданном расходе воздуха L , м³/ч, и рекомендуемой скорости v , м/с.

Участок – это отрезок воздуховода, характеризующийся постоянным расходом воздуха. Границами между отдельными участками являются тройники.

При увязке ответвлений расхождение в потерях давления должно быть не более 15 %, если воздух поступает в одно помещение (цех) и не более 10 %, если воздух поступает в разные помещения (цеха).

При проектировании вентиляционных систем следует использовать унифицированные детали воздуховодов, за исключением систем аспирации и пневмотранспорта.

Воздуховоды, по которым транспортируется незапыленный воздух, обычно рассчитываются методом удельных потерь давления на трение P , Па по следующей формуле:

$$P = R \cdot l + Z, \quad (9.1)$$

где P – потери давления на участке воздуховода, Па;

R – удельные потери давления на трение, Па/м;

l – длина участка воздуховода, м;

Z – потери давления в местных сопротивлениях, Па, определяемые по выражению:

$$Z = \sum \zeta \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (9.2)$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода;

ρ – плотность воздуха, кг/м³, $\rho = 1,2$;

v – скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с.

Рекомендуется принимать следующие скорости воздуха в воздуховодах производственных зданий:

1) в магистралях до 12 м/с;

2) в ответвлениях до 6 м/с.

Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции приведен в таблице 9.1

Таблица 9.1 – Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции с механическим побуждением

№ уч.	L, м ³ /ч	l, м	Размеры воздуховода В, мм			v, м/с	R, Па/м	n	K ₁ ·R·l·n, Па	P _д , Па	Σ K ₂ ·ζ	Z, Па	P, Па	ΣP, Па
			a	b	d (d _{экв})									
L=17400 м ³ /ч														
НРВ-2	2900	–	–	–	–	7,2	–	–	–	31,0	3,09	95,9	95,9	95,9
1	2900	10	–	–	450	5,1	0,6	1	6,2	15,4	2,16	33,3	39,5	135,4
2	5800	6	–	–	500	8,2	1,3	1	7,9	40,4	0,23	9,2	17,1	152,5
3	8700	6	–	–	560	9,8	1,6	1	9,6	57,8	0,21	11,9	21,5	174,0
4	11600	6	–	–	630	10,3	1,5	1	9,2	64,1	0,21	13,2	22,4	196,3
5	14500	6	–	–	710	10,2	1,2	1	7,6	62,1	0,22	13,4	21,1	217,4
6	17400	7	–	–	800	9,6	1,0	1	6,9	55,5	1,03	57,1	64,0	281,4
18 STD 5289	17400	–	–	–	–	4,5	–	–	–	12,0	1,24	14,9	14,9	296,3
Увязка ответвлений														
P _{расп 7} = 135,4 Па														
НРВ-2	2900	–	–	–	–	7,2	–	–	–	31,0	3,09	95,9	95,9	95,9
7	2900	4	–	–	400	6,4	1,1	1	4,4	24,7	1,50	37,1	41,5	137,4
Невязка 1,5 %														
P _{расп 8} = 152,5 Па														
НРВ-2	2900	–	–	–	–	7,2	–	–	–	31,0	3,09	95,9	95,9	95,9
8	2900	4	–	–	450	5,1	0,6	1	2,5	15,4	3,47	53,4	55,9	151,8
Невязка 0,4 %														
P _{расп 9} = 174,0 Па														
НРВ-2	2900	–	–	–	–	7,2	–	–	–	31,0	3,09	95,9	95,9	95,9
9	2900	4	–	–	450	5,1	0,6	1	2,5	15,4	4,19	64,5	67,0	162,9
Невязка 6,4 %														
P _{расп 10} = 196,3 Па														
НРВ-2	2900	–	–	–	–	7,2	–	–	–	31,0	3,09	95,9	95,9	95,9
10	2900	4	–	–	450	5,1	0,6	1	2,5	15,4	5,59	86,1	88,6	184,5
Невязка 6,0 %														
P _{расп 11} = 217,4 Па														
НРВ-2	2900	–	–	–	–	7,2	–	–	–	31,0	3,09	95,9	95,9	95,9
11	2900	4	–	–	450	5,1	0,6	1	2,5	15,4	6,84	105,3	107,7	203,7
Невязка 6,3 %														

Примечание – Согласно [5] поправочные коэффициенты на потери давления на трение (K₁) и в местных сопротивлениях (K₂), учитывающие температуру перемещаемого воздуха, приняты равными 1,02 и 1,03 соответственно.

10.1.1 Местные сопротивления на участках расчетного направления

Местные сопротивления на участках расчетного направления определяются следующими параметрами:

Воздухораспределитель НРВ-2 –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 3 = 3,09$$

Участок 1:

1) поворот на 90° в стальном воздуховоде –

$$K_2 \cdot \zeta_1 = 1,03 \cdot 0,3 = 0,31;$$

2) тройник на проход –

$$K_2 \cdot \zeta_2 = 1,03 \cdot 0,4 = 0,41;$$

3) диафрагма (диаметр отверстия 361 мм) –

$$K_2 \cdot \zeta_3 = 1,03 \cdot 1,4 = 1,44;$$

$$K_2 \cdot \sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 = 1,03 \cdot (0,3 + 0,4 + 1,4) = 2,16.$$

Участок 2:

1) тройник на проход –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 0,22 = 0,23.$$

Участок 3:

1) тройник на проход –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 0,2 = 0,21.$$

Участок 4:

1) тройник на проход –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 0,2 = 0,21.$$

Участок 5:

1) тройник на проход –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 0,21 = 0,22.$$

Участок 6:

1) два поворота на 90° в стальном воздуховоде –

$$K_2 \cdot \zeta_1 = 1,03 \cdot 2 \cdot 0,3 = 0,62;$$

2) переход за вентилятором –

$$K_2 \cdot \zeta_2 = 1,03 \cdot 0,1 = 0,10;$$

3) конфузор перед вентилятором –

$$K_2 \cdot \zeta_3 = 1,03 \cdot 0,3 = 0,31;$$

$$K_2 \cdot \sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 = 1,03 \cdot (2 \cdot 0,3 + 0,1 + 0,3) = 1,03.$$

Воздухозаборная решетка STD 5289 (150×580 мм) –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 1,2 = 1,24.$$

10.1.2 Местные сопротивления на ответвлениях от расчетного направления

Расчет местного сопротивления на ответвлениях от расчетного направления приведен ниже:

Участок 7:

1) тройник на ответвление –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 1,46 = 1,50.$$

Участок 8:

1) тройник на ответвление –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 3,37 = 3,47.$$

Участок 9:

1) тройник на ответвление –

$$K_2 \cdot \zeta = 1,03 \cdot 4,07 = 4,19.$$

Участок 10:

1) тройник на ответвление –

$$K_2 \cdot \zeta_1 = 1,03 \cdot 3,43 = 3,53$$

2) диафрагма (диаметр отверстия 346 мм) –

$$K_2 \cdot \zeta_2 = 1,03 \cdot 2 = 2,06;$$

$$K_2 \cdot \sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = 1,03 \cdot (3,43 + 2) = 5,59.$$

Участок 11:

1) тройник на ответвление –

$$K_2 \cdot \zeta_1 = 1,03 \cdot 4,44 = 4,57.$$

2) диафрагма (диаметр отверстия 342 мм) –

$$K_2 \cdot \zeta_2 = 1,03 \cdot 2,2 = 2,27;$$

$$K_2 \cdot \sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = 1,03 \cdot (4,44 + 2,2) = 6,84.$$

10.2 Аэродинамический расчет местной вытяжной механической системы вентиляции

В таблице 9.2 приведен расчет местной вытяжной системы вентиляции с механическим побуждением.

Таблица 9.2 – Аэродинамический расчет местной вытяжной системы вентиляции с механическим побуждением

№ уч.	L, м ³ /ч	l, м	Размеры воздуховодов, мм			v, м/с	R, Па/м	n	R·l·n, Па	P _д , Па	Σζ	Z, Па	P, Па	ΣP, Па
			a	b	d (d _{экв})									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
L=9000 м ³ /ч														
ПРВ	1800	-	-	-	-	3,8	-	-	-	8,9	3	26,6	26,6	26,6
1	1800	5,5	-	-	355	5,1	0,8	1	4,5	15,3	5,81	89,0	93,4	120,0
2	3600	3,5	-	-	355	10,1	2,9	1	10,3	61,2	0,51	31,2	41,5	161,5
3	5400	3,5	-	-	400	11,9	3,5	1	12,1	85,5	0,3	25,6	37,7	199,3
4	7200	3,5	-	-	500	10,2	1,9	1	6,8	62,3	0,3	18,7	25,5	224,7
5	9000	6,5	-	-	560	10,2	1,7	1	10,9	61,8	1,3	80,4	91,2	316,0
6	9000	13,3	-	-	560	10,2	1,7	1	22,2	61,8	1,3	80,4	80,4	396,3
Увязка ответвлений														
P _{расп 7} = 120,0 Па														
ПРВ	1800	-	-	-	-	3,8	-	-	-	8,9	3	26,6	26,6	26,6
7	1800	2	-	-	250	10,2	4,6	1	9,2	62,3	1,42	88,4	97,6	124,3
Невязка 3,5 %														
P _{расп 8} = 161,5 Па														
ПРВ	1800	-	-	-	-	3,8	-	-	-	8,9	3	26,6	26,6	26,6
8	1800	2	-	-	250	10,2	4,6	1	9,2	62,3	2,03	126,4	135,6	162,2
Невязка 0,4 %														
P _{расп 9} = 199,3 Па														

Окончание таблицы 9.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ПРВ	1800	-	-	-	-	3,8	-	-	-	8,9	3	26,6	26,6	26,6
9	1800	2	-	-	355	5,1	0,8	1	1,6	15,3	10,88	166,6	168,2	194,8
	Невязка 2,2 %													
	$P_{расп\ 10} = 224,7 \text{ Па}$													
ПРВ	1800	-	-	-	-	3,8	-	-	-	8,9	3	26,6	26,6	26,6
10	1800	2	-	-	355	5,1	0,8	1	1,6	15,3	11,66	178,5	180,1	206,8
	Невязка 8,0 %													

10.2.1 Местные сопротивления на участках расчетного направления

Определение местных сопротивлений на участках расчетного направления приведено ниже:

Панель равномерного всасывания ПРВ – $\zeta = 3$.

Участок 1:

1) поворот на 90° в стальном воздуховоде – $\zeta_1 = 0,3$;

2) тройник на проход – $\zeta_2 = 1,01$;

3) диафрагма (диаметр отверстия 244 мм) – $\zeta_3 = 4,5$;

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 = 0,3 + 1,01 + 4,5 = 5,81.$$

Участок 2:

1) тройник на проход – $\zeta = 0,51$.

Участок 3:

1) тройник на проход – $\zeta = 0,30$.

Участок 4:

1) тройник на проход – $\zeta = 0,3$.

Участок 5:

1) три поворота на 90° в стальном воздуховоде – $\zeta_1 = 3 \cdot 0,3 = 0,9$;

2) конфузор за вентилятором – $\zeta_2 = 0,3$;

3) переход перед вентилятором – $\zeta_3 = 0,1$;

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 = 3 \cdot 0,3 + 0,3 + 0,1 = 1,3.$$

Участок 6:

1) вытяжная шахта с зонтом круглого сечения – $\zeta = 1,3$.

10.2.2 Местные сопротивления на ответвлениях от расчетного направления

Местные сопротивления на ответвлениях от расчетного направления определяются по участкам:

Участок 7:

1) тройник на ответвление – $\zeta = 1,42$.

Участок 8:

1) тройник на ответвление – $\zeta_1 = 1,33$.

2) диафрагма (диаметр отверстия 215 мм) – $\zeta_2 = 0,7$;

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = 1,33 + 0,7 = 2,03.$$

Участок 9:

1) тройник на ответвление – $\zeta_1 = -0,12$.

2) диафрагма (диаметр отверстия 210 мм) – $\zeta_2 = 11$;

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = -0,12 + 11 = 10,88.$$

Участок 10:

1) тройник на ответвление – $\zeta_1 = 0,66$.

2) диафрагма (диаметр отверстия 210 мм) – $\zeta_2 = 11$;

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = 0,66 + 11 = 11,66.$$

11 Подбор вентиляционного оборудования (фильтра, калорифера, вентиляторов)

11.1 Подбор фильтра

Воздушные фильтры в системах вентиляции применяются для уменьшения запыленности воздуха, защиты вентиляционного оборудования от загрязнения, а также для поддержания в некоторых помещениях заданной температуры воздуха.

По эффективности воздушные фильтры разделяются на три класса:

1) фильтры особо тонкой очистки улавливают частицы с размерами более 0,1 мкм при эффективности $E \geq 97\%$;

2) фильтры тонкой очистки улавливают частицы с размерами более 1 мкм при эффективности $E \geq 60\%$;

3) фильтры грубой очистки улавливают частицы с размерами более 10 мкм при эффективности $E \geq 65\%$.

При этом требуемый уровень запыленности очищенного воздуха по ПДК обеспечивают в достаточной степени фильтры грубой очистки.

Для очистки приточного воздуха от пыли применяются обычно пористые воздушные фильтры, которые подразделяются на смоченные и сухие. В приточных установках, подающих воздух в здания, чаще всего используют унифицированные ячейковые фильтры типа Фя, представляющие собой металлические разъемные коробки, заполненные фильтрующим материалом. При этом предпочтение следует отдавать фильтрам типа ФяВБ и ФяРБ, как имеющим большую пылеемкость.

Подбор фильтров приточных установок включает в себя:

1) выбор марки и класса фильтра по эффективности в зависимости от назначения здания;

2) определение начального сопротивления фильтра и количества уловленной пыли при заданном конечном сопротивлении;

3) определение продолжительности работы фильтра без регенерации.

Подбирается фильтр для очистки приточного воздуха, подаваемого в промышленное здание в количестве $L = 17400 \text{ м}^3/\text{ч}$. Режим работы фильтра $\tau = 12 \text{ ч/сут}$. Начальная запыленность воздуха в соответствии с [1] принимается равной $c_n = 0,001 \text{ г/м}^3$.

Для проектируемого цеха ремонта автомобилей применяется ячейковый фильтр грубой очистки ФяРБ со степенью очистки $E = 82\%$. Технические данные фильтра ФяРБ (размер ячейки $500 \times 500 \text{ мм}$, площадь рабочего сечения $0,22 \text{ м}^2$) представлены в таблице 10

Таблица 10 – Технические данные фильтра ФяРБ

Показатель	ФяРБ
1	2
Фильтрующий материал	Стальная сетка ГОСТ 3826-82*

Окончание таблицы 10

1	2
Номинальная пропускная способность ячейки $L_{ном}$, м ³ /ч	1540
Начальное сопротивление, Па	50
Пылеемкость входного сечения (при увеличении сопротивления на 100 Па), г/м ²	2300
Эффективность очистки (по методике СТННПП), %	82
Глубина фильтра Н, мм	50

Число ячеек фильтра n находится по выражению:

$$n = \frac{L}{L_{ном}}, \quad (10.1)$$

$$n = \frac{17400}{1540} = 11,3.$$

К установке принимаются 12 фильтров.

Общая площадь фильтрующей поверхности F_0 , м² определяется по формуле:

$$F_0 = n \cdot f, \quad (10.2)$$

где f – площадь рабочего сечения ячейки фильтра, м², $f = 0,22$.

$$F_0 = 12 \cdot 0,22 = 2,64 \text{ м}^2.$$

Действительная удельная воздушная нагрузка фильтра $УФ$, м³/(м²·ч) рассчитывается по выражению:

$$УФ = \frac{L}{F_0}, \quad (10.3)$$

$$УФ = \frac{17400}{2,64} = 6590,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Начальное сопротивление фильтра (по диаграмме в зависимости от действительной удельной воздушной нагрузки фильтра) составляет $\Delta P_n = 34$ Па.

Пылеемкость фильтра при увеличении его сопротивления на 100 Па находится по диаграмме в зависимости от $\Delta P_k = 100 + \Delta P_n$, Па.

$$\Delta P_k = 100 + 34 = 134 \text{ Па.}$$

При $\Delta P_k = 134$ Па $ПФ = 2600$ г/м².

Количество пыли, оседающей на фильтрах в сутки (за 12 часов рабочего времени) G_c , г/сут определяется по следующей формуле:

$$G_c = c_n \cdot L \cdot E \cdot \tau, \quad (10.4)$$

$$G_c = 0,001 \cdot 17400 \cdot 0,82 \cdot 12 = 171,2 \text{ г/сут.}$$

Продолжительность работы фильтра без регенерации m , сут. рассчитывается по выражению:

$$m = \frac{ПФ \cdot F_d}{G_c}, \quad (10.5)$$

$$m = \frac{2600 \cdot 2,64}{171,2} = 40,1 \text{ сут.}$$

11.2 Подбор калорифера

Нагревание воздуха в вентиляционных установках осуществляется в теплообменных аппаратах, называемых калориферами. Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной и последовательной. При выборе схемы установки калориферов по воздуху следует исходить из того, чтобы массовая скорость находилась в пределах 3...12 кг/(м²·с).

Калорифер подбирается для нагревания $L = 17400$ м³/ч воздуха от температуры $t_n = t_n^B = -25,0$ °С до $t_k = 9,9$ °С. Теплоноситель – перегретая вода с параметрами $t_z = 140$ °С и $t_o = 70$ °С.

Плотность воздуха ρ_k , кг/м³ при $t_k = 9,9$ °С определяется по формуле:

$$\rho_k = \frac{353}{273 + t_k}, \quad (10.6)$$

$$\rho_k = \frac{353}{273 + 9,9} = 1,248 \text{ кг/м}^3.$$

Количество теплоты Q , Вт необходимое для подогрева приточного воздуха, рассчитывается по следующему выражению:

$$Q = 0,28 \cdot c \cdot \rho_k \cdot L \cdot (t_k - t_n), \quad (10.7)$$

где c – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С), $c = 1,005$.

$$Q = 0,28 \cdot 1,005 \cdot 1,248 \cdot 17400 \cdot (9,9 - (-25,0)) = 211533,9 \text{ Вт.}$$

Площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха f_g , м² находится по формуле:

$$f_g = \frac{L \cdot \rho_k}{3600 \cdot (v\rho)_k^{don}}, \quad (10.8)$$

где $(v\rho)_k^{don}$ – допустимая массовая скорость воздуха в калорифере, кг/(м²·с), согласно техническому обоснованию по эксплуатации калориферов $(v\rho)_k^{don} = 3...12$.

Для последующих расчетов допустимая массовая скорость воздуха в калорифере $(v\rho)_k^{don}$ принимается равной 8 кг/(м²·с).

$$f_g = \frac{17400 \cdot 1,248}{3600 \cdot 8} = 0,75 \text{ м}^2.$$

В соответствии с [5, табл. П.22] принимается к установке калорифер КВС11Б-П-У3 со следующими основными техническими характеристиками:

$$F_n = 80,3 \text{ м}^2; \quad 2) \quad f_g^d = 1,66 \text{ м}^2; \quad 3) \quad f_w = 0,00261 \text{ м}^2.$$

Действительная массовая скорость воздуха в калорифере определяется по выражению:

$$(v\rho)_k^d = \frac{L \cdot \rho_k}{3600 \cdot f_g^d}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

$$(v\rho)_k^d = \frac{17400 \cdot 1,248}{3600 \cdot 1,66} = 3,6 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Массовый расход воды в калорифере G_w , кг/ч рассчитывается по следующей формуле:

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_z - t_o)}, \quad (10.9)$$

где c_w – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С), $c = 4,19$.

$$G_w = \frac{3,6 \cdot 211533,9}{4,19 \cdot (140 - 70)} = 2596,4 \text{ кг/ч.}$$

Рекомендуемая скорость движения воды по трубкам калорифера лежит в пределах 0,2...0,5 м/с.

Скорость движения воды по трубкам калорифера v_w , м/с находится по выражению:

$$v_w = \frac{G_w}{3600 \cdot f_w \cdot \rho_w}, \quad (10.10)$$

где ρ_w – плотность воды, кг/м³, $\rho_w = 1000$.

$$v_w = \frac{2596,4}{3600 \cdot 0,00261 \cdot 1000} = 0,28 \text{ м/с.}$$

По найденным значениям массовой скорости воздуха в калорифере $(v\rho)_\kappa^0$, кг/(м²·с), и скорости движения воды по трубкам калорифера v_w , м/с, определяется коэффициент теплопередачи калорифера k , Вт/(м²·°С) и его аэродинамическое сопротивление ΔP_a , Па. Согласно [5, табл. II. 25] $k = 25,7$, $\Delta P_a = 42,8$.

Требуемая поверхность нагрева калорифера F_n^{mp} , м² рассчитывается по формуле:

$$F_n^{mp} = \frac{Q}{k \cdot (t_w^{cp} - t_g^{cp})}, \quad (10.11)$$

где t_w^{cp} – средняя арифметическая температура воды, °С, определяемая по выражению:

$$t_w^{cp} = \frac{t_z + t_o}{2}, \quad (10.12)$$

$$t_w^{cp} = \frac{140 + 70}{2} = 105 \text{ °С.}$$

t_e^{cp} – средняя арифметическая температура воздуха, °С, рассчитываемая по следующей формуле:

$$t_e^{cp} = \frac{t_n + t_k}{2}, \quad (10.13)$$

$$t_e^{cp} = \frac{-25,0 + 9,9}{2} = -7,55 \text{ °С.}$$

$$F_n^{mp} = \frac{211533,9}{25,7 \cdot (105 - (-7,55))} = 73,1 \text{ м}^2.$$

Общее число устанавливаемых калориферов находится по выражению:

$$n = \frac{F_n^{mp}}{F_n} = \frac{73,1}{80,3} = 0,91.$$

Найденное число округляется до ближайшего целого ($n=1$) и пересчитывается действительная площадь поверхности нагрева калорифера F_n^δ , м² по формуле:

$$F_n^\delta = n \cdot F_n, \quad (10.14)$$

$$F_n^\delta = 1 \cdot 80,3 = 80,3 \text{ м}^2.$$

Тепловой поток выбранной калориферной установки не должен превышать расчетный более, чем на 10 %, т.е.:

$$\eta = \frac{F_n^\delta - F_n^{mp}}{F_n^{mp}} \cdot 100, \quad (10.15)$$

$$\eta = \frac{80,3 - 73,1}{73,1} \cdot 100 = 9,8 < 10 \text{ \%}.$$

11.3 Подбор вентиляторов

Для перемещения воздуха по воздуховодам в вентиляционных системах общественных и промышленных зданий применяются осевые и радиальные вентиляторы.

Основными характеристиками вентиляторов являются производительность L_6 , м³/ч, которую следует определять с учетом потерь воздуха в вентиляционной

системе, и развиваемое давление (разность полных давлений на всасывании и нагнетании) P_g , Па.2

Вентиляторы необходимо устанавливать на виброизоляционном основании. При частоте вращения до 1800 об/мин рекомендуется в качестве виброизолирующих устройств применять стальные пружины и упругие прокладки из ребристой или перфорированной листовой резины, а при частоте больше 1800 об/мин допускается применение резиновых амортизаторов. При конструировании вентиляционных установок обычно производится только подбор виброизолирующих оснований на основе разработанных типовых проектов. Для лучшей виброизоляции необходимо устранить все жесткие связи между вибрирующим вентилятором и неподвижным воздуховодом. Для этого присоединение воздуховодов к вентилятору осуществляется посредством гибких вставок как на всасывании, так и на нагнетании. Гибкие вставки следует монтировать так, чтобы они не провисали, но и не втягивались. Для этих целей лучше использовать материал типа прорезиненного брезента. Вентиляторы подбираются по сводному графику и индивидуальным характеристикам, разработанным с учетом оптимальных технико-экономических показателей.

Вентиляторы подбираются в следующем порядке. По заданным значениям производительности L_v , м³/ч, и давления P_g , Па, на сводном графике находится точка пересечения координат L_g - P_g . Если точка не попадает на “рабочую” характеристику, то она относится на ближайшую (как правило нижнюю). Далее вентиляционная система пересчитывается на новое давление. Затем уже по индивидуальным характеристикам по пересчитанным значениям L_g и P_g находится частота вращения рабочего колеса вентилятора, КПД и потребляемая мощность.

При подборе необходимо отдавать предпочтение тому вентилятору, у которого наиболее высокий КПД и относительно небольшая окружная скорость. КПД выбранного вентилятора должно быть не менее 0,9 от максимального его значения для данной серии вентиляторов.

Иногда целесообразно включать в общую вентиляционную сеть два и более вентилятора вместо одного более мощного. Это позволяет получить значительные параметры производительности и развиваемого давления без применения вентиляторов больших размеров.

Совместная работа вентиляторов может быть параллельной или последовательной. Если необходимо изменить характеристику так, чтобы резко увеличился диапазон производительности, то вентиляторы целесообразно соединять параллельно. Если же требуется изменить характеристику с тем, чтобы при той же производительности увеличилось развиваемое давление, следует соединять вентиляторы последовательно.

Вентиляторы в сети в зависимости от конкретных условий могут работать как на нагнетание, так и на всасывание.

1. Производительность вентилятора для приточной системы с механическим побуждением с учетом 10 %-го запаса L_g , м³/ч определяется по формуле:

$$L_g = 1,1 \cdot L, \quad (10.16)$$

$$L_g = 1,1 \cdot 17400 = 19140 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Развиваемое вентилятором давление с учетом 10 %-го запаса P_g , Па рассчитывается по следующему выражению:

$$P_g = 1,1 \cdot (\Delta P_c + \Delta P_\phi + \Delta P_k), \quad (10.17)$$

где ΔP_c – потери давления в вентиляционной сети, определенные по расчетной ветке, Па, $\Delta P_c = 299$;

ΔP_ϕ – потери давления в фильтре, Па, $\Delta P_\phi = 134$;

ΔP_k – потери давления в калориферной установке, Па, $\Delta P_k = \Delta P_a = 43$.

$$P_g = 1,1 \cdot (299 + 134 + 43) = 523,6 \text{ Па}.$$

В соответствии с [5] к установке принимается вентилятор В.Ц4-75-8 (исполнение 1) с диаметром рабочего колеса $D = D_{ном}$, частотой вращения рабочего колеса $n = 965$ об/мин, установочной мощностью $N_y = 5,5$ кВт и действительным КПД $\eta_d = 0,81$ при максимально возможном КПД для данной серии вентиляторов

$$\eta_{max} = 0,85 \left(\frac{\eta_d}{\eta_{max}} = \frac{0,81}{0,85} = 0,95 > 0,9 \right).$$

Требуемая мощность на валу электродвигателя N_{mp} , кВт находится по формуле:

$$N_{mp} = \frac{L_g \cdot P_g}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_d \cdot \eta_n}, \quad (10.18)$$

где η_n – КПД передачи, согласно [4] $\eta_n = 1$.

$$N_{mp} = \frac{19140 \cdot 523,6}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,81 \cdot 1} = 3,44 \text{ кВт}.$$

Установочная мощность электродвигателя вентилятора N_y , кВт рассчитывается по формуле:

$$N_y = k_3 \cdot N_{mp}, \quad (10.19)$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности, в соответствии с [4] $k_3 = 1,15$.

$$N_y = 1,15 \cdot 3,44 = 3,95 \text{ кВт.}$$

2. Производительность вентилятора для местной вытяжной системы с механическим побуждением определяется по формуле (10.16):

$$L_g = 1,1 \cdot 9000 = 9900 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Развиваемое вентилятором давление с учетом 10 %-го запаса P_g , Па рассчитывается по следующему выражению:

$$P_g = 1,1 \cdot \Delta P_{\text{сист}}, \quad (10.20)$$

где $\Delta P_{\text{сист}}$ – потери давления в рассчитываемой местной вытяжной системе, Па, $\Delta P_{\text{сист}} = 401$.

$$P_g = 1,1 \cdot 401 = 441,1 \text{ Па.}$$

Согласно [5] к установке принимается вентилятор В.Ц4-75-6,3 (исполнение 1) с диаметром рабочего колеса $D = 1,1 \cdot D_{\text{ном}}$, частотой вращения рабочего колеса $n = 950$ об/мин, установочной мощностью $N_y = 2,2$ кВт и действительным КПД $\eta_d = 0,76$ при максимально возможном КПД для данной серии вентиляторов

$$\eta_{\text{max}} = 0,83 \left(\frac{\eta_d}{\eta_{\text{max}}} = \frac{0,76}{0,83} = 0,92 > 0,9 \right).$$

Требуемая мощность на валу электродвигателя находится по формуле (10.18):

$$N_{mp} = \frac{L_g \cdot P_g}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_d \cdot \eta_n}, \text{ кВт}$$

где η_n – КПД передачи, согласно [4] $\eta_n = 1$.

$$N_{mp} = \frac{9900 \cdot 441,1}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,76 \cdot 1} = 1,6 \text{ кВт.}$$

Установочная мощность электродвигателя вентилятора N_y , кВт
рассчитывается по формуле:

$$N_y = k_3 \cdot N_{mp}, \quad (10.21)$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности, в соответствии с [4] $k_3 = 1,2$.

$$N_y = 1,2 \cdot 1,6 = 1,9 \text{ кВт.}$$

3. Производительность крышных вентиляторов для вытяжной системы общеобменной вентиляции с механическим побуждением с учетом 10 %-го запаса для теплого и холодного периодов года, а также переходных условий определяется по формуле (10.16):

$$L_g = 1,1 \cdot L, \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L_g^m = 1,1 \cdot 42290 = 46520 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

$$L_g^x = L_g^{n.y} = 1,1 \cdot 26340 = 28980 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

В соответствии с [5] к установке принимаются пять крышных вентиляторов TOD560-4 с частотой вращения рабочего колеса и двигателя $n_g = 380$ и $n_{og} = 950$ об/мин соответственно, мощностью двигателя $N_{og} = 4,0$ кВт типа 4A112MB6 и исполнением по способу монтажа IM 1081 согласно [8]. Предполагается, что в теплый период года каждый вентилятор будет развивать статическое давление $P_g = 14$ Па, а в холодный период года и переходные условия – $P_g = 260$ Па.

12. Расчет и подбор воздушно-тепловой завесы

Воздушно-тепловые завесы устраиваются в отапливаемых зданиях для обеспечения требуемой температуры воздуха в рабочей зоне и на постоянных рабочих местах, расположенных вблизи ворот, дверей и технологических проемов.

У ворот промышленных зданий, как правило, проектируются воздушные завесы шиберного типа, которые в результате частичного перекрытия проема воздушной струей сокращают прорыв наружного воздуха через открытый проем, а в помещение поступает смесь холодного наружного с нагретым воздухом воздушной завесы. При этом температура смеси должна быть равна нормируемой температуре вблизи ворот. Температуру смеси воздуха $t_{см}$, поступающего в помещение при работе воздушной завесы следует принимать не менее: 1) 14 °С – при легкой работе; 2) 12 °С – при работе средней тяжести; 3) 8 °С – при тяжелой работе.

У ворот промышленных зданий обычно устанавливаются боковые двухсторонние завесы шиберного типа с расположением вентилятора и калорифера на вертикальном коробе для выпуска воздуха. Воздушная струя направляется под углом 30° к плоскости проема. Высота щели равна высоте проема.

Исходные данные для расчета воздушно-тепловой завесы: 1) температура смеси воздуха, поступающего в помещение при работе воздушной завесы $t_{см} = 12$ °С; 2) высота здания от пола до низа фермы $H = 12$ м; 3) размеры ворот 3×4 м; 4) расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года $t_n = -25,0$ °С; 5) расчетная температура внутреннего воздуха для холодного периода года $t_g = 15$ °С; 6) расчетная скорость ветра для холодного периода года $v_n = 4,1$ м/с; 7) расчетное барометрическое давление в месте предполагаемого строительства $P_0 = 1000$ гПа (750 мм рт. ст.).

Общий расход воздуха, подаваемого завесой шиберного типа G_3 , кг/ч находится по выражению:

$$G_3 = 5100 \cdot \bar{q} \cdot \mu_{np} \cdot F_{np} \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho_{см}}, \quad (11.1)$$

где \bar{q} – отношение количества воздуха, подаваемого завесой, к расходу воздуха, проходящего в помещение через проем при работе завесы; рекомендуется принимать $\bar{q} = 0,6 \dots 0,7$;

μ_{np} – коэффициент расхода проема при работе завесы, определяемый в соответствии с [7] в зависимости от типа ворот (раздвижные или распашные), вида завесы (боковая или нижняя) и относительной площади $\bar{F} = \frac{F_{np}}{F_{щ}}$

F_{np} – площадь проема ворот, м², $F_{np} = 3 \cdot 4 = 12$;

$F_{щ}$ – площадь воздуховыпускных щелей, м²;

$\rho_{см}$ – плотность смеси воздуха, подаваемой завесой при температуре $t_{см} = 12$ °С, кг/м³, рассчитываемая по формуле:

$$\rho_{см} = \frac{353}{273 + t_{см}}, \quad (11.2)$$

ΔP – разность давлений воздуха с двух сторон наружного ограждения на уровне проема, оборудованного завесой, Па.

При расчетах воздушно-тепловых завес шиберного типа величина относительной площади \bar{F} принимается в пределах 20...30. При $\bar{F} = 20$ согласно [7] для раздвижного проема $\mu_{пр} = 0,32$.

$$\rho_{см} = \frac{353}{273 + 12} = 1,239 \text{ кг/м}^3.$$

Значение разности давлений воздуха с двух сторон наружного ограждения на уровне проема ΔP , оборудованного завесой, можно найти по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_T + k_1 \cdot \Delta P_в, \quad (11.3)$$

где k_1 – поправочный коэффициент, учитывающий степень герметичности здания; в соответствии с [4] для зданий с аэрационными проемами, закрытыми в холодный период года $k_1 = 0,5$;

ΔP_T – гравитационное давление, Па, определяемое по выражению:

$$\Delta P_T = 9,81 \cdot h_{расч} \cdot (\rho_n - \rho_в), \quad (11.4)$$

где $h_{расч}$ – расстояние по вертикали от центра проема, оборудованного завесой, до уровня нулевых давлений, где давление снаружи и внутри здания равны (высота нейтральной зоны), м; согласно [4] для зданий с аэрационными проемами, закрытыми в холодный период года $h_{расч} = 3,6$;

ρ_n – плотность воздуха, соответствующая расчетной температуре наружного воздуха для холодного периода года $t_n = -25,0$ °С, кг/м³;

$\rho_в$ – плотность воздуха, соответствующая расчетной температуре внутреннего воздуха для холодного периода года $t_в = 15$ °С, кг/м³;

$\Delta P_в$ – ветровое давление, Па, рассчитываемое по формуле:

$$\Delta P_в = c \cdot v_n^2 \cdot \frac{\rho_n}{2}, \quad (11.5)$$

где c – расчетный аэродинамический коэффициент, значение которого для вертикального ограждения в соответствии с [9] принимается равным 0,8.

$$\rho_n = \frac{353}{273 + t_n} = \frac{353}{273 + (-25,0)} = 1,423 \text{ кг/м}^3.$$

$$\rho_e = \frac{353}{273 + t_e} = \frac{353}{273 + 15} = 1,226 \text{ кг/м}^3.$$

$$\Delta P_T = 9,81 \cdot 3,6 \cdot (1,423 - 1,226) = 7 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_e = 0,8 \cdot 4,1^2 \cdot \frac{1,423}{2} = 9,6 \text{ Па.}$$

$$\Delta P = 7 + 0,5 \cdot 9,6 = 11,8 \text{ Па.}$$

$$G_3 = 5100 \cdot 0,6 \cdot 0,32 \cdot 12 \cdot \sqrt{11,8 \cdot 1,239} = 44859,4 \text{ кг/ч.}$$

К установке принимается боковая двухсторонняя воздушно-тепловая завеса ЗВТЗ-1 с основными техническими параметрами, приведенными в [4].

Исходя из формулы (11.1) уточняется действительное значение отношения количества воздуха, подаваемого завесой, к расходу воздуха, проходящего в помещение через проем при работе завесы:

$$\bar{q}_d = \frac{G_3^d}{5100 \cdot \mu_{np} \cdot F_{np} \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho_{cm}}};$$

$$\bar{q}_d = \frac{39000}{5100 \cdot 0,32 \cdot 12 \cdot \sqrt{11,8 \cdot 1,239}} = 0,52.$$

Требуемая температура воздуха, подаваемого завесой, $t_3, ^\circ\text{C}$ находится на основании уравнения теплового баланса по выражению:

$$t_3 = t_n + \frac{t_{cm} - t_n}{q_d \cdot (1 - Q)}, \quad (11.6)$$

где \bar{Q} – отношение теплоты, теряемой с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, к тепловой мощности завесы; согласно [4] $\bar{Q} = 0$.

$$t_3 = -25,0 + \frac{12 - (-25,0)}{0,52 \cdot (1 - 0)} = 45,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тепловая мощность калориферов воздушно-тепловой завесы Q_3 , Вт определяется по формуле:

$$Q_3 = 0,28 \cdot G_3^0 \cdot (t_3 - t_{нач}), \quad (11.7)$$

где $t_{нач}$ – температура воздуха, забираемого для завесы, $^\circ\text{C}$, принимаемая равной температуре смеси воздуха, поступающего в помещение при работе воздушной завесы $t_{см}$, т.е. $t_{нач} = t_{см} = 12$.

$$Q_3 = 0,28 \cdot 39000 \cdot (45,9 - 12) = 367590,9 \text{ Вт}.$$

Данное значение действительной производительности по теплоте воздушно-тепловой завесы ЗВТЗ-1 близко к расчетному значению ($Q_3^p = 368200$ Вт). Отклонение действительного значения производительности по теплоте от расчетного не превышает допустимых пределов в 10 %

$$\left(\eta = \frac{Q_3^p - Q_3}{Q_3^p} \cdot 100 = \frac{368200 - 367590,9}{368200} \cdot 100 = 0,2 < 10 \text{ \%}\right).$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

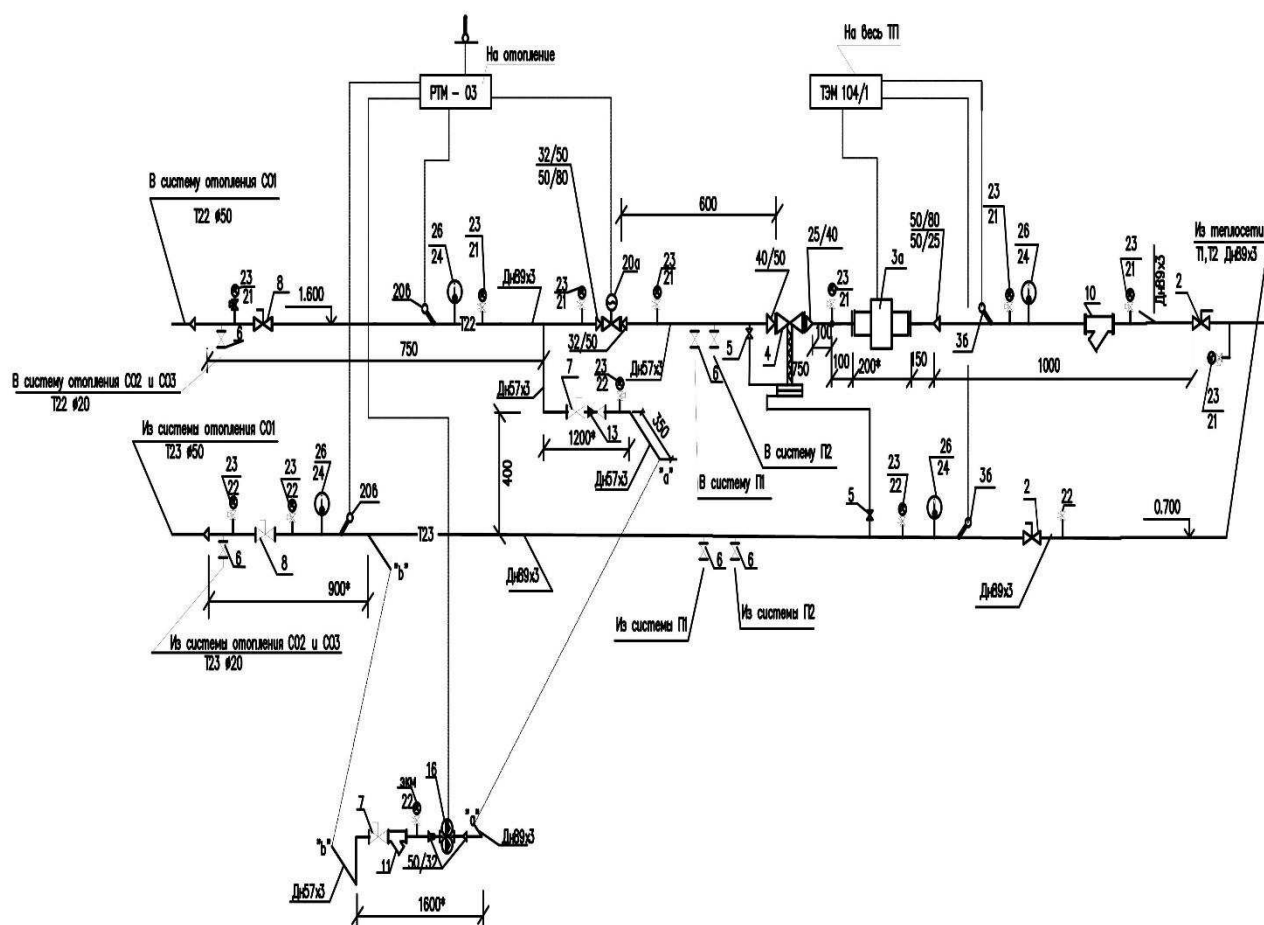
В результате решения поставленных в настоящей работе задач осуществлён расчёт инженерных систем отопления и вентиляции и проведён подбор необходимого оборудования для обеспечения нормируемого микроклимата при работе в деревообрабатывающем цехе. Таким образом, в результате проведённых мероприятий возможно добиться комфортных для персонала условий труда, что, в свою очередь, даёт возможность снизить риск производственного травматизма и тем самым повысить безопасность работы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 СП 60.13330.2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003.-М.: Минрегион России, 2012.-57 с.
- 2 СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* (с Изменениями N 1, 2).-М.: Минрегион России, 2012.-113 с.
- 3 СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003.-М.: Минрегион России, 2012.-109 с
- 4 Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 / В.Н. Богословский, А.И. Пирумов, В.Н. Посохин и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.: ил. – (Справочник проектировщика).
- 5 Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 / Б.В. Баркалов, Н.Н. Павлов, С.С. Амирджанов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.: ил. – (Справочник проектировщика).
- 6 Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. I. Отопление / В.Н.Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканапи и др.; Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 1990. - 344с.: ил. (Справочник проектировщика).
- 7 Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование. /Под ред. проф. Б. М. Хрусталева – М.: Изд-во АСВ, 2005. – 576 с., 129 ил.
- 8 ГОСТ 2479-79 Машины электрические вращающиеся. Условные обозначения конструктивных исполнений по способу монтажа (с Изменением N 1).-М.: Издательство стандартов, 1991.-35 с.
- 9 СП 20.13330.2016 Нагрузки и воздействия. Актуализированная редакция СНиП 2.01.07-85* (с Изменением N 1).-104 с.
- 10 ГОСТ 12.1.005-88. ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. - 75 с.
- 11 СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
- 12 ГОСТ Р ЕН 14799-2013 Фильтры воздушные для общей очистки воздуха. Термины и определения.-29 с.
- 13 ГОСТ 27330-97 Воздухонагреватели. Типы и основные параметры.-7 с.
- 14 ГОСТ 8690-94 Радиаторы отопительные чугунные. Технические условия.-9 с.
- 15 ГОСТ 32548-2013 Вентиляция зданий. Воздухораспределительные устройства. Общие технические условия.-18 с.

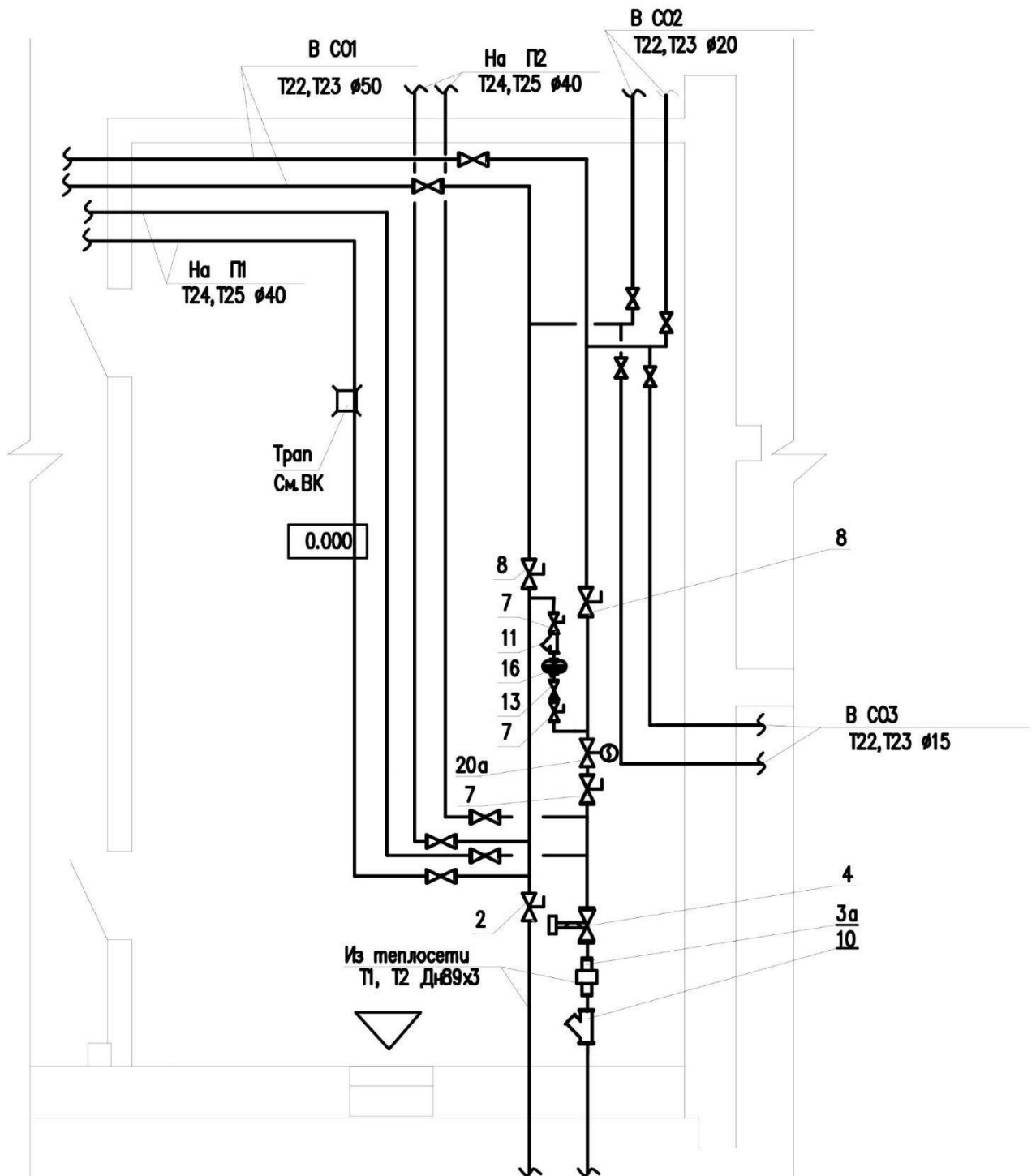
ПРИЛОЖЕНИЕ А

Схема теплового пункта



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

План теплового пункта



ПРИЛОЖЕНИЕ В

Спецификация теплового пункта

Позиция	Наименование и техническая характеристика
1	Тепловой пункт
2	Кран шаровый сварной «Naval» Ду-80
3	Теплосчетчик ТЭМ – 104/1
3а	Первичный преобразователь расхода Ду-25
3б	Термопреобразователь сопротивления
4	Регулятор перепада давления RD 103 D Ду-40, Kv=12,5 т/ч, 0,04-0,1 МПа
5	Кран шаровый муфтовый Ду-15
6	Кран шаровый муфтовый Ду-15
7	Кран шаровый фланцевый Ду-50
8	Кран шаровый фланцевый Ду-80
10	Фильтр осадочный муфтовый Ду-80
11	Фильтр осадочный фланцевый Ду-50
13	Клапан обратный Муфтовый Ду-50
16	Насос отопления G=11,6 т/ч, H= 4,0 м.в.ст, N=0,65 кВт, U=230 В Спускник воздуха для насоса «дубликс»
20	Регулятор температуры с
20а	Регулирующим клапаном, Ду-32 , Kv=10 т/ч
20б	Датчиком температуры
20в	Процессором
21	Закладная конструкция к манометру 1.6-225У:
	а) кран шаровый трехходовой натяжной муфтовый Ду-15
	б) штуцер с резьбой из труб стальных водогазопроводных Ду-15
	в) переходник
22	Закладная конструкция к манометру 1.6-70У:
	а) кран шаровый трехходовой натяжной муфтовый Ду-15
	б) штуцер с резьбой из труб стальных водогазопроводных Ду-15
	в) переходник
23	Манометр
24	Закладная конструкция к термометрам и термометрам сопротивления с гильзой Оправа защитная к термометру
26	Термометр
T1	Подающий трубопровод теплосети Ду-89
T2	Обратный трубопровод теплосети Ду-89
T22	Подающий трубопровод СО1 Ду-50
T23	Обратный трубопровод СО1 Ду-50
T22	Подающий трубопровод СО2 Ду-20
T23	Обратный трубопровод СО2 Ду-20

T22	Подающий трубопровод СО1 Ду-15
T23	Обратный трубопровод СО1 Ду-15
T14	Подающий трубопровод П1 Ду-40
T15	Обратный трубопровод П1 Ду-40

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Кафедра инженерной экологии и безопасности жизнедеятельности

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


 Т. А. Кулагина
подпись инициалы, фамилия
«18» 07 2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ РАБОТЕ В ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕМ ЦЕХЕ

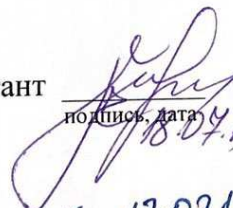
20.03.01 – Техносферная безопасность

Руководитель

 17.07.19 ассистент
подпись, дата должность, учёная степень


И. В. Калинин
инициалы, фамилия

Научный консультант

 д.т.н., профессор
подпись, дата должность, учёная степень


Т. А. Кулагина
инициалы, фамилия

Выпускник

 17.07.19
подпись, дата

Е. А. Корольков
инициалы, фамилия

Нормоконтролёр

 17.07.2019
подпись, дата

Е. Н. Зайцева
инициалы, фамилия

Красноярск 2019 г.