



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»

Инженерная школа

Кафедра инженерных систем зданий и сооружений

Беляев Артем Сергеевич

**РАЗРАБОТКА ПРОЕКТА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ КАФЕ И
ВЕНТИЛЯЦИИ АДМИНИСТРАТИВНО-ПРИЕМНОГО КОРПУСА
САНАТОРИЯ-ПРОФИЛАКТОРИЯ «БЕЛЫЙ ЛЕБЕДЬ» В
Г. ВЛАДИВОСТОКЕ.**

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)
по образовательной программе подготовки бакалавров
по направлению подготовки
08.03.01 «Строительство»
«Теплогазоснабжение и вентиляция»**

**г. Владивосток
2018**

Студент _____
_____ подпись
« _____ » _____ 20 ____ г.

Руководитель ВКР _____
_____ (должность, ученое звание)

_____ (подпись) _____ (ФИО)
« _____ » _____ 20 ____ г.

«Допустить к защите»

Руководитель ОП канд.техн.наук, доцент
(ученое звание)
_____ В.П. Черненко
(подпись) (и. о.ф)
« _____ » _____ 20 ____ г

Зав. кафедрой канд.техн.наук, доцент
(ученое звание)
_____ А.В. Кобзарь
(подпись) (и. о.ф)
« _____ » _____ 20 ____ г

Защищена в ГЭК с оценкой _____

Секретарь ГЭК
_____ Н.С. Ткач
подпись И.О.Фамилия
« _____ » _____ 20 ____ г.

Аннотация

В выпускной квалификационной работе «Разработка проекта кондиционирования кафе и вентиляции административно-приемного корпуса санатория-профилактория Белый Лебедь в городе Владивостоке» объектом проектирования является трехэтажное здание санатория высотой этажа 3 метра. Помещение кафе рассчитано на 24 человека.

В данной работе выполнен обзор экспериментальной установки нетрадиционного источника холода для системы кондиционирования воздуха и произведена ее наладка.

В рамках данной работы были запроектированы системы вентиляции и кондиционирования воздуха для здания санатория-профилактория.

Для системы вентиляции был произведен расчет воздухообмена для помещений административно-приемного корпуса здания, также произведен аэродинамический расчет общеобменной механической системы вентиляции и естественной вентиляции с побуждением.

Для системы кондиционирования спроектирована энергосберегающая центральная система кондиционирования воздуха для помещения кафе. Подобраны и рассчитаны традиционный и нетрадиционный источники холода, и произведен технико-экономический анализ использования естественного источника холода. В качестве традиционного источника холода используется система с чиллером, а в качестве нетрадиционного источника – система со снегохранилищем.

Пояснительная записка к выпускной квалификационной работе содержит 60 страниц, 31 рисунок, 13 таблиц, 24 источника, 10 приложений.

Содержание

Аннотация.....	1
Глава 1. Исследование движения воздуха в экспериментальной установке	4
1.1 Наладка оборудования	5
1.2 Равномерность распределения воздуха внутри установки.	12
1.2.1 Расчет воздухоораспределителя	20
Глава 2. Проектирование системы кондиционирования воздуха для кафе	24
2.1 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха	24
2.2 Расчет выделений вредностей	25
2.3 Расчет воздухообмена и построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме	35
2.4 Подбор воздухоораспределителей	37
2.4.1 Подбор воздухоораспределителей для подачи воздуха	37
2.4.2 Подбор воздухоораспределителей для удаления воздуха	39
2.5 Аэродинамический расчет СКВ кафе.....	41
2.6 Подбор установки кондиционирования воздуха	43
Глава 3. Проектирование системы вентиляции для административного корпуса.....	44
3.1 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха	44
3.2 Расчет воздухообмена по нормативной кратности.....	45
3.3 Подбор решеток	45
3.4 Аэродинамический расчет системы вентиляции воздуха.....	47
3.5 Аэродинамический расчет естественной системы вентиляции	48

Глава 4. Подбор и расчет традиционного и нетрадиционного источника холода для системы кондиционирования	50
4.1 Подбор традиционного источника	50
4.2 Подбор нетрадиционного источника	51
4.2.1 Расчет годового расхода холода	51
4.2.2 Расчет холодохранилища	53
Глава 5. Техничко-экономический расчет системы кондиционирования воздуха в кафе	54
5.1 Расчет капиталовложений	54
5.1.1 Расчет капиталовложений для традиционной системы.....	54
5.1.2 Расчет капиталовложений для нетрадиционной системы.....	55
5.2 Расчет технико-экономических показателей	56
Заключение	60
Список использованных источников	62
ПРИЛОЖЕНИЕ А	64
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	65
ПРИЛОЖЕНИЕ В	68
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	69
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	74
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	75
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж	76
ПРИЛОЖЕНИЕ З	77
ПРИЛОЖЕНИЕ И	79
ПРИЛОЖЕНИЕ К	80

Глава 1. Исследование движения воздуха в экспериментальной установке

Системы кондиционирования с естественным источником холода довольно актуальны на сегодняшний день. Плюсами таких систем можно считать: довольно высокий коэффициент экономии электроэнергии. Холодохранилище представляет собой помещение со специальным оборудованием для хранения снега и льда. Такие системы очень популярны в Японии и не перестают набирать свою популярность по всему миру. Для изучения процессов тепломассообмена внутри хранилища была создана экспериментальная установка.

Экспериментальная установка для исследования процессов тепломассообмена при непосредственном контакте воздуха со льдом собрана для проведения научного эксперимента (Рисунок 1). Целью опыта является: доказать нормальную работу кондиционирования при охлаждении воздуха с помощью таяния льда или снега и их аккумуляции в теплый период года.

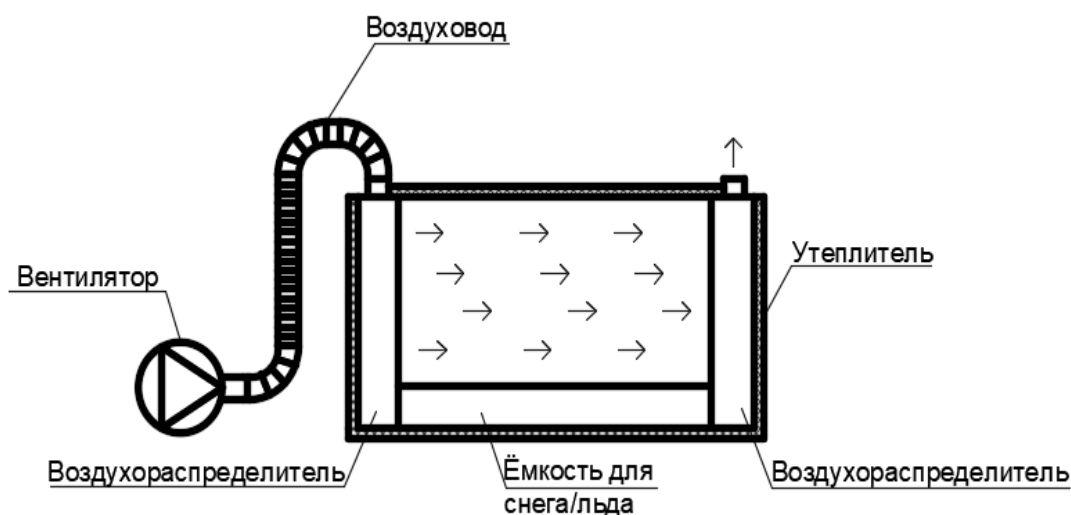




Рисунок 1 – Экспериментальная установка

Данная статья состоит из двух этапов наладки. Первый этап: описание установки и ее оборудования. Второй этап: изучение процесса равномерности движения воздуха внутри установки.

1.1 Наладка оборудования

Научная установка состоит из стеклянного короба размерами 880x290x485 обшитого утеплителем толщиной 100мм. Внутри короба установлены два воздухораспределителя, один на входе, который обтянут тканью для более равномерного распределения подающего воздуха, и второй на выходе. Для подачи воздуха установлен центробежный вентилятор ВК-100Б с частотным регулятором. После вентилятора стоит заслонка для регулирования расхода потока воздуха. Для нагрева подающего воздуха из соображений приведения установки к реальным температурным параметрам наружного воздуха в теплый период года установлен калорифер фирмы KORF ELK 100/1.5 (Рисунок 1.1.1). Так же от заслонки до короба установлен гофрированный круглый воздуховод.

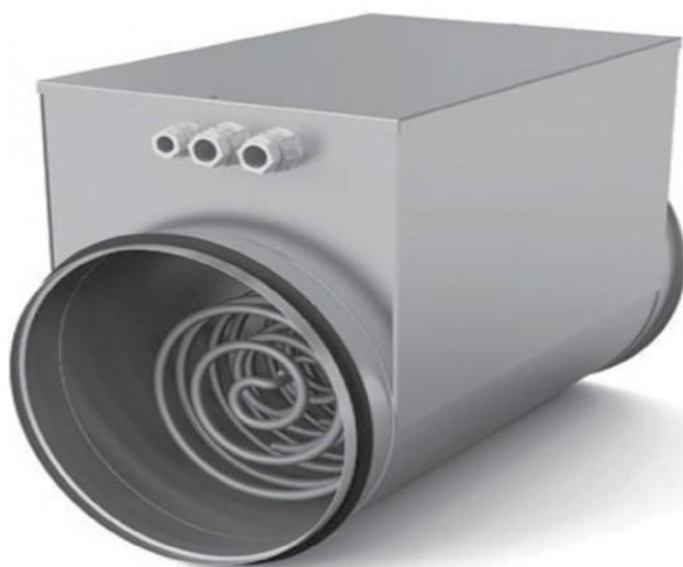


Рисунок 1.1.1 – Калорифер KORF ELK 100/1.5

Воздухонагреватель электрический для круглых каналов ELK 100/1.5

- Корпус нагревателя выполнен из оцинкованной стали.
- Защита от перегрева двумя встроенными термостатами, гарантирующая безопасную и надежную работу электрических нагревателей
- Рабочий диапазон температуры воздуха от -40 до +40* С.
- Минимальная скорость воздушного потока 1 м/с.
- мощность 1,5 кВт
- Питание 220 в

Работа вентилятора и калорифера осуществляется при помощи автоматики. Установлен датчик температуры после вентилятора и пульт выставления температуры нагрева калорифера. Управление работой установки осуществляется через шкаф автоматики фирмы KORF SHUT 9-11 (рис. 1.1.2).



Рисунок 1.1.2 - Шкаф автоматики KORF SHUT 9-11

Для замеров параметров наружного и выходящего из установки воздуха используется термогигрометр ИВТМ-7 М (Рисунок 1.1.3) и подключенный к нему преобразователь ИПВТ – 03 (Рисунок 1.1.4).



Рисунок 1.1.3 - Термогигрометр ИВТМ-7 М

Термогигрометр предназначен для непрерывного (круглосуточного) измерения и регистрации относительной влажности и температуры воздуха и/или других неагрессивных газов.

Достоинства

- интерфейс связи с компьютером RS-232;
- ручная запись в память измеренных значений (до 64 измерений);
- автоматическая регистрация данных в энергонезависимую память (до 10000 измерений);
- возможность пересчёта результатов измерений в различные единицы: % относительной влажности, г/м³;
- возможность объединения приборов в измерительную сеть;
- поочерёдная индикация показаний температуры и влажности;
- возможность крепления термогигрометра к стене.

Таблица 1.1.1 - Характеристики ИВТМ-7 М

Диапазон измерения относительной влажности, %	0...99
Основная погрешность измерения относительной влажности, %, не более	±2,0
Дополнительная погрешность измерения влажности от температуры окружающего воздуха в диапазоне рабочих температур, %/°С, не более	0,2
Диапазон измеряемых температур, °С	-20...+60
Абсолютная погрешность измерения температуры, °С	±0,2
Постоянная времени измерения влажности, с, не более	60
Количество точек ручной статистики	64
Количество точек автоматической статистики	10000
Питание прибора, В	3,0±0,3
Потребляемая прибором мощность, Вт, не более	0,015

Длина кабеля для подключения первичного преобразователя к блоку измерения, м	до 10
Интерфейс связи с компьютером	RS—232
Наличие съемной SD карты	нет
Масса блока измерения, кг, не более	0,2
Масса первичного преобразователя, кг, не более	0,2
Габаритные размеры блока измерения, мм, не более	130x70x25
Габаритные размеры первичного преобразователя, мм, не более	Ø14x60
Рабочие условия применения блока измерения:	
— температура воздуха, °С	-20...+50
— относительная влажность, % (без конденсации влаги)	2...95
— атмосферное давление, кПа	84...106
Рабочие условия применения первичного преобразователя:	
— температура воздуха, °С	-40...+60
— относительная влажность, % (без конденсации влаги)	2...95
— атмосферное давление, кПа	84...106
Средний срок службы, лет	5



Рисунок 1.1.4 - преобразователь ИПВТ – 03

Преобразователь ИПВТ-03-06-3В-М16-500 предназначен для измерения относительной влажности и температуры в замкнутых объемах (гермообъемах)

Таблица 1.1.2 – Характеристика ИПВТ – 03

Диапазон измерения влажности газов, %	0...99
Пределы основной абсолютной погрешности измерения относительной влажности, %	± 1 (0...60 %), ± 2 (60...90 %)
Предел дополнительной погрешности измерения влажности от температуры окружающего воздуха в диапазоне рабочих температур, %/°C, не более	0.2
Диапазон измерения температуры, °C	-45...+60
Пределы абсолютной погрешности измерений температуры, °C, от минус 45 до минус 20	± 0.5
Пределы абсолютной погрешности измерений температуры, °C, от минус 20 до плюс 60	± 0.2
Пределы абсолютной погрешности измерений температуры, °C, от плюс 60 до плюс 150	± 0.5
Габаритные размеры для первичных преобразователей, мм, не более	Ø36x675
Масса первичного преобразователя не более, кг	0.4

Питание преобразователя постоянным током напряжением, В	4...30
Потребляемая мощность, Вт, не более	1
Рабочие условия — температура воздуха, °С	от -40 до +60
Рабочие условия — относительная влажность, % (без конденсации влаги)	от 2 до 95
Рабочие условия — атмосферное давление, гПа	от 840 до 1060
Средний срок службы, лет, не менее	5
Материал корпуса	металл

Для определения требуемого расхода воздуха, проходящего через установку нужно определить скорость воздуха на выходе из установки и рассчитать расход по формуле 1.1.1

$$L_p = 3600 * V_{\text{вых}} * (3,14 * (\frac{105}{1000})^2) / 4 \quad (1.1.1)$$

Для определения скорости используется цифровой термоанемометр AV9201 (Рисунок 1.1.5).



Рисунок 1.1.5 - термоанемометр AV9201

ОСОБЕННОСТИ

- Моментальная индикация скорости воздушного потока и температуры.
- Вычисление максимального, минимального и среднего значений.
- Измерение расхода воздуха.
- Запоминание до 10 значений.
- Функция удержания показаний.
- Индикация разрядки батарей.
- Автоматическое отключение через 60 минут.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Диапазон температур, °C $-50...+70$

Разрешение, °C $\pm 0,1$ на весь диапазон

Точность, °C $\pm 0,5$ в диапазоне $0...+50$ °C ± 1 в остальном диапазоне

Питание 3 батарейки 1,5В типа ААА или аналогичные

Интервал опроса, с 1

Габаритные размеры, мм Блок управления: $168 \times 85 \times 38$, диаметр крыльчатки:
66

Вес (без батарей), г 290

1.2 Равномерность распределения воздуха внутри установки.

Для проведения опыта и получения более точных данных требуется доказать, что воздух внутри установки распределяется равномерно. В ходе проведения наладки было выявлено, что скорость движения воздуха внутри, при максимальном расходе в $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ очень мала, что бы ее можно было зафиксировать анемометром. Поэтому для доказательства равномерности возьмем тетрадный лист, на конец которого приклеена метка. На установке выбрано 6 точек для замера. Три по центру и три непосредственно над пограничным слоем (Рисунок 1.2.1).

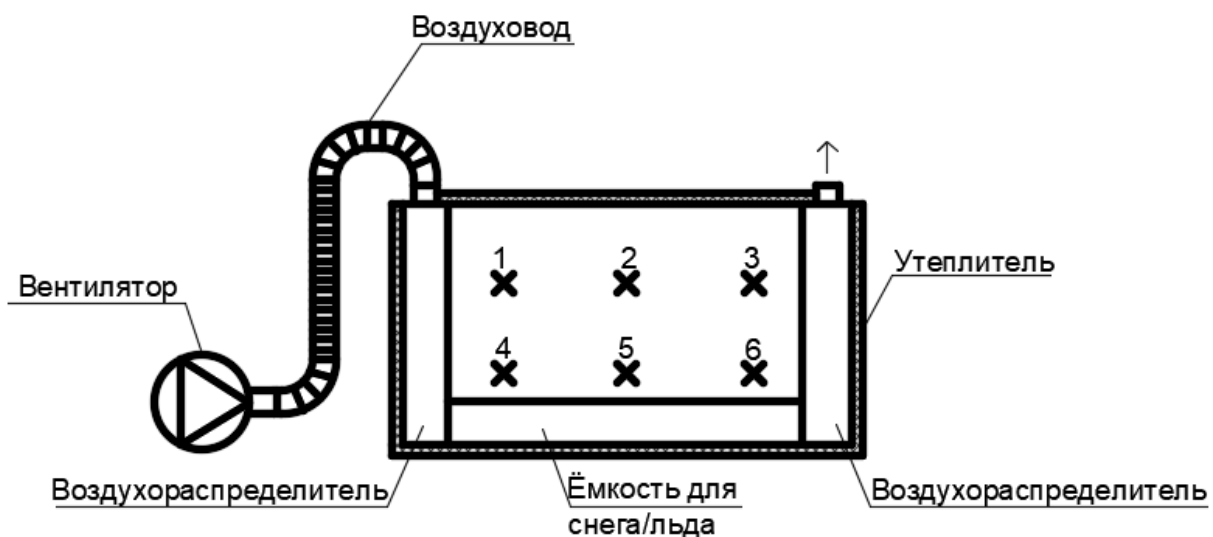


Рисунок 1.2.1 – точки для замера равномерности распределения воздуха

Замеры производятся при нахождении листа бумаги в состоянии покоя и при включенном вентиляторе с расходом $200\text{ м}^3/\text{ч}$.

Точка №1. Лист бумаги закреплен вверху крайней правой точки контейнера. Прикрепив линейку можем определить начальную точку состояния покоя листа, которая соответствует 12 см на отметке линейки (Рисунок 1.2.2). После включения вентилятора начальная точка перемещается на 2см и соответствует значению 14 на линейке (Рисунок 1.2.3).

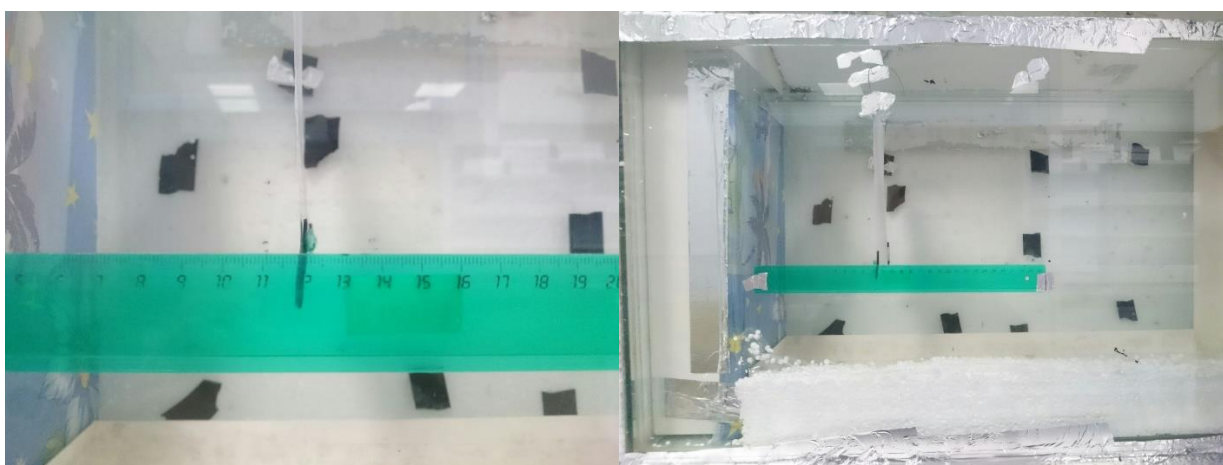


Рисунок 1.2.2 – точка №1 в состоянии покоя

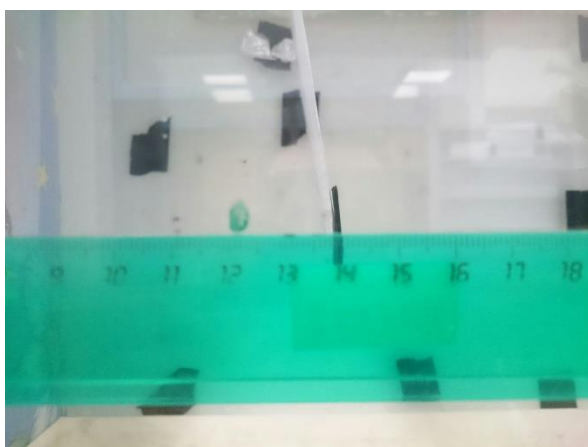
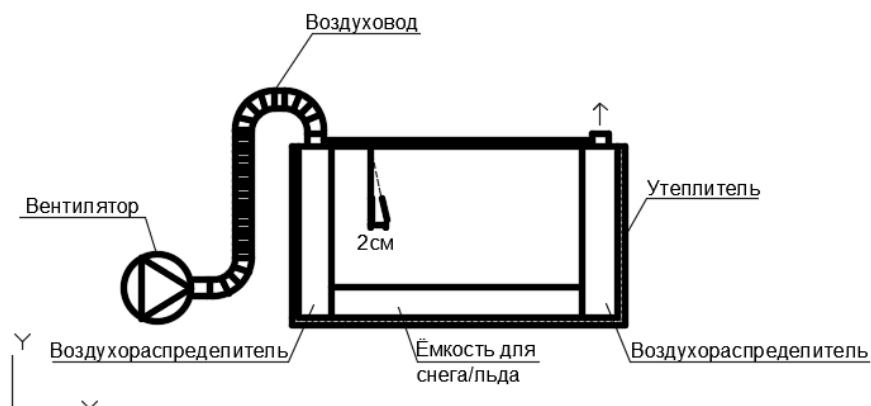


Рисунок 1.2.3 - Точка №1 при включенном вентиляторе.

Точка №2. Лист бумаги закреплен сверху в средней части контейнера. Прикрепив линейку определяем начальную точку состояния покая листа, которая соответствует 13 см на отметке линейки (Рисунок 1.2.4). После включения вентилятора начальная точка перемещается на 2 см и соответствует значению 15 на линейке (Рисунок 1.2.5).

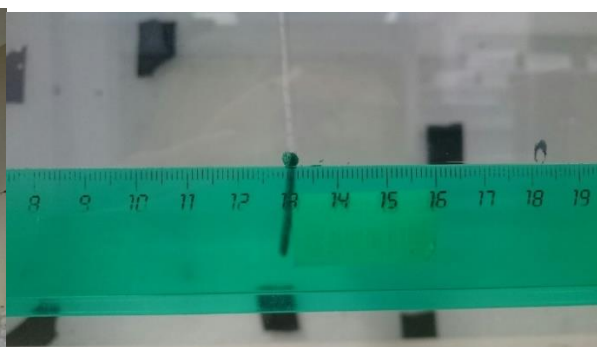


Рисунок 1.2.4 – точка №2 в состоянии покоя

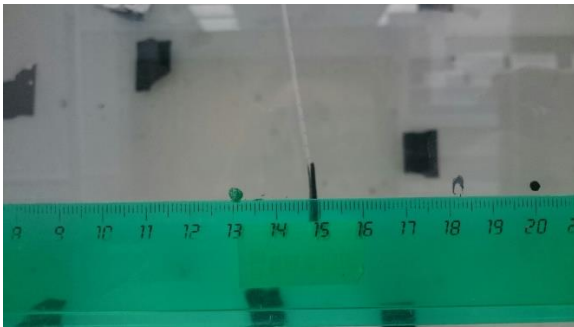
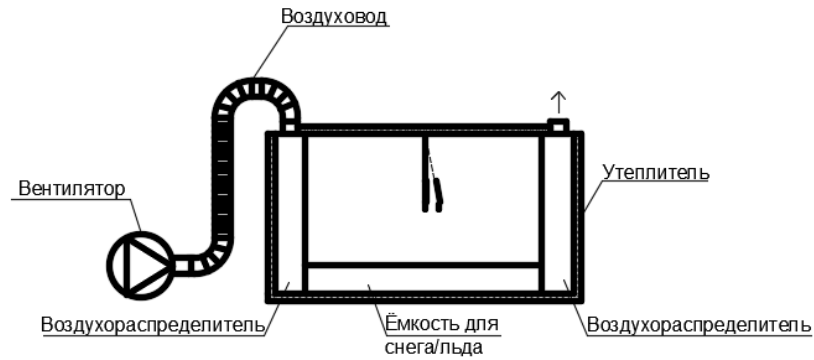


Рисунок 1.2.5 - Точка №2 при включенном вентиляторе.

Точка №3. Лист бумаги закреплен сверху в левой части контейнера. Прикрепив линейку определяем начальную точку состояния покоя листа, которая соответствует 20.5 см на отметке линейки (Рисунок 1.2.6). После включения вентилятора начальная точка перемещается на 2см и соответствует значению 22.5 на линейке (Рисунок 1.2.7).

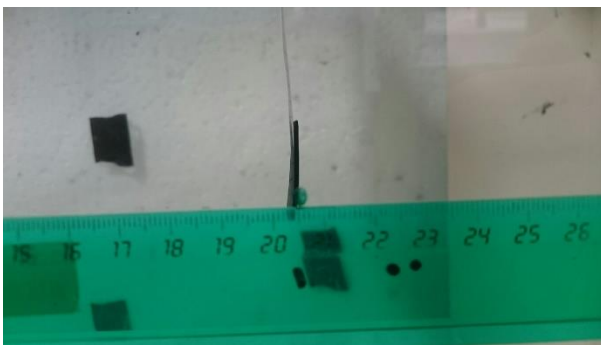


Рисунок 1.2.6 – точка №3 в состоянии покоя

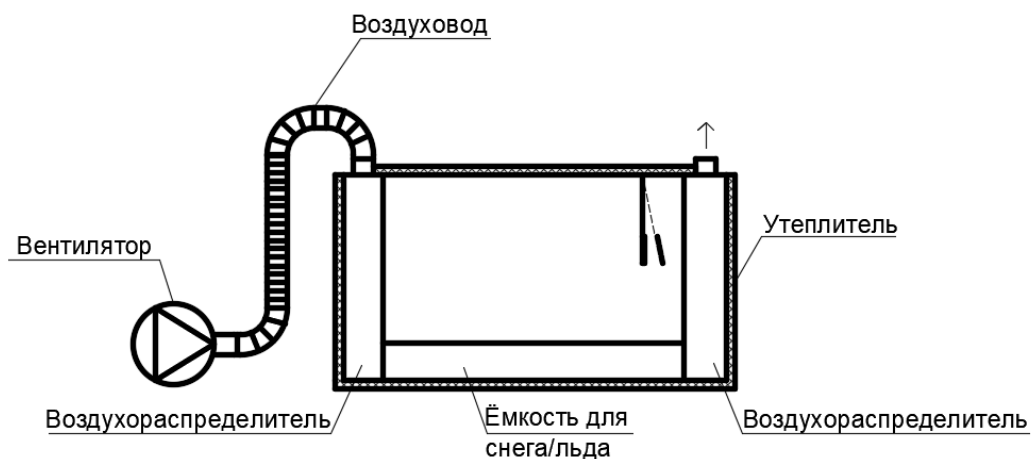


Рисунок 1.2.7 - Точка №2 при включенном вентиляторе.

Точка №4. Лист бумаги закреплен внизу в левой части контейнера. Прикрепив линейку определяем начальную точку состояния покоя листа, которая соответствует 1 см на отметке линейки (Рисунок 1.2.8). После включения вентилятора начальная точка перемещается на 2см. и соответствует значению 3 на линейке (Рисунок 1.2.9).

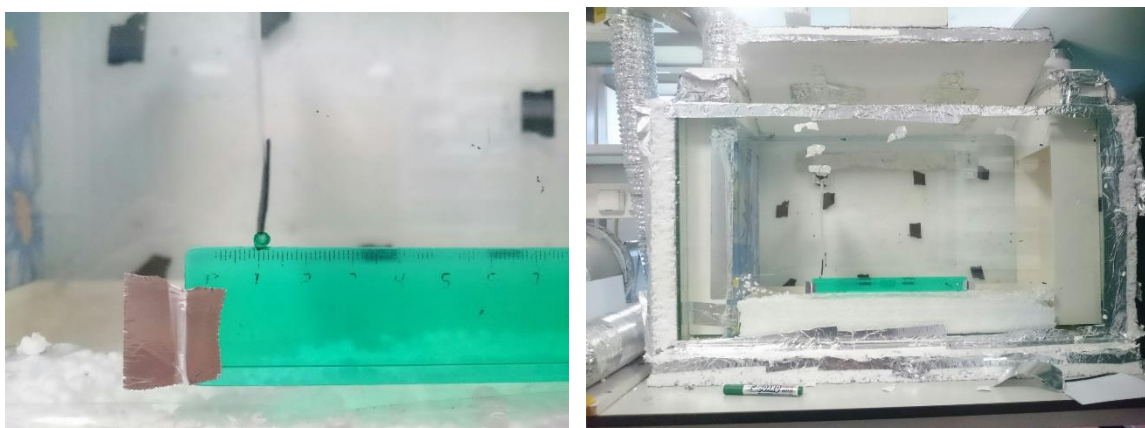


Рисунок 1.2.8 – точка №4 в состоянии покоя

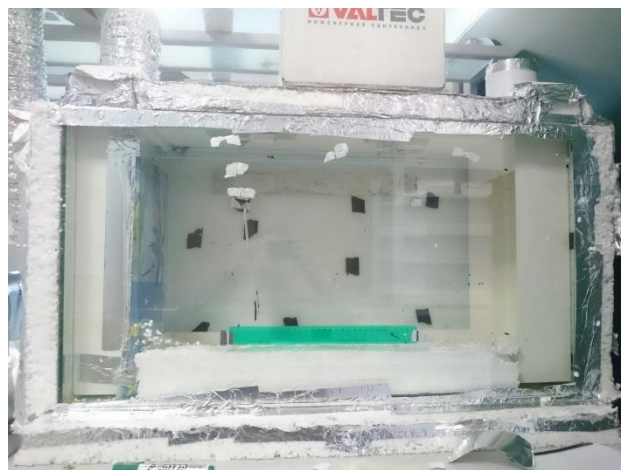
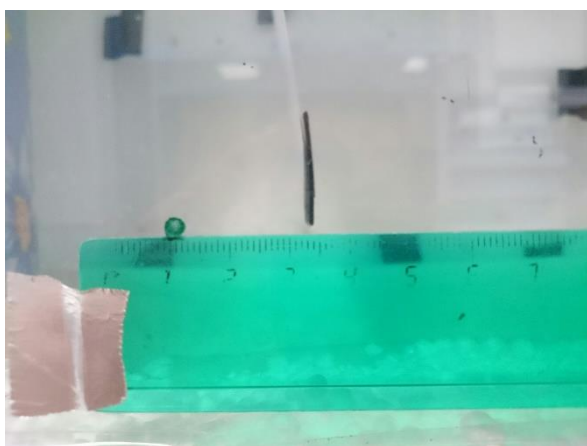
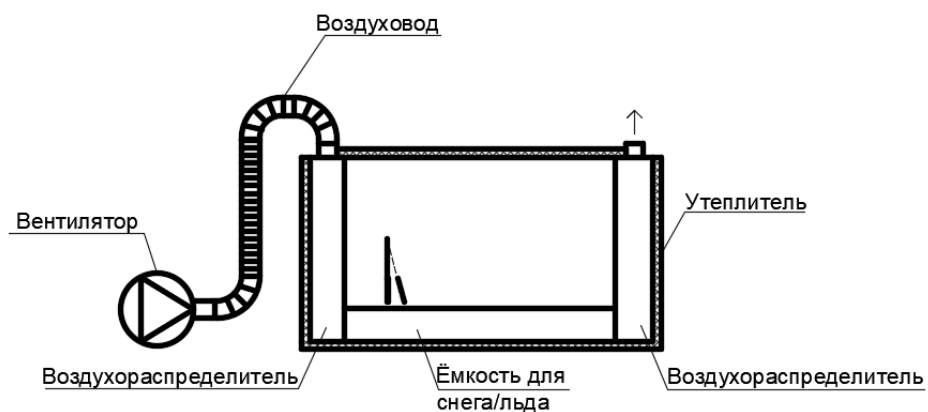


Рисунок 1.2.9 - Точка №4 при включенном вентиляторе.

Точка №5. Лист бумаги закреплен внизу в средней части контейнера. Прикрепив линейку определяем начальную точку состояния покоя листа, которая соответствует 16 см на отметке линейки (Рисунок 1.2.10). После включения вентилятора начальная точка перемещается на 2см и соответствует значению 18 на линейке (Рисунок 1.2.11).

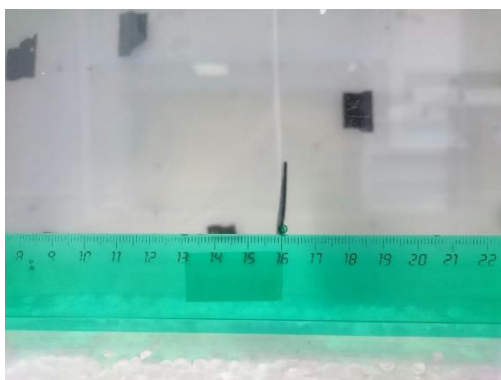


Рисунок 1.2.10 – точка №5 в состоянии покоя

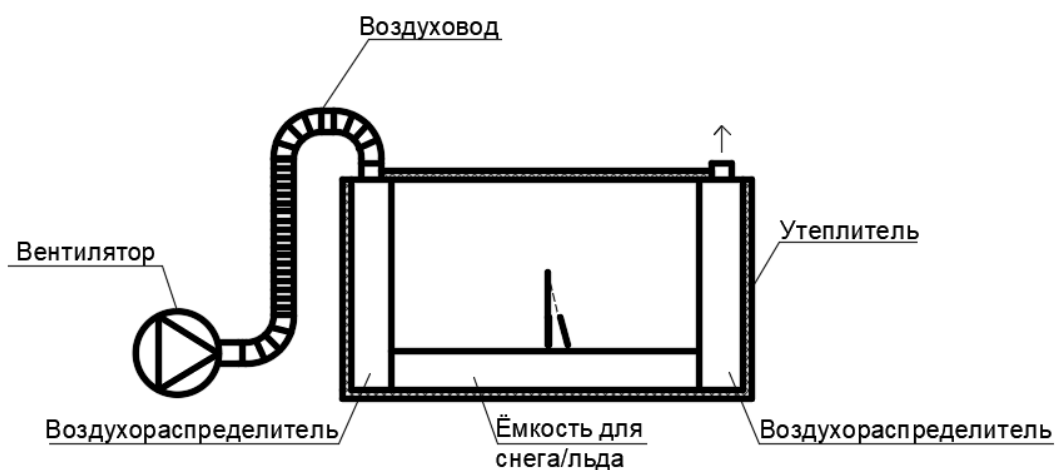


Рисунок 1.2.11 - Точка №5 при включенном вентиляторе.

Точка №6. Лист бумаги закреплен внизу в правой части контейнера. Прикрепив линейку определяем начальную точку состояния покоя листа, которая соответствует 15.5 см на отметке линейки (Рисунок 1.2.12). После включения вентилятора начальная точка перемещается на 3см и соответствует значению 18.5 на линейке (Рисунок 1.2.13).

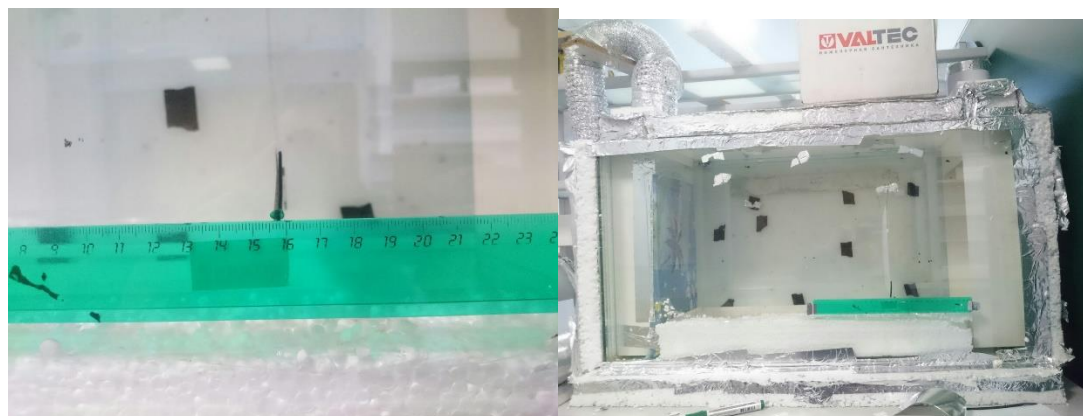


Рисунок 1.2.12– точка №6 в состоянии покоя

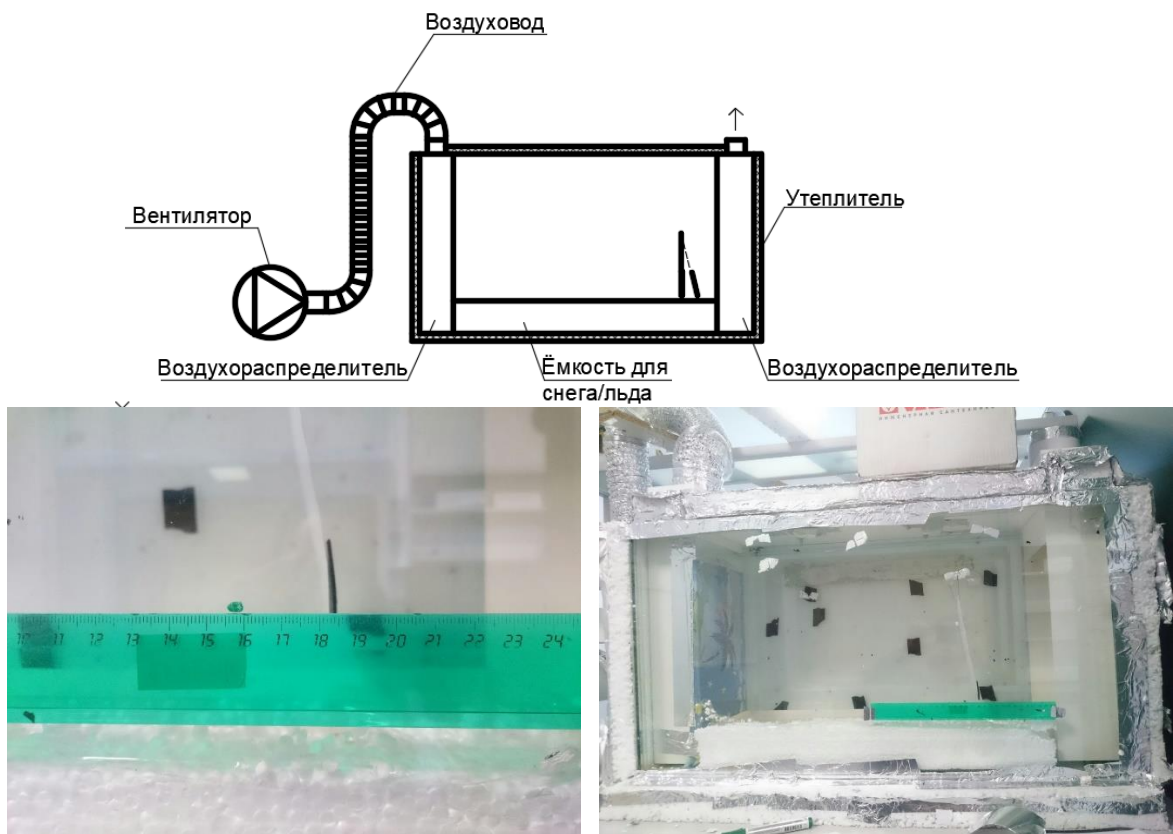


Рисунок 1.2.13 - Точка №6 при включенном вентиляторе.

Опыт с точкой №6 выбивается из общего цикла, (Рисунок 1.2.14) в отличие от предыдущих 5 точек она отклоняется на 3 см при постоянном расходе. Следовательно, внутри установки нет должной равномерной раздачи воздуха. В следствии этого следует установить дополнительные рекомендации к проведению опыта.

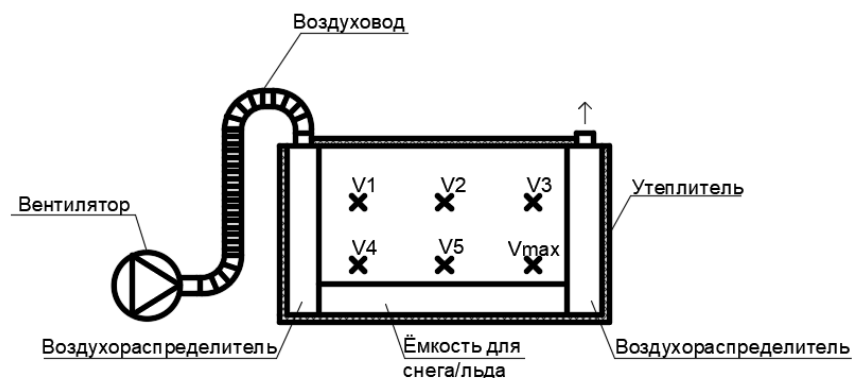


Рисунок 1.2.14 - Максимальная скорость в точке 6.

1.2.1 Расчет воздухоораспределителя

Для принятия мер следует провести расчет и выбрать подходящие способы, которые позволят распределять воздух более равномерно внутри установки. Примем первый воздухоораспределитель (Рисунок 1.2.1.1) как воздуховод равномерной раздачи и произведем его расчет.

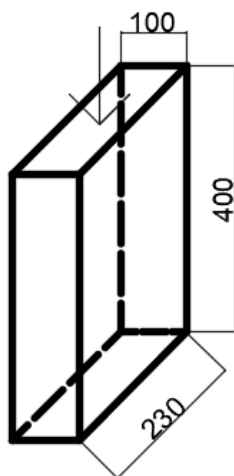


Рисунок 1.2.1.1 – Воздуховод равномерной раздачи.

Равномерная раздача воздуха по длине воздуховода через щель на его боковой стороне может быть обеспечена изменением высоты продольной щели.

Прямоугольный воздуховод постоянного сечения с щелью переменной высоты (Рисунок 1.2.1.2) рассчитывается:

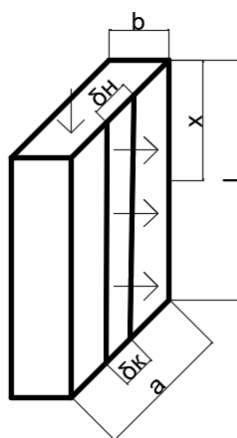


Рисунок 1.2.1.2 - Прямоугольный воздуховод постоянного сечения с щелью переменной высоты

Определяется скорость в начале воздуховода:

$$v_H = L_H / F \quad (1.2.1.1)$$

где, L_H - Расход м³/с, F площадь м².

$$v_H = \frac{0,056}{0,023} = 2,417 \text{ м/с}$$

Рассчитывается эквивалентный диаметр:

$$d_э = 2 * ab / (a + b) \quad (1.2.1.2)$$

где, a и b – ширина и высота воздуховода соответственно.

$$d_э = 2 * 0,21 * 0,1 / (0,23 + 0,1)$$

В соответствии с полученными значениями находим динамическое давление

P_d и удельную потерю давления R_H

$$P_d = 3,51 \text{ Па}$$

$$R_H = 0,42 \text{ Па}$$

Вычисляется высота щели воздуховода δ_K ,

$$\delta_K = L_H / l * v_p$$

где, l – длина воздуховода м, v_p – скорость истечения м/с.

$$\delta_K = 0,056 / (0,4 * 2,42) = 0,057 \text{ м}$$

Далее воздухораспределитель делим на 4 равные части и в каждом сечении (через 10 см от заглушенного конца) находим значения δ_x и v_x .

$$\delta_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\delta_K^2} - \left(\frac{\mu * x}{F}\right)^2 * \left(1 - \frac{R_H x}{3P_d}\right)}} \quad (1.2.1.3)$$

$$v_x = L_H / (l * \delta_x) \quad (1.2.1.4)$$

где, μ - коэффициент расхода = 0,56

Для первого сечения :

$$\delta_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0,057^2} - \left(\frac{0,56 * 0,1}{0,023}\right)^2 * \left(1 - \frac{0,42 * 0,1}{3 * 3,5}\right)}} = 0,058\text{м}$$

$$v_x = \frac{0,0556}{0,4 * 0,058} = 2,38\text{м/с}$$

Для второго сечения:

$$\delta_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0,057^2} - \left(\frac{0,56 * 0,2}{0,023}\right)^2 * \left(1 - \frac{0,42 * 0,2}{3 * 3,5}\right)}} = 0,059\text{м}$$

$$v_x = \frac{0,0556}{0,4 * 0,059} = 2,33\text{м/с}$$

Для третьего сечения:

$$\delta_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0,057^2} - \left(\frac{0,56 * 0,3}{0,023}\right)^2 * \left(1 - \frac{0,42 * 0,3}{3 * 3,5}\right)}} = 0,062\text{м}$$

$$v_x = \frac{0,0556}{0,4 * 0,062} = 2,3\text{м/с}$$

Для четвертого сечения:

$$\delta_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0,057^2} - \left(\frac{0,56 * 0,4}{0,023}\right)^2 * \left(1 - \frac{0,42 * 0,4}{3 * 3,5}\right)}} = 0,064\text{м}$$

$$v_x = \frac{0,0556}{0,4 * 0,064} = 2,1\text{м/с}$$

Результат сведен в табл. 1.1.

Таблица 1.1

x	0	0,1	0,2	0,3	0,4
δx		0,058	0,059	0,062	0,064
Vx		2,38	2,33	2,3	2,1

По итогам расчета получаем щель площадью сечения $0,25\text{м}^2$. Которая может обеспечить должным образом равномерное распределение воздуха в установке. Что бы применить расчет на практике планируется разделить приточный воздухораспределитель на четыре равные части и пропорционально, согласно расчетам, изменить в каждой части площадь проходного сечения. Аналогично нужно изменить проходное сечение всасывающего воздухораспределителя.

Глава 2. Проектирование системы кондиционирования воздуха для кафе

2.1 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха

Для данного здания проектируется СКВ второго класса.

Расчетные параметры наружного воздуха при проектировании системы кондиционирования данного общественного здания, расположенного в городе Владивосток (географическая широта – 45°), приняты в соответствии с СП 131.133300.2012 «Строительная климатология» [4] и сведены в таблицу 2.1.1.

Таблица 2.1.1- Расчетные параметры наружного воздуха

Период года	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Относительная влажность $\phi, \%$	Скорость ветра $v, \text{ м/с}$	Удельная энтальпия $I, \text{ кДж/кг}$
Холодный	-24	52	7,3	-25,6
Теплый	24,5	80	4,2	56

Для системы кондиционирования приняты оптимальные параметры.

Оптимальные параметры (температура, относительная влажность, подвижность) воздуха в рабочей зоне помещений, отвечающие санитарно-гигиеническим требованиям.

Данные сведены в таблицу 2.1.2.

Таблица 2.1.2 - Расчетные параметры внутреннего воздуха

Наименование помещения	Период года	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Относительная влажность $\phi, \%$	Скорость воздуха $v, \text{ м/с}$
кафе	Холодный	23	45	0,2
	Теплый	25	60	0,3

2.2 Расчет выделений вредностей

Для расчета СКВ необходимо рассчитать вредности (тепло, влага и CO₂):

- от людей;
- от остывающей пищи;
- от электрического оборудования;
- от остывающей пищи;
- от солнечной радиации.

Вредности от людей (теплота, влага)

Поступление явной теплоты $Q_{яв}$, [Вт]:

$$Q_{яв} = n \cdot q_{яв} \quad (2.2.1)$$

Поступление полной теплоты $Q_{пол}$, [Вт]:

$$Q_{пол} = n \cdot q_{пол} \quad (2.2.2)$$

Поступление влаги $W_{л}$, [г/час]:

$$W_{л} = n \cdot m \quad (2.2.3)$$

где n – количество людей в помещении;

$q_{яв}$, $q_{пол}$ – количество теплоты явной и полной выделяемой человеком, [Вт];

m – количество влаги выделяемой человеком, [г/час];

Согласно [2] посетители кафе относятся к легкой категории работ.

Расчет сведен в таблицу 2.2.1.

Таблица 2.2.1 – Вредности от людей в кафе

Помещение	Кол-во людей Вт/(ч*чел)	Количество явной теплоты Вт/(ч*чел)	Количество полной теплоты Вт/(ч*чел)	Количество влаги г\ч	Поступление явной теплоты Вт	Поступление полной теплоты Вт	Поступление влаги г\ч
	п.л	qя.л	qp.л	мл	Qлюд.я	Qл.п	Млюд
Кафе	24	100	150	75	2400	3600	1665

Теплопоступления от пищи

Поступления явной теплоты от остывающей пищи в помещениях кафе по формуле [6]:

$$Q_{\text{я}}^{\text{пищи}} = \frac{g \cdot c_{\text{ср}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \cdot n}{\tau \cdot 3,6}, \text{ Вт} \quad (2.2.5)$$

где g – средняя масса всех блюд, приходящихся на одного посетителя, в расчетах принимается $g = 0,3$ кг;

$c_{\text{ср}}$ – средняя теплоемкость пищи, в расчетах принимается $c_{\text{ср}} = 3,35$ кДж/(кг·°С)

$t_{\text{н}}$ – температура пищи, поступающей в обеденный зал, $t_{\text{н}} = 70$ °С;

$t_{\text{к}}$ – температура пищи в момент потребления, $t_{\text{к}} = 40$ °С;

n – число посадочных мест в обеденном зале;

τ – продолжительность принятия пищи одним посетителем, (для кафе $\tau = 0,3$).

Так как условно считается, что поступления скрытой теплоты равны поступлениям явной, то полные теплоизбытки от остывающей пищи равны [6]:

$$Q_{\text{п}}^{\text{пищи}} = 2 \cdot Q_{\text{я}}^{\text{пищи}}, \text{ Вт} \quad (2.2.6)$$

Влагопоступления от пищи [6]:

Количество испаряющейся влаги от остывающей пищи в кафе определяется по величине скрытых теплоизбытков, условно принимаемых равными явным, по формуле:

$$M_{\text{вл}}^{\text{пищи}} = \frac{K \cdot g \cdot c_{\text{ср}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \cdot n}{\tau \cdot (2500 + 1,8 \cdot \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2})}, \text{ кг/час} \quad (2.2.7)$$

где K – понижающий коэффициент, учитывающий на пище наличие жирной пленки и неравномерность потребления пищи, $K = 0,34$;

g – средняя масса всех блюд, $g = 0,85$ кг;

c_{cp} – средняя теплоемкость пищи, $c_{cp} = 3,35$ кДж/(кг·°С);

t_n – температура пищи, поступающей в кафе, $t_n = 70$ °С;

t_k – температура пищи в момент потребления, $t_k = 40$ °С;

n – число посадочных мест кафе;

τ – продолжительность принятия пищи одним посетителем, (для ресторанов $\tau=0,3$).

Расчет сведен в таблицу 2.2.2

Таблица 2.2.2 – Вредные выделения от пищи в кафе

Помещение	g	c_{cp}	t_n	t_k	n	τ	$Q_{пищ.я}$	$Q_{пищ.п}$	K	$M_{вл}$
	кг	кДж/кг*С	°С	°С	чел	ч	Вт	Вт		г/ч
Кафе	0,3	3,53	70	40	24	0,3	706	1412	0,34	305,4

Теплопоступления от солнечной радиации

Расчет выполнен согласно [5].

Теплопоступления Q , [Вт] определяются по формуле:

$$Q = \sum Q_i + \sum Q_{im}; \quad (2.2.8)$$

где Q_i - тепловой поток через i -ый световой проем, [Вт];

Q_{im} - тепловой поток через i -ое массивное ограждение, [Вт].

Тепловой поток через i -ый световой проем рассчитывается по формуле в зависимости от часов в сутки и выбирается максимальное значение:

$$Q_i = Q_{osi} \cdot a_n + Q \Delta t; \quad (2.2.9)$$

где Q_{osi} - тепловой поток через остекленный проем, [Вт];

a_n - показатель поглощения теплового потока солнечной радиации;

$Q \Delta t$ - тепловой поток теплопередачи через световой проем, [Вт].

Тепловой поток через остекленный проем Q_{osi} , [Вт] рассчитывают по формуле:

$$Q_{osi} = (q_n \cdot K_1 + q_r \cdot K_2) \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot A_{ос}; \quad (2.2.10)$$

где q_n, q_r - поверхностная плотность теплового потока, $[Вт/м^2]$, через остекленный световой проем в июле в данный час суток, соответственно от прямой (q_n) и рассеянной (q_r) солнечной радиации, принимаемая для вертикального и горизонтального остекления;

$K_1 = K_{пг} \cdot K_{пв}$ - коэффициенты облученности прямой солнечной радиацией для учета площади светового проема, незатененной горизонтально $K_{пг}$ и вертикальной $K_{пв}$ плоскостями в строительном исполнении;

$K_2 = K_g \cdot K_v$ - коэффициенты облученности для учета поступления рассеянной солнечной радиации через световые проемы, незатененные горизонтальной K_g и вертикальной K_v наружными солнцезащитными плоскостями в строительном исполнении;

K_3 - коэффициенты теплопропускания солнцезащитных устройств (шторы, карнизы, жалюзи и др. изделия заводского изготовления),

A_{oc} - площадь светового проема (остекления), $[м^2]$.

Коэффициенты определяются по формулам:

$$K_{п,г} = 1 - H^{-1} (l_1 \operatorname{tg} h_s / \cos A_{s,oc} - r); \quad (2.2.11)$$

$$K_{п,в} = 1 - B^{-1} (l_2 |\operatorname{tg} A_{s,oc}| - s); \quad (2.2.12)$$

где H, B - высота и ширина светового проема, $[м]$;

l_1, l_2 - ширина горизонтальных и вертикальных строительных солнцезащитных плоскостей, при отсутствии солнцезащитных плоскостей, но при расстоянии кромки стен от остекления 150 $[мм]$ и более рекомендуется их учитывать как плоскость, затеняющую оконный проем;

h_s - высота солнца - угол, $[...^\circ]$, между направлением солнечного луча и его проекцией на горизонтальную плоскость;

$A_{s,oc}$ - солнечный азимут остекления светового проема, $[...^\circ]$;

r, s - расстояние, $[м]$, от солнцезащитных плоскостей соответственно до вертикального или горизонтального края светового проема;

Если при вычислениях по формулам (2.2.11) и (2.2.12):

а) $K_{п,г} \leq 0$ или $K_{п,в} \leq 0$, то следует принять $K_1 = 0$, т.е. световой проем полностью затенен;

б) $K_{п,г} > 1$ или $K_{п,в} > 1$, то следует принять $K_1 = 1$ или $K_{п,в} = 1$, т.к. тень от солнцезащитного устройства не доходит до светового проема.

Коэффициенты $K_г, K_в$ принимаются по таблице в зависимости от солнцезащитных углов плоскостей и определяемых по формулам:

$$s = \arctg[l_1 / (H + r)]; \quad (2.2.13)$$

$$r = \arctg[l_2 / (B + s)]; \quad (2.2.14)$$

где: H, B, l_1, l_2, r, s - принимаются по п.5 рис. 1а.

Солнечный азимут светового проема, $A_{s,oc}$ [$^\circ$], определяется разностью углов азимута солнца и азимута светового проема

$$A_{s,oc} = |A_s - A_{oc}|; \quad (2.2.15)$$

где A_s - азимут солнца, [$^\circ$] – угол между направлением на юг и горизонтальной проекцией солнечного луча;

A_{oc} - азимут светового проема, [$^\circ$], угол между перпендикуляром к остеклению и направлением на юг;

A_s, A_{oc} - для восточной половины небосклона отрицательны, а для западной половины положительны.

Азимуты световых проемов, ориентированные по основным сторонам света имеют следующие значения: В - 90, С - 180, Ю - 0, З - 90.

Показатель " $a_{п}$ " - поглощения ограждениями и оборудованием теплового потока прямой и рассеянной солнечной радиации, передаваемого воздуху помещения конвективными потоками, определяется по таблице 5, в зависимости от отношения $\sum Y / \Delta$, в котором $\sum Y$ показатель суммарного усвоения теплоты ограждениями и оборудованием помещения, [Вт/ $^\circ$ C]:

$$\sum Y = Y_1 A_1 + Y_2 A_2 + \dots + Y_n A_n + Y_{oc}; \quad (2.2.16)$$

где Δ - показатель интенсивность конвективного теплообмена в помещении, [Вт/°С];

$$\Delta = 2,55(A_1 + A_2 + \dots + A_n + A_{oc}); \quad (2.2.17)$$

где $Y_1 \dots Y_n$ - коэффициенты теплоусвоения, [Вт/(м²°С)], для стен, покрытий и пола, причем в расчете учитывается только один-два активных внутренних слоя конструкции ограждения со стороны помещения;

$A_1 \dots A_n$ - внутренние поверхности ограждений помещения и поверхности оборудования, [м²].

Коэффициенты теплоусвоения для ограждений и оборудования, [Вт/(м²°С)], определяются по формулам:

для окон и остекления фонарей

$$Y_{oc} = 1/(R_{oc} - 1/\alpha_{вн}); \quad (2.2.18)$$

где R_{oc} - термическое сопротивление теплопередаче остеклений световых проемов

$\alpha_{вн}$ - коэффициент теплоотдачи;

для перегородок производится расчет для половины их толщины по формуле:

$$Y_m = R_m \cdot S_m^2; \quad (2.2.19)$$

где R_m - термическое сопротивление части слоя, перегородки, разделенной по оси симметрии;

S_m - коэффициент теплоусвоения материала слоя на границе разделения;

Для определения почасовых поступлений теплоты расходуемой на нагревание приточного воздуха, следует найти время начала прямой радиации Z_n и продолжительность прямой радиации через остекленные поверхности помещения ΔZ_n , а затем, руководствуясь найденными значениями по строке, соответствующей отношению $\sum Y/\Delta$, находят значения показателя a_n для начала радиации Z и затем для всех часов суток $Z+1, Z+2$ и т.д.

Умножая значение максимального теплового потока солнечной радиации Q_i на полученный показатель a_n , определяют почасовые поступления теплоты, [Вт] в помещении, расходуемые на нагревание воздуха.

Тепловой поток теплопередачи, [Вт], для данного часа суток через остекленный световой проем (остекление) рассчитывается по формуле:

$$Q_{\Delta t} = (t_{\text{нар}} + 0,5\Theta_1 A_{\text{м,с}} - t_n) A_{\text{ос}} / R_{\text{ос}}; \quad (2.2.20)$$

где $t_{\text{нар}}$ - средняя за сутки температура наружного воздуха, принимаемая равной температуре июля, [$^{\circ}\text{C}$];

$A_{\text{мс}}$ - максимальная суточная амплитуда температуры наружного воздуха в июле,;

$t_{\text{вн}}$ - температура воздуха в помещении, [$^{\circ}\text{C}$].

$A_{\text{ос}}, R_{\text{ос}}$ - площадь, [м^2], и приведенное сопротивление теплопередаче, [$\text{м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$]

Θ_1 - коэффициент, выражающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха, принимаемый по таблице 6;

Тепловой поток, [Вт] через массивную ограждающую конструкцию (наружную стену или покрытие) Q_m , для данного часа суток (Z), следует определять по формуле:

$$Q_m = \left[\frac{1}{R} \left(t_{\text{нар}} + \rho \frac{J_{\text{ср}}}{\alpha_{\text{нар}}} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{\text{вн}}}{V} \left(0,5\Theta_1 A_{\text{м,с}} + \frac{\rho}{\alpha_{\text{нар}}} \Theta_2 A_j \right) \right] A_m; \quad (2.2.21)$$

где R - сопротивление теплопередаче массивной ограждающей конструкции (наружной стены, покрытия),

ρ - коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждающей конструкции,

J_{cp} - среднесуточное значение поверхностной плотности теплового потока суммарной солнечной радиации (прямой и рассеянной), поступающей в июле;

β_k - коэффициент равный 1 - при отсутствии вентилируемой воздушной прослойки в ограждении (покрытии) и равный 0,6 для всех других ограждающих конструкций;

V - величина затухания амплитуды колебаний температуры наружного воздуха в ограждающей конструкции:

$$V = 2^{\sum D} \left(0,83 + 3 \frac{\sum R}{\sum D} \right) V_e V_a ; \quad (2.2.22)$$

где $\sum R$ - термическое сопротивление ограждения;

$\sum D$ - тепловая инерция ограждения.

$$V_e = 0,85 + 0,15 S_1 / S_2 - \text{для многослойных конструкций}; \quad (2.2.23)$$

где S_1, S_2 - коэффициенты теплоусвоения материалов первого и второго слоев по ходу тепловой волны,

θ_1, θ_2 - коэффициенты, принимаются для каждого часа суток соответственно при $\varepsilon = \varepsilon + 15; \varepsilon_1 = \varepsilon + z$;

ε - запаздывание температурных колебаний в ограждении;

Z - время максимума суммарной (прямой и рассеянной) солнечной радиации, амплитуда суточных колебаний суммарной солнечной радиации (прямой и рассеянной);

A_{mc} - площадь массивной ограждающей конструкции (наружной стены, покрытия), [м²];

$\alpha_n, \alpha_{вн}$ - коэффициенты теплоотдачи наружной и внутренней поверхности ограждения.

Запаздывание температурных колебаний в ограждающей конструкции ε , [час] определяется по формуле:

$$\varepsilon = 2,7 \sum D - 0,4 ; \quad (2.2.24)$$

где $\sum D$ - тепловая инерция ограждающей конструкции.

Амплитуда суточных колебаний суммарной солнечной радиации (прямой и рассеянной) A_j , [Вт/м²] определяется по формуле:

$$A_j = J_{\text{макс}} - J_{\text{ср}}; \quad (2.2.25)$$

где $J_{\text{макс}}, J_{\text{ср}}$ - максимальное и среднесуточное значение суммарной солнечной радиации (прямой и рассеянной), поступающей на наружное ограждение.

Результаты расчетов приведены в приложении А.

Теплопоступления от искусственного освещения

Количество теплоты, поступающей от источников искусственного освещения, определяется по их фактической мощности из условия перехода энергии, затрачиваемой на освещение, в теплоту, нагревающую воздух помещения[6]:

$$Q_{\text{осв}} = F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}}, \text{ Вт} \quad (2.2.26)$$

где F – площадь пола помещения, м²;

$q_{\text{осв}}$ – удельные тепловыделения, Вт/м² лк, (для ламп накаливания прямого света $q_{\text{осв}} = 14$ Вт/м² лк);

$\eta_{\text{осв}}$ – доля тепла, поступающего в помещение, (для осветительных приборов у потолка $\eta_{\text{осв}} = 1$).

$$Q_{\text{осв}} = 14 \cdot 73,75 \cdot 1 = 1032,5 \text{ Вт}$$

Теплопоступления от электрического оборудования

Теплопоступления от электрического оборудования $Q_{\text{э.о.}}$ Вт, в помещении определяется по общей мощности оборудования с учетом его загрузки.

$$Q_{\text{э0}} = 1000 * K_o * N_{\text{общ}}$$

где, K_o -коэффициент одновременности работы оборудования ($K_o=0,2$);

$N_{\text{общ}}$ -общая установленная мощность эл. оборудования($N_{\text{общ}} 5,7$);

$$Q_{\text{э0}} = 1000 * 5,7 * 0,2 = 3140\text{Вт}$$

Тепловой баланс

Избытки теплоты в помещении

Теплый период:

$$\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{я}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{я}}^{\text{пищи}} + Q_{\text{ср}}, \text{ (Вт) ,} \quad (2.2.31)$$

$$\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{п}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{п}}^{\text{пищи}} + Q_{\text{ср}}, \text{ (Вт)} \quad (2.2.32)$$

Холодный период:

$$\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{я}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{я}}^{\text{пищи}} + Q_{\text{осв}} - \Delta Q_{\text{тп}}, \text{ (Вт) ,} \quad (2.2.33)$$

$$\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{п}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{п}}^{\text{пищи}} + Q_{\text{осв}} - \Delta Q_{\text{тп}}, \text{ (Вт).} \quad (2.2.34)$$

где $Q_{\text{я}}$, $Q_{\text{п}}$ – общие тепlopоступления явного и полного тепла от людей;

$Q_{\text{я}}^{\text{пищи}}$, $Q_{\text{п}}^{\text{пищи}}$ – полные и явные тепlopоступления от пищи; (Вт)

$Q_{\text{ср}}$ – тепlopоступления от солнечной радиации; (Вт)

$Q_{\text{осв}}$ – тепlopоступления от искусственного освещения; (Вт)

Результаты расчета сводятся в таблицу теплового баланса.

Таблица 2.2.3 – Тепловой баланс кафе

Период года	Теплопоступления в помещение, Вт						Теплоизбытки, Вт		Влага, М г/ч	
	Qя.л.	Qп.л.	Qэл.	Qосв	Qс.р	Qп.я	Qп.п	Qя		ΣQп
ХП	2400	3600	3140	1032,5		706	0	7278,5	7772,5	1970
ТП	2400	3600	3140	1032,5	3852	706	0	11130,5	11625	1970

2.3 Расчет воздухообмена и построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме

Количество воздуха, [кг/ч], подаваемого в помещение для обеспечения требуемых условий воздушной среды в рабочей или обслуживаемой зоне (полезную производительность СКВ), следует определять расчетом на основании количества избыточной теплоты, влаги и вредных веществ, поступающих в помещения, отдельно для теплого и холодного периода года[7]:

а) по избыткам явной теплоты:

$$L_{\text{пр}}^{\text{я}} = \frac{3,6 \sum Q_{\text{изб}}^{\text{я}}}{c \cdot (t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})} \quad (2.3.1)$$

где $Q_{\text{изб}}^{\text{я}}$ – избыточное явное количество теплоты в помещении, [Вт];

c – теплоемкость воздуха, равная 1,005, [кДж/кг⁰С];

t_{yx} – температура воздуха, удаляемого из помещения, [°С];

$t_{\text{пр}}$ – температура воздуха, подаваемого в помещение, [°С];

б) по избыткам полной теплоты:

$$L_{\text{пр}}^{\text{п}} = \frac{3,6 \sum Q_{\text{изб}}^{\text{п}}}{(i_{\text{yx}} - i_{\text{пр}})} \quad (2.3.2)$$

где $Q_{\text{изб}}^{\text{п}}$ – избыточное полное количество теплоты в помещении, [Вт];

i_{yx} – удельная энтальпия воздуха, удаляемого из помещения, [кДж/кг];

$i_{\text{пр}}$ – удельная энтальпия воздуха, подаваемого в помещение, [кДж/кг];

в) по избыткам влаги (водяного пара):

$$L_{\text{пр}}^{\text{w}} = \frac{W}{(d_{\text{yx}} - d_{\text{пр}})} \quad (2.3.3)$$

где W – избытки влаги в помещении, [г/ч];

d_{yx} - влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения, [кДж/кг];

$d_{пр}$ – влагосодержание воздуха, подаваемого в помещение, [кДж/кг];

Построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме

I-d-диаграмма влажного воздуха графически связывает все параметры, определяющие тепловлажностное состояние воздуха: энтальпию, влагосодержание, температуру, относительную влажность, парциальное давление водяных паров.

Исходными данными для построения процесса тепловлажностной обработки воздуха являются расчетные параметры наружного воздуха – t_n , °С, и i_n , кДж/кг, (точка Н), заданные параметры внутреннего воздуха – t_b , °С, и i_b , кДж/кг, (точка В). Температуру приточного воздуха $t_{п}$, °С, следует определять в зависимости от схемы воздухораспределения. Так как высота кафе 2,9 м, приточный воздух подается непосредственно в рабочую зону, следовательно, перепад температур Δt составляет 8 °С.

Диаграммы построены по методике [7] и приведены в графической части работы в приложении Б.

Независимо от заданной схемы обработки воздуха в кондиционере определяется величина углового коэффициента луча процесса ε :

$$E = \frac{3,6 \cdot Q_{изб}''}{M_{вл}} 10^3, \text{ кДж/кг} \quad (2.3.4)$$

Таблица 2.3.2 – Определение углового коэффициента луча процесса

Величина	ТП	ХП
Qя. изб	11130,5	7278,5
Мвл, кг	1,97	1,97
Е, кДж/кг	22876,37	15838,4

2.4 Подбор воздухораспределителей

2.4.1 Подбор воздухораспределителей для подачи воздуха

В качестве устройств для подачи воздуха в кафе используются прямоугольные воздухораспределители 4АПН. [11]

Воздухораспределители 4АПН предназначены для подачи воздуха в жилых, административных, общественных и производственных помещениях. Диффузоры 4АПН состоят из прямоугольного корпуса, в который при помощи пружин устанавливается блок из направляющих пластин. Данные воздухораспределители изготавливаются из алюминия (Рисунок 2.4.1.1). Наружные и внутренние поверхности 4АПН окрашиваются методом порошкового напыления в белый цвет.

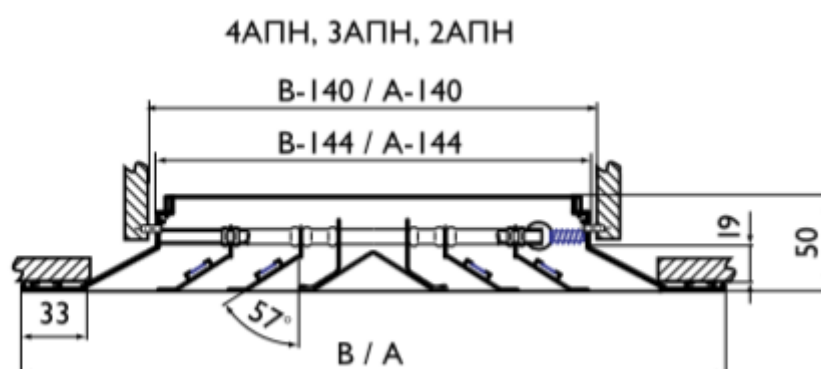


Рисунок 2.4.1.1- Воздухораспределитель 1ВНП

Расчет воздухоораспределителей осуществляется по схеме Д – подача воздуха сверху вниз застилающимися на потолок веерными струями [11] (Рисунок 2.4.1.2).

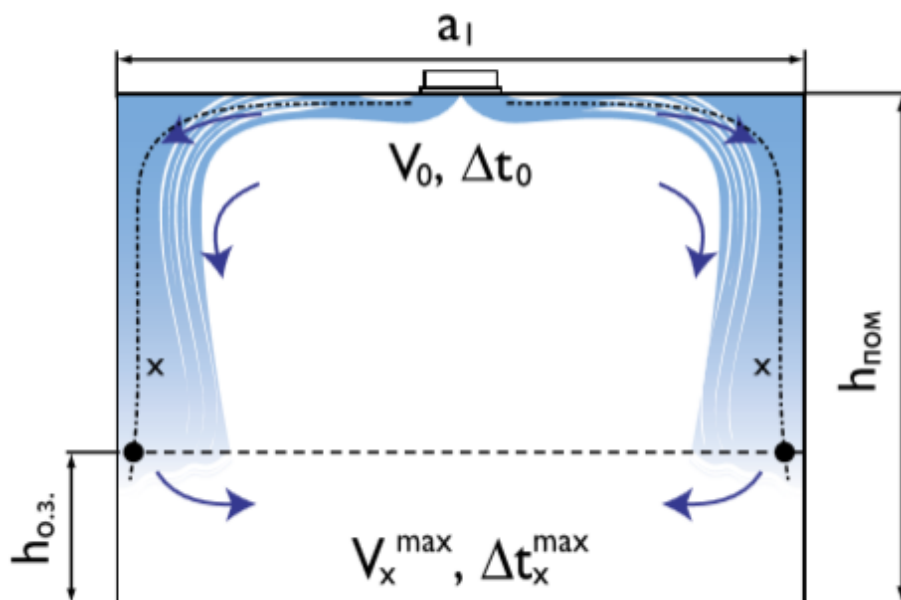


Рисунок 2.4.1.2 – Подача воздуха в обслуживаемую зону по схеме Д

Расчет воздухоораспределителя

Исходные данные: Площадь помещения $73,87\text{м}^2$, высота $h_{\text{пом}}=2,9\text{м}$, $h_{\text{о.з.}}=1,5\text{м}$.

Воздухообмен круглогодично $L_0=4983,8\text{м}^3/\text{ч}$, $\Delta t_0=8^\circ\text{C}$, $V_{\text{норм.}}=0,18\text{ м/с}$, $\Delta t_{\text{норм.}}=1,5^\circ\text{C}$

Определить: $V_x, \Delta t_x$ на расстоянии 1 м.

Решение: По архитектурно-планировочным решениям целесообразно установить 4 воздухоораспределителя 4АПН по всему помещению, а удаление воздуха организовать из верхней зоны правой части помещения.

Необходимый расход воздуха на 1 воздухоораспределитель $L_0=1246\text{ м}^3/\text{ч}$.

По таблице для 4АПН находим значение коэффициентов $m=2,2$, $n=1,6$.

По формуле (2.4.1.1) определяем значение расчетной скорости на выходе из воздухоораспределителя:

$$V_0 = \frac{L_0}{3600 \cdot F_0} \quad (2.4.1.1)$$

$$V_0 = \frac{1246}{3600 \cdot 0,192} = 1,8 \text{ м/с.}$$

По формуле (2.4.1.1) находим расчетную длину струи x :

$$x = 0,5 \cdot \sqrt{F_{0.з.}} \cdot h_{\text{пом}} \cdot h_{0.з.} \quad (2.4.1.2)$$

$$x = 0,5 \cdot \sqrt{18,6} \cdot 3 \cdot 1,5 = 3,7 \text{ м}$$

Вычисляем максимальную скорость V_x и Δt_x^{max}

$$V_x^{\text{max}} = V_x \cdot K_o \cdot K_n \quad (2.4.1.3)$$

$$V_x^{\text{max}} = 0,25 \cdot 0,6 \cdot 1 = 0,15$$

$$\Delta t_x^{\text{max}} = \frac{\Delta t_x}{K_c \cdot K_n} \quad (2.4.1.4)$$

$$\Delta t_x^{\text{max}} = \frac{1,75}{1,25 \cdot 1} = 2,92$$

Полученные значения V_x^{max} и Δt_x^{max} сопоставляем с нормируемым:

$$V_x^{\text{max}} = 0,15 < 0,18 \text{ и } \Delta t_x^{\text{max}} = 2,92 < 8$$

Полученные значения V_x^{max} и Δt_x^{max} удовлетворяют заданным условиям, на этом расчет заканчивается.

2.4.2 Подбор воздухораспределителей для удаления воздуха

В качестве устройств удаления воздуха в кафе используются односторонние потолочные диффузоры 1АПН. [11]

Потолочные диффузоры 1АПН предназначены для удаления воздуха в жилых, административных, общественных и производственных помещениях.

Односторонние диффузоры состоят из прямоугольного корпуса, в которой при помощи пружин устанавливается блок внутренних квадратных диффузоров с сотовой вставкой (Рисунок 2.4.2.1).

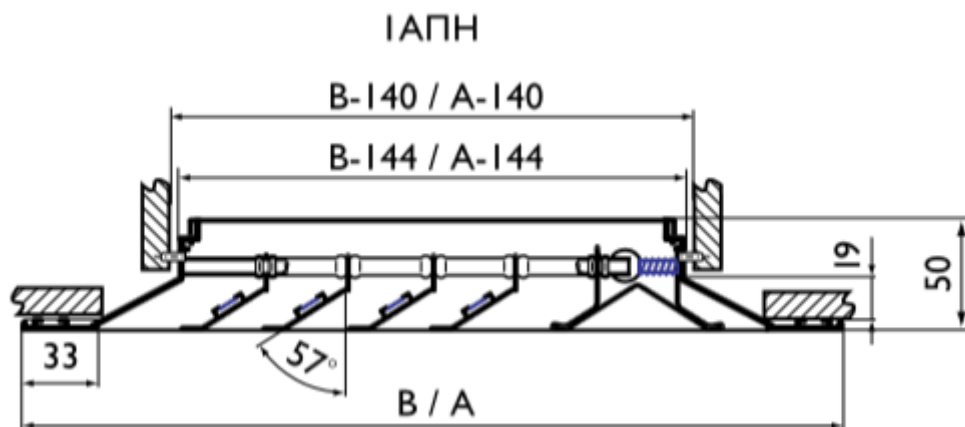


Рисунок 2.4.2.1 – Воздухораспределитель 1АПН

Диффузоры изготавливаются из алюминия и окрашиваются методом порошкового напыления.

Количество диффузоров определяется по формуле:

$$n = \frac{L_{\text{воздуха}}}{L_{\text{диф}}} \quad (2.4.2.1)$$

где $L_{\text{воздуха}}$ – расход приточного или вытяжного воздуха, м³/час;

$L_{\text{диф}}$ – расход на один диффузор, м³/час;

Скорость воздуха в диффузоре v , м/с, определяется по формуле:

$$v = \frac{L_{\text{воздуха}}}{n \cdot F \cdot 3600} \quad (2.4.2.2)$$

где F – площадь сечения диффузора, м²;

По каталогу «Арктика 2008» подбираем диффузоры 1АПН 675x675, $\Delta P=9$ Па:

$n=4$ шт;

$v=20320,48/(24 \cdot 0,119 \cdot 3600)=1,31$ м/с;

2.5 Аэродинамический расчет СКВ кафе

Распределение воздуха в системах кондиционирования и вентиляции осуществляется по более или менее сложной системе воздуховодов. Воздухораспределительная сеть должна отвечать определенным требованиям:

- обеспечивать производительность по воздуху;
- иметь минимальные потери напора;
- иметь скорость потока воздуха, удовлетворяющую требованиям санитарных норм;
- иметь уровень шумов, не превышающий допустимый по санитарным нормам;
- быть герметичной;
- пространство, занимаемое воздуховодами, должно быть минимальным.

Системы воздушных коммуникаций классифицируются по скорости потока воздуха и рабочему давлению.

Расчет сети воздуховодов в общем виде сводится к определению потерь давления в воздуховодах при данном расходе воздуха.

Задаются сечением или диаметром воздуховодов и определяют скорость воздуха при проектируемом расходе и соответствующие потери давления в воздуховоде на 1 м длины.

Суммарные потери давления в воздуховодах ΔP , Па, определяются по формуле

$$\Delta P = R \cdot l + z \quad (2.5.1)$$

где R — потери давления на трение, Па/м воздуховода;

l — длина воздуховода, м;

z — потери давления на местные сопротивления, Па.

При температуре воздушного потока, отличающейся от 20 °С, на потери давления, подсчитанные по формуле, следует вводить поправочные коэффициенты, соответственно, на трение и на местные сопротивления.

Потери давления на трение в воздуховодах можно определить по формуле

$$P_d = 1,2 \cdot v^2 / 2 \quad (2.5.2)$$

где v — скорость воздуха, м/с;

Для воздуховодов прямоугольного сечения за расчетную величину диаметра d принимается эквивалентный диаметр $d_{\text{эКВ}}$, который определяется по формуле:

$$d_{\text{эКВ}} = 2 \cdot A \cdot B / (A + B) \quad (2.5.3)$$

где A и B — размеры сторон прямоугольного воздуховода, м.

Потери давления на местные сопротивления Z , Па, определяются по формуле:

$$Z = \sum \zeta \cdot P_d \quad (2.5.4)$$

где $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода.

Порядок расчета:

1) Вычерчивается аксонометрическая схема системы воздуховодов. На схеме указывается порядковый номер каждого расчетного участка, количество воздуха L , м³/ч, и длина каждого участка воздуховода, м. Сначала просчитывается самый удаленный от вентилятора и наиболее нагруженный участок сети.

2) По номограммам, задаваясь скоростью движения воздуха, согласно требованиям для данного помещения, и зная количество воздуха L , проходящего по данному участку, выбирается диаметр каждого участка воздуховода d .

3) По табличным данным (из справочной литературы) определяется сумма коэффициентов местных сопротивлений [10].

4) Рассчитывается сумма потерь давлений на участках сети до заданного ответвления.

5) Увязываются все ветви сети воздуховодов - то есть приравнивается сопротивление каждой ветви к сопротивлению наиболее нагруженной ветви.

Расход воздуха на приточную систему составил 4983,8 м³/ч, на вытяжную 4983,8 м³/ч.

Результаты расчетов вытяжной и приточной системы для кафе приведены в приложении В в таблицах В1 и В2.

2.6 Подбор установки кондиционирования воздуха

Центральные кондиционеры имеют модульную структуру и набираются из функциональных блоков различного назначения. Подбор оборудования и компоновка кондиционера осуществляются в зависимости от количества обрабатываемого воздуха и принятой схемы обработки. В данной работе принята приточная схема с использованием второго подогрева (Рисунок 2.6.1). [7] Подбор оборудования осуществлен по соответствующей программе, результаты в приложении Г.

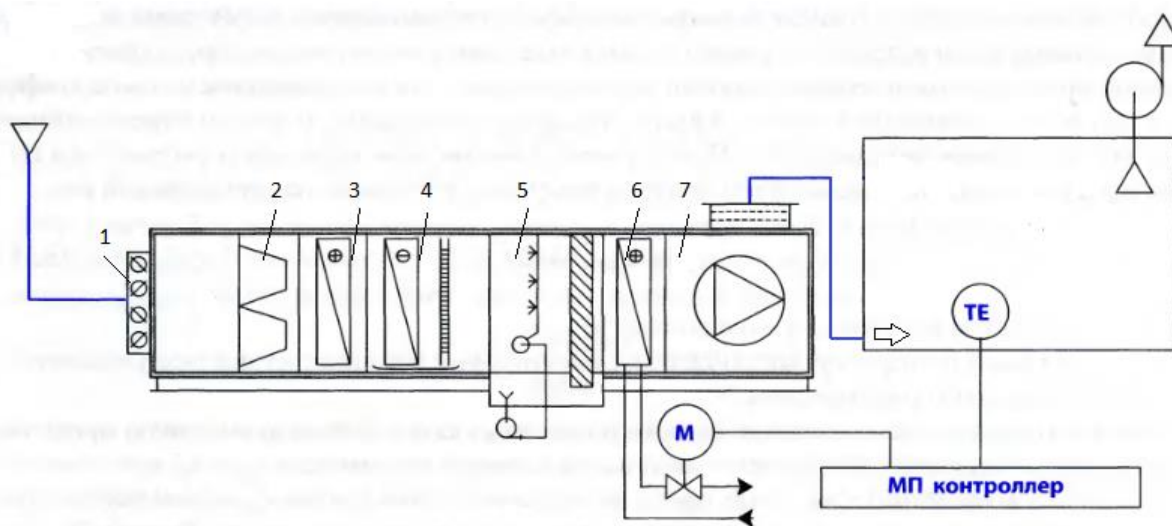


Рисунок 2.6.1 – Прямоточная схема обработки воздуха с использованием второго подогрева (1-клапан;2-фильтр;3-воздухоподогреватель первого подогрева; 4-воздухоохладитель; 5- камера орошения (увлажнитель); 6- воздухоподогреватель второго подогрева; 7- вентилятор)

Глава 3. Проектирование системы вентиляции для административного корпуса

3.1 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха

Расчетные параметры наружного воздуха при проектировании системы вентиляции данного общественного здания, расположенного в городе Владивосток (географическая широта – 45°), взяты по параметрам А и Б, и приняты в соответствии с СП 131.133300.2012 «Строительная климатология»[44] и сведены в таблицу 3.1.1.

Таблица 3.1.1- Расчетные параметры наружного воздуха

Период года	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Относительная влажность $\phi, \%$	Скорость воздуха $v, \text{ м/с}$	Удельная энтальпия $I, \text{ кДж/кг}$
Холодный	-24	52	7,3	-20,8
Теплый	24,5	80	4,2	49,6

3.2 Расчет воздухообмена по нормативной кратности

Воздухообмен по кратности:

$$G = K_p \cdot V_n ; \quad (3.2.1)$$

где K_p – расчетная кратность воздухообмена;

V_p – объем помещений по внутреннему обмеру, м³.

Недостающий приток подается в рекреации (тамбуры, вестибюли, холлы, коридоры).

Расчет сведен в таблицу 3.2.1

Таблица 3.2.1 – Воздухообмен по нормативной кратности

№	наименование помещения	площадь	объем	Приток		Вытяжка	
				Кратность	Значение м3	Кратность	Значение м3
101	Склад	28,36	82,244			1	
102	Техническое помещение	42,57	123,453			1	
103	коридор	40,1	116,29				
104	бельевая	8,8	25,52	1		0,5	12,76
105	бельевая	8,4	24,36	1		0,5	12,18
106	коридор	31,32	90,828				
107	жилая комната	27,55	79,895	30м3/мест		30м3/мест	60
108	жилая комната	17,84	51,736	30м3/мест		30м3/мест	60
109	жилая комната	18,5	53,65	30м3/мест		30м3/мест	60
110	жилая комната	18,57	53,853	30м3/мест		30м3/мест	60
111	жилая комната	19,57	56,753	30м3/мест		30м3/мест	60
112	туалет	10,38	30,102			на унитаэ	50
113	хол	48,85	141,665				
114	жилая комната	8,54	24,766	30м3/мест		30м3/мест	60
115	жилая комната	12,93	37,497	30м3/мест		30м3/мест	60
117	тепловой узел	4,66	13,514	1		1	

3.3 Подбор решеток

По известному воздухообмену в соответствии с рекомендуемыми скоростями на входе и на выходе из решеток выбирается тип решеток (геометрические размеры и живое сечение) и определяется требуемая площадь:

$$F_{mp} = \frac{L_p}{3600 \cdot \mathcal{G}_{рек}} \quad (3.6.1)$$

где L_p – расчетный воздухообмен по притоку или вытяжке.

$\mathcal{G}_{рек}$ – рекомендуемая скорость, м/с.

По найденным значениям F_{mp} определяем требуемое количество решеток:

$$n_{mp} = \frac{F_{mp}}{f_p} \quad (3.6.2)$$

где f_p – площадь живого сечения решетки, м².

n_{mp} - округляем до целого и получаем расчетное (фактическое) количество решеток (n_ϕ);

Находим расчетную (фактическую) площадь живого сечения решеток:

$$F_\phi = n_\phi \cdot f_p \quad (3.6.3)$$

Затем находим расчетную скорость на входе или на выходе из решеток.

$$v_\phi = \frac{L_p}{3600 \cdot F_\phi} \quad (3.6.4)$$

В качестве воздухораспределителей для подачи и удаления воздуха были выбраны решетки АМР (Рисунок 3.6.1) Решетки АМР предназначены для подачи и удаления воздуха в помещениях и оснащены регуляторами расхода воздуха. Настенный монтаж осуществляется с помощью пружинных фиксаторов, а потолочный рекомендуется производить с помощью самонарезающих винтов. Решетки окрашиваются методом порошкового напыления в белый цвет. [11]

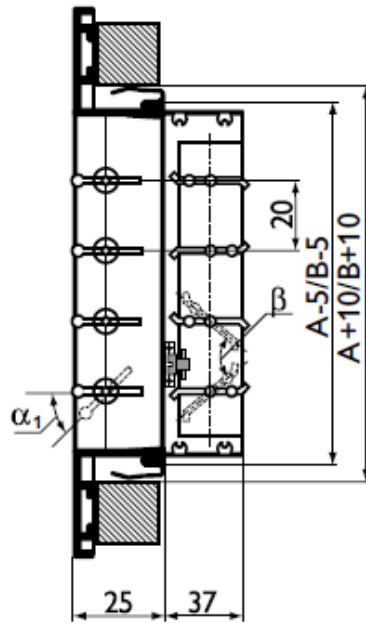


Рисунок 3.6.1 – Конструктивная схема решетки АМР

Результаты подбора приточных и вытяжных воздухораспределителей для системы вентиляции приведены в приложении Д в таблицах Д1 и Д2.

3.4 Аэродинамический расчет системы вентиляции воздуха

Аэродинамический расчет выполнен согласно пункту 2.5, результаты расчетов приведены в приложении Е в таблицах Е1, Е2.

Система ПВ1, с расходом приточного воздуха 499,2 м³/ч, потерями давления 493 Па и расходом вытяжного воздуха 444,9 м³/ч, потерями давления 380,33 Па, осуществляет подачу воздуха в коридор и удаление из бельевых и жилых комнат с помощью приточно-вытяжной установки Torvex FC04 EL-L.

Результаты подбора оборудования приведены в приложении Ж .

3.5 Аэродинамический расчет естественной системы вентиляции

Особенностью расчета вытяжных систем с естественным побуждением является то, что вначале определяется располагаемое естественное давление $P_{гр}$, и лишь затем производится расчет и подбор сечения каналов так, чтобы потери в системе не превышали располагаемого давления.

Для аэродинамического расчета систем с естественным побуждением должно соблюдаться условие $P_{гр} \geq \Delta P$, где

$P_{гр}$ - располагаемое гравитационное давление (формула 3.7.2.1)

$$P_{гр} = g \cdot h \cdot (\rho_H - \rho_B) \quad (3.7.2.1)$$

где ρ_H - плотность наружного воздуха, для 5⁰С равна 1,26 м³/кг

g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с²

h – высота вытяжного канала от точки входа воздуха до точки выхода, м;

ρ_B - плотность внутреннего воздуха, принимаем равной 1,2 м³/кг

Расчет естественного гравитационного давления ведется на наружную температуру 5 °С, так как при более высоких температурах допускается осуществлять естественного проветривание помещений путем открытия окон и форточек.

$$P_{гр} = 5,48 \text{ Па.}$$

Результаты аэродинамического расчета приведены в таблице 3.7.2.1.

Таблица 3.7.2.1 – Аэродинамический расчет естественной системы вентиляции

№уч	d _э , мм	F _{ж.с} , м ²	G, м ³ /ч	V, м/с	P _{гр} , Па	H, м	t _{вн}	t _н	R, Па/м	ξ	P _д , Па	ΔH, Па	L, м
2-1	150	0,018	50	0,78635	5,48	8,6	20	5	0,08	1,6	0,371	0,654	0,775
1-0	200	0,031	100	0,88464	5,48	8,6	20	5	0,07	4,5	0,4696	2,748	9,512
					P _{гр} , Па			>			ΔH _{общ} , Па		3,402

Система ВЕ1: $P_{гр} (=5,48 \text{ Па}) > \Delta P (=3,402 \text{ Па})$ – потери давления в системе не превышают располагаемое давление. Для системы подобраны Решетки АМР 100х200.

Так как шахта проходит через жилые комнаты на 2 и 3 этаже, во избежание попадания запахов в помещение, когда статическое давление падает в связи с погодными условиями, на кровле установлен статический дефлектор с осевым эжектирующим вентилятором (Рисунок 3.5.1). При благоприятных климатических условиях система работает как обычная система естественной вентиляции с ветровым побуждением. При снижении термического и ветрового давлений включается осевой вентилятор, который восстанавливает требуемую тягу.

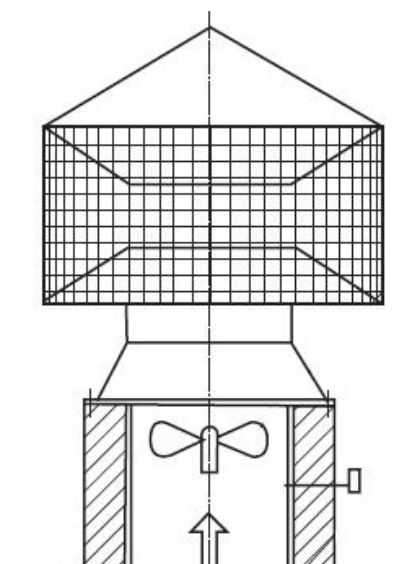


Рисунок 3.5.1 - статический дефлектор с осевым эжектирующим вентилятором

На конце вентиляционного канала на кровле установлен статический дефлектор ДС200 (Рисунок 3.5.2), а непосредственно под ними внутри вентиляционного канала смонтирован осевой вентилятор АW 250 ЕС sileo Axial fan, включаемый в работу по датчику давления только при малой величине гравитационного давления.

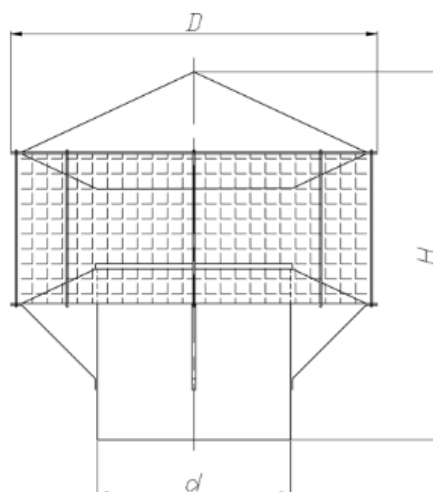


Рисунок 3.5.2 – Статический диффлектор ДС200

Глава 4. Подбор и расчет традиционного и нетрадиционного источника холода для системы кондиционирования

4.1 Подбор традиционного источника

В качестве традиционного источника холода используется холодильная установка (чиллер).

Для подбора оборудования на основе построения диаграмм (п. 2.3) вычисляют фактический расход холода Q_x , [Вт], на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе по формуле 4.1.1.

$$Q_x = 0,278 \cdot G_n \cdot (i_n - i_o) \quad (4.1.1)$$

$$Q_x = 20921,02 \text{ [Вт]} = 20,9 \text{ [кВт]}.$$

Необходимая поддерживаемая температура жидкости 10°C .

Была подобрана холодильная установка ВМТ-Ксирон-20 согласно рассчитанным параметрам. Характеристика оборудования в Приложении 3.

4.2 Подбор нетрадиционного источника

В качестве нетрадиционного источника холода выбрано холодохранилище. Конструкция которого позволяет охлаждать холодоноситель до требуемых параметров.

Это решение позволит снизить неравномерности работы холодильного оборудования и потребление электрической энергии в часы пиковых нагрузок.

4.2.1 Расчет годового расхода холода

Расчет годового расхода холода для СКВ кафе, работающего 7 дней в неделю по 3 часов в сутки в городе Владивосток, выполнен согласно [25]. Расход воздуха 4980 кг/ч.

Средняя энтальпия воздуха в теплый период $I_{ср,т}=51,7$ кДж/кг, энтальпия воздуха на выходе из воздухоохладителя в теплый период $I_{ф,т}=41$

Годовой расход холода приточной СКВ, [кДж/г]:

$$Q=0,143 \cdot n \cdot m \cdot L_{п} \cdot \Delta I_{т} \cdot M_{3} \cdot K_{3} \cdot K_{4}, \quad (4.2.1.1)$$

где n - число рабочих дней в неделе;

m - продолжительность смены, [ч];

$L_{п}$ – расход приточного воздуха, кг/ч;

K_{3} и K_{4} - коэффициенты, определяемые по таблице 3 в зависимости от длительности периода потребления теплоты;

$K_{3}=0,91$ и $K_{4}=0,65$;

$\Delta I_{т}$ – определяется по формуле 4.2.1.2:

$$\Delta I_{т}=I_{т}-I_{ф,т}, \quad (4.2.1.2)$$

где $I_{ф,т}$ энтальпия воздуха на выходе из воздухоохладителя в теплый период года;

I_T – энтальпия наружного воздуха самого жаркого месяца, [кДж/кг], определяемая по формуле (4.2.1.3);

$$I_T = I_{cp,T} + A_T \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (4.2.1.3)$$

где $I_{cp,T}$ - средняя энтальпия самого жаркого месяца года, определяемая по таблице 1;

A_T - средняя амплитуда температуры, [°C], самого жаркого месяца в году, определяемая по [2];

$$A_T = 3,8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

K_1 - коэффициент, определяемый по таблице 2 в зависимости от продолжительности работы систем в течение суток;

K_2 - коэффициент, определяемый по таблице 2 в зависимости от времени, приходящегося на середину суточного периода работы системы;

$$K_1 = 0,64 \text{ и } K_2 = 0,71$$

$$I_T = 51,7 + 3,8 \cdot 0,64 \cdot 0,71 = 53,426, \text{ [кДж/кг];}$$

$$\Delta I_T = 53,426 - 49 = 4,4267, \text{ [кДж/кг];}$$

M_3 - длительность периода потребления холода за год, [сут.]:

$$M_3 = 182,5 \cdot (\Delta I_T / \Delta I_{T,g})^{0,5} \quad (4.2.1.5)$$

где ΔI_T - по формуле (4.2.1.3);

$\Delta I_{T,g}$ – определяется по формуле 4.2.1.6:

$$\Delta I_{T,g} = I_T - I_g \quad (4.2.1.6)$$

где I_T - энтальпия воздуха самого жаркого месяца, определяемая по формуле (4.2.1.4);

I_g - среднегодовая энтальпия наружного воздуха, определяемая по формуле (4.2.1.7).

$$I_g = I_{cp,g} + 0,5 \cdot (A_{э,T} + A_{э,x}) \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (4.2.1.7)$$

где $I_{cp,g}$ - среднегодовая энтальпия, определяемая по таблице 1;

$A_{э,T}$, $A_{э,x}$ - амплитуды энтальпии, определяемые по п.п. "а";

$$I_{cp,g} = 17,1 \text{ [кДж/кг];}$$

$$A_{э,T} = 3,8 \text{ [кДж/кг];}$$

$$A_{э,х}=3,2 \text{ [кДж/кг];}$$

$$I_{г}=17,1+0,5 \cdot (3,8+3,2) \cdot 0,95 \cdot 0,97=13,87, \text{ [кДж/кг];}$$

$$\Delta I_{т,г}=48,19-13,87=34,32, \text{ [кДж/кг];}$$

$$M_3=182,5 \cdot (7,19/34,32)^{0,5}=84, \text{ [сут];}$$

$$Q=(0,143 \cdot 7 \cdot 3 \cdot 5999,5 \cdot 7,198 \cdot 84 \cdot 0,91 \cdot 0,65)/10^6=6,41, \text{ [ГДж/г];}$$

Годовой расход холода для системы охлаждения воздуха составил 6,41ГДж/г. Расчет сведен в таблицу в Приложении И

4.2.2 Расчет холодохранилища

Холодохранилище рассчитано согласно [22]

Задаемся коэффициентом эффективности теплоизоляции – η .

$$\eta = 0,7;$$

Определяется годовой запас холода, кДж:

$$Q_{\text{общ}}^{\text{год}} = \frac{Q_{\text{пол}}^{\text{год}}}{\eta} \quad (4.2.2.1)$$

$$Q_{\text{общ}}^{\text{год}} = \frac{6,41}{0,7} = 9,16 \text{ [ГДж]}$$

Определяем требуемую массу аккумуляции снега, кг:

$$m_x = \frac{Q_{\text{общ}}}{c_{\text{пл}}} \quad (4.2.2.2)$$

где $c_{\text{пл}}$ – удельная теплота плавления льда, равная 330 кДж/кг;

$$m_x = \frac{9,16}{330} * 10^6 = 27754,1, \text{ [кг];}$$

Исходя из требуемой массы аккумуляции снега m_x , задаемся размерами и конфигурацией холодохранилища. Толщина, материал теплоизоляции первоначально задаются без предварительного расчета.

Объем холодохранилища определяется как:

$$V_{\text{хр}} = \frac{m_{\text{сн}}}{\rho_{\text{сн}}^{\text{н}}} \quad (4.2.2.3)$$

Где $m_{\text{сн}}$ – требуемая масса снега, кг; $\rho_{\text{сн}}^{\text{н}}$ – начальная плотность снега (при загрузке и утрамбовке снега), 400 кг/м³.

Минимальный объем холодохранилища составил 30,28 м³ льда.

Холодохранилище представляет собой 40фут контейнер внутри которого установлены баки для хранения льда. Размеры хранилища: ширина – 2,4 м, длиной - 12,2 м, высота – 2,9 м. Итоговый объем хранилища 84,9 м³. Для теплоизоляции хранилища используется утеплитель «Технониколь», толщиной 0,6 м, с коэффициентом теплопроводности 0,032 Вт/м⁰С. Принято, что в холодохранилище установлен теплообменник VBR 100-50-3 Water heating bat, осевой вентилятор АХСВФ 400D2-22 IE2 и насос TP 32-60/2 В А-F-Z-BQBE для циркуляция охлажденной жидкости. Холодоноситель циркулирует по трубопроводам и поступает в охладитель установки кондиционирования. Характеристики оборудования для холодохранилища приведен в Приложении К.

Глава 5. Технико-экономический расчет системы кондиционирования воздуха в кафе

5.1 Расчет капиталовложений

5.1.1 Расчет капиталовложений для традиционной системы

Капиталовложения для системы кондиционирования с традиционным источником холода определяются из стоимости оборудования и монтажа.

Для СКВ кафе была подобрана холодильная установка ВМТ-Ксирон-20, стоимость которой составляет 1007500 рублей. (Приложение Ж). Сложив стоимость чиллера и его монтажа, мы получили капиталовложения данного варианта, которые составили 1511250 рублей.

5.1.2 Расчет капиталовложений для нетрадиционной системы

Капиталовложения для СКВ со снегохранилищем складываются из стоимости:

- помещения для аккумуляции холода
- теплоизоляционного материала
- теплообменника
- строительно-монтажных работ
- баки для хранения льда
- насосное оборудование
- осевой вентилятор
- облицовочный материал

Примерная стоимость и количество материала указаны в таблице 5.1.2.1.

Таблица 5.1.2.1 – Затраты на основное оборудование

стоимость оборудования					
№	наименование	кол-во	марка	стоимость руб.	итог
1	Контейнер 40 фут	1	Hight Cube	265000	265000
2	Теплоизоляция	9	ТЕХНОНИКОЛЬ CARBON PROF 300 RF 1180x580x60 мм	1611	14500
3	Теплообменник	1	VBR 100-50-3 Water heating bat	67634	67634
4	Ванна для льда	286	BM-1-0,2-0,53/1,01	8041	1775202
4	Насос	1	TP 32-60/2 В А-F-Z-BQBE	128218	128218
5	Осевой вентилятор	1	АХСВF 400D2-22 IE2	282200	282200
6	Облицовочный материал		Профнастил оцинкованный	18772	18772
				Итого	2551526

5.2 Расчет технико-экономических показателей

Технико-экономические сравнение систем охлаждения для кафе было произведено согласно [17], [18], [21].

Ежегодные эксплуатационные затраты, \mathcal{E}_i , руб./год:

$$\mathcal{E}_i = \mathcal{E}_a + \mathcal{E}_o + \mathcal{E}_T \quad (5.2.1)$$

где \mathcal{E}_a – амортизационные отчисления, руб./год;

\mathcal{E}_o – затраты на ремонт и обслуживание технических средств, руб./год;

\mathcal{E}_T – затраты на потребление энергоресурсов, руб./год;

Амортизационные отчисления:

$$\mathcal{E}_a = K_{\text{осн}} / T_{\text{осн}} \quad (5.2.2)$$

где $K_{\text{осн}}$ – стоимость основного оборудования,

$T_{\text{осн}}$ – срок службы основного оборудования, в расчете принят 15 лет.

Затраты на ремонт и обслуживание технических средств

$$\mathcal{E}_o = 0,01 \cdot (N_o \cdot K_{\text{осн}}) \quad (5.2.3)$$

где N_o – норма годовых затрат на ремонт оборудования, %. На стадии технико-экономического обоснования N_o принимается от 2 до 3 %, для расчетов принято 2,5 %.

Дисконтированные затраты, при условии постоянства текущих издержек по годам расчётного периода:

$$ДЗ_i = K_i + \mathcal{E}_{\text{при}i} \quad (5.2.4)$$

где $\mathcal{E}_{\text{при}i}$ – приведенные эксплуатационные затраты, т. руб. (эксплуатационные затраты в сравниваемых вариантах приняты без учета их изменения по вариантам за счет налогов на имущество и на прибыль):

$$\mathcal{E}_{\text{при}i} = \sum \mathcal{E}_i (1 + P_d)^{T-1} \quad (5.2.5)$$

где P_d – средний темп увеличения ежегодных затрат, принят 10%;

T – расчетный срок, лет.

При расчете эксплуатационных затрат стоимость электроэнергии принималась согласно тарифов на 2018 г. 1кВт/ч – 3,54 руб.

В таблице 5.2.1 представлены технико-экономические показатели систем охлаждения помещений.

Таблица 5.2.1 - Технико-экономические показатели систем охлаждения помещений

№	Наименование	ед.изм	Чиллер	Хранилище
Капиталовложения				
1	Осн. Оборудование	руб.	1007500	478052
2	Всего	руб.	1511250	2551526
Эксплуатационные затраты				
3	Затраты на ремонт и обслуживание	руб.	25187,5	11951,3
4	Амортизационные отчисления	руб.	67166,7	31870,1
5	Затраты электроэнергии	руб.	159970,5	29056,3
	Всего	руб.	252324,7	72877,8
Дисконтированные затраты				
6	Приведенные эксплуатационные затраты на 15 лет	руб.	4078304,23	1888279,4
7	Дисконтированные затраты на 15 лет	руб.	5589554,23	4439805,4

Капиталовложения, эксплуатационные затраты и дисконтированные затраты за 15 лет службы для сравниваемых вариантов систем охлаждения помещения приведены на Рисунках 5.2.1, 5.2.2 и 5.2.3.



Рисунок 5.2.1 – Капиталовложения, руб

Капиталовложения для СКВ с использованием аккумуляции естественного холода на 41 % больше, чем для системы кондиционирования с использованием чиллера.

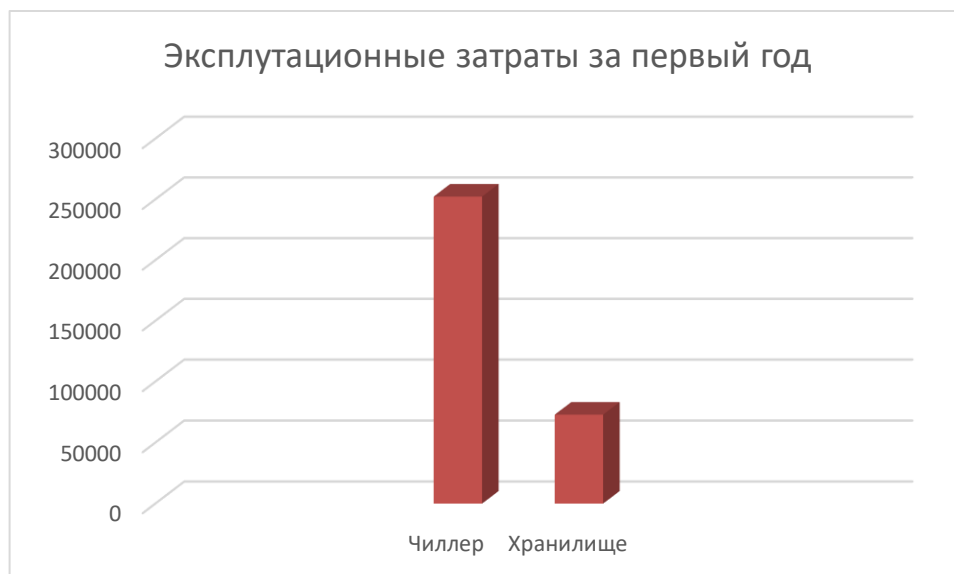


Рисунок 5.2.2 - Эксплуатационные затраты за первый год работы систем, руб.

Эксплуатационные затраты за первый год работы для системы кондиционирования помещений с использованием аккумуляции естественного холода на 71% меньше по сравнению с традиционной системой.



Рисунок 5.2.2 - Дисконтированные затраты за 15 лет эксплуатации систем, т.руб.

Дисконтированные затраты за 15 лет эксплуатации систем являются наименьшими для СКВ с использованием аккумуляции естественного холода. Разница составляет 21%.

На основании произведенных технико-экономических расчетов можно сделать вывод о дальнейшей экономии при использовании системы кондиционирования воздуха с сезонным аккумулятором естественного холода для помещения кафе.

Заключение

В выпускной квалификационной работе представлен проект системы кондиционирования и вентиляции воздуха санатория-профилактория, расположенного в городе Владивосток.

В первой главе выполнен обзор нетрадиционной системы кондиционирования воздуха. Представлен обзор наладки оборудования экспериментальной установке для аккумуляции холода.

Во второй главе выполнен расчет системы кондиционирования воздуха для помещения кафе. Для этого выполнен расчет выделений вредных веществ и расчет воздухообмена для СКВ, построены процессы обработки воздуха на I-d диаграмме, подобрана установка кондиционирования воздуха, выполнен аэродинамический расчет системы кондиционирования и осуществлен подбор воздухораспределителей.

Кондиционирование обеденного зала осуществляется с помощью центрального кондиционера ККЦМ-1008-18-3806-П1, по прямооточной схеме с использованием воздухоподогревателя второго подогрева. Воздух подается в помещение в рабочую зону квадратными воздухораспределителями 4АПН, и удаляется через потолочные диффузоры 1АПН.

В третьей главе выполнен расчет системы вентиляции административно-приемного корпуса. Расчет воздухообмена помещений произведен по нормативной кратности. В сан узлах запроектирована естественная вентиляция с механическим побуждением, которую обеспечивает статический дефлектор с осевым эжектирующим вентилятором. Работа системы вентиляции обеспечивается приточно-вытяжной установкой Torvex FC04 EL-L.

В четвертой главе подобраны и рассчитаны варианты источников холода.

В качестве традиционного источника холода подобрана холодильная установка (чиллер) ВМТ-Ксирон-20, холодопроизводительностью 21.8 кВт, при температуре жидкости $T = +11$ °С, электрической мощностью 8,45 кВт.

Для определения подбора нетрадиционного источника холода выполнены расчеты годового расхода холода.

Годовой расход холода составил 6.4 гДж/год.

Объем холодохранилища составил 30,28 м³ льда. Размеры хранилища: ширина – 2,4 м, длина - 12,2 м, высота – 2,9 м. В качестве помещения для холодохранилища подобран 40фут контейнер. В котором установлен осевой вентилятор и охладитель для жидкости VBR 100-50-3 Water heating bat.

В пятой главе произведен технико-экономический анализ использования естественного источника холода для системы кондиционирования воздуха и сравнен с традиционным источником.

Капиталовложения для системы с холодохранилищем на 41% больше, чем для системы с чиллером. Эксплуатационные затраты на 71% меньше чем у традиционной системы. По итогам можно сделать вывод о предпочтительности установки системы с нетрадиционным источником холода.

Список использованных источников

1. Свод правил: СП 60.13330.2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. Минрегионразвития РФ 2012 г.
2. ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Введ. 1999 г.
3. ГОСТ 12.1.005-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху в рабочей зоне. - Взамен ГОСТ 12.1.005-76; введ 29.09.88.
4. Свод правил: СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*. Минрегионразвития РФ 2012 г.
5. Пособие 2.91 к СНиП 2.04.05-91 Расчет поступления теплоты солнечной радиации в помещения: Ордена трудового красного знамени арендное предприятие промстройпроект. - М. – 1993
6. Стомахина Г.И. ред. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: справочное пособие/ Стомахина Г.И., Бобровицкий И.И., Малявина Е.Г., Плотникова Л.В. — М.: Пантори, 2003г. 308с.
7. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640с.: ил. – (Библиотека климатехника).
8. Краснов Ю.С., Борисоглебская А.П., Антипов А.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. Москва ТермоКул 2004.
9. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фанкойлами Москва, Евроклимат, 2003, 400 с.
10. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга вторая. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Р. В. Щекин и др. - 4-е изд
11. Каталог оборудования для систем вентиляции воздуха, Арктика 2008 г.
12. СНиП 31-05-2003. Общественные здания административного назначения / - М.: Госстрой России, 2004.
13. Статья «Естественная вентиляция с побуждением», АВОК

14. Программа для подбора оборудования «SystemairCAD».
15. Подбор насоса [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «grundfos». – Режим доступа: <https://ru.grundfos.com/>
16. Подбор чиллера [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «Ксирон-холод»-Режим доступа:
<http://www.xiron.ru/prog/chiller.php>
17. Симонова, А.А. Экономика систем инженерного оборудования / А.А.Симонова. – М.: Строиздат, 1990. – 344 с.
18. Рекомендации по оценке экономической эффективности инвестиционного проекта теплоснабжения. Общие положения:Р НП «АВОК» 5-2006. - М.: ООО ИИП АВОК-ПРЕСС,- 2006. – 24 с.
19. Подбор вентиляторов [Электронный ресурс] Режим доступа:
<https://www.systemair.com/ru>
20. Программа подбора центральных кондиционеров ККЦМ – подбор
21. Богуславский, А.Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции / А.Д. Богуславский, А.А. Симонова, М.Ф. Митин. - М.: Стройиздат, 1988. – 351 с.
22. Тарасова, Е. В. Системы кондиционирования воздуха с сезонными аккумуляторами естественного холода: Дис... канд. техн. наук: Тюмень, [Место защиты: Тюменский государственный архитектурно-строительный университет]. – Тюмень, 2013. – 151с.
23. О.Д. Волков - Проектирование вентиляции промышленного здания 1989г.
24. Подбор материалов для хранилища [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://www.tn.ru/>
25. Пособие 9.91 к СНиП 2.04.05-91 Годовой расход энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования: Ордена трудового красного знамени арендное предприятие промстройпроект - М.: Промстройпроект, 1993.

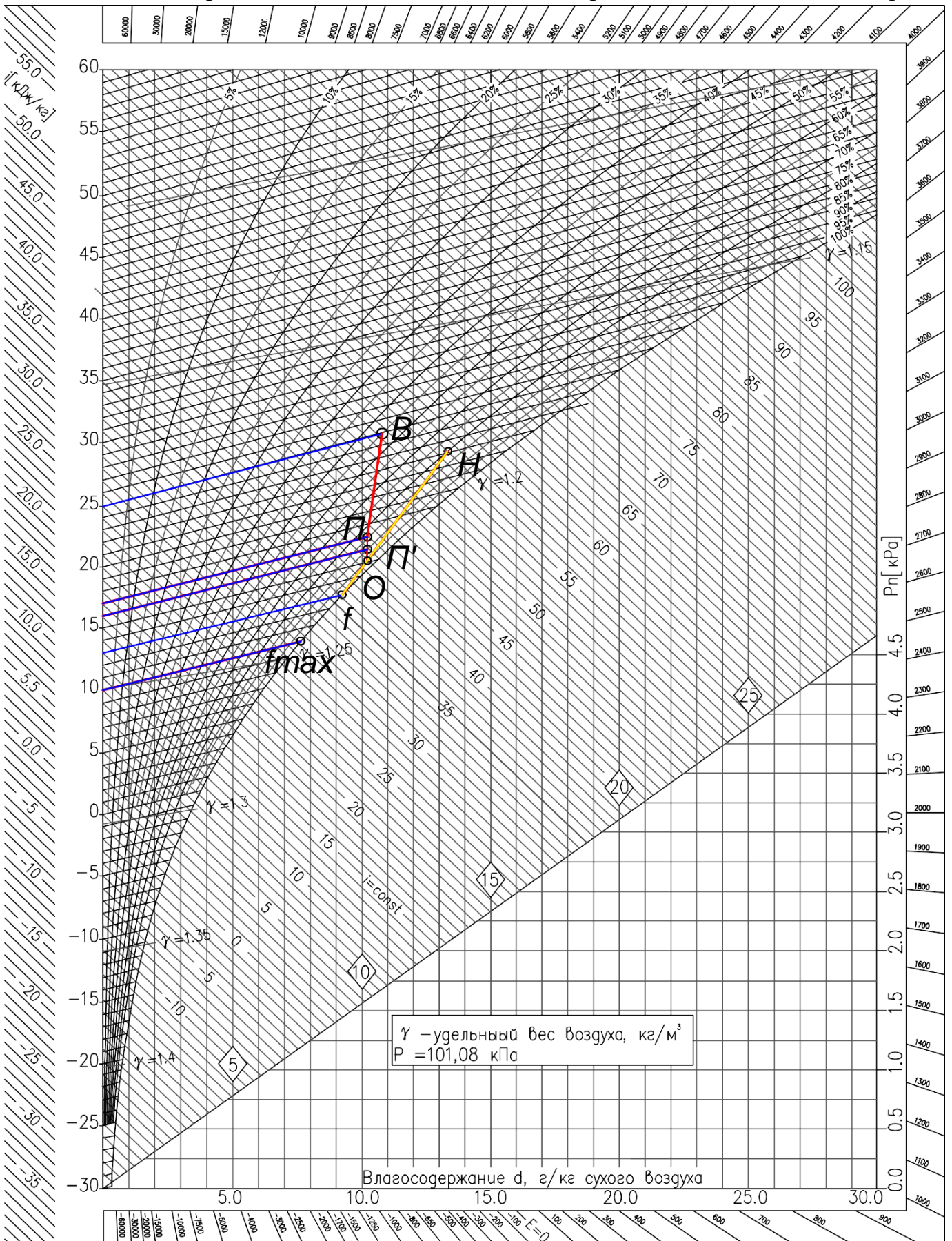
ПРИЛОЖЕНИЕ А

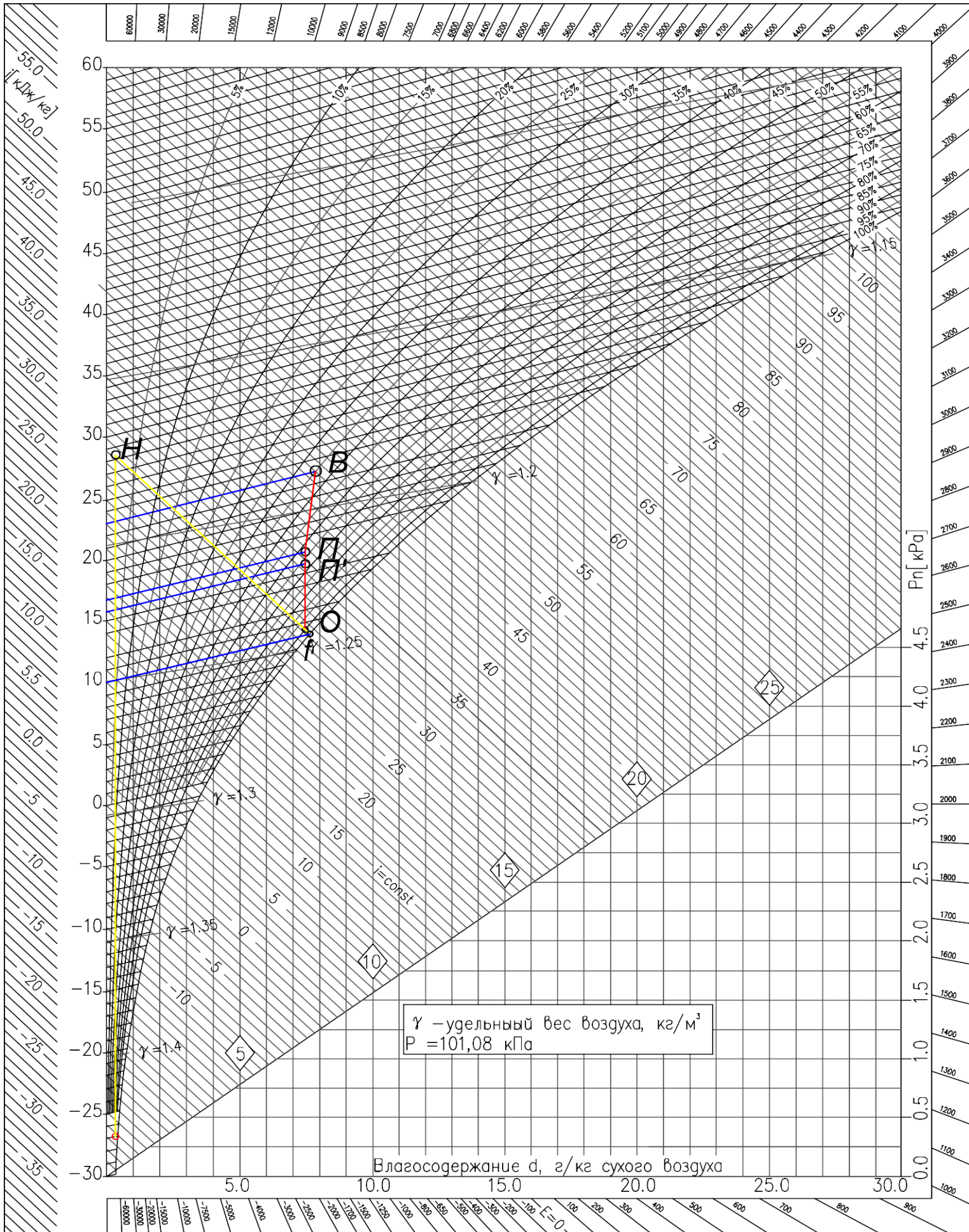
Расчет тепlopоступлений от солнечной радиации

Северо-западная ориентация										
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
q _{вп}	0	0	0	0	0	2	77	247	355	374
q _{вр}	60	62	64	65	67	71	81	101	109	98
h	40	50	58	64	64	58	50	40	29	19
Ac	78	64	44	18	18	44	64	78	89	100
Ao	135	135	135	135	135	135	135	135	135	135
Aco	57	71	91	117	117	91	71	57	46	35
β	33	15	-1	-13	-13	-1	15	33	51	67
S _в	0	0	0	0	0	34	163	320	423	424
D _в	81	84	86	87	91	96	108	136	147	133
β ₂	-0,13	0,13	0,38	0,6	0,79	0,92	0,99	0,99	0,92	0,79
Кинс.в.	0,4879	0,1189	153,43	2,5822	2,5822	153,43	0,1189	0,4879	0,678	0,7942
Кобл	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808
q _{пр}	10	10	11	11	11	55	15	39	63	72
тн.усл	23,0371	24,9881	26,8502	28,4794	29,9251	103,345	31,88	34,1315	35,5744	35,1423
q _{пт}	-12	0	11	20	29	461	40	54	62	60
q _{пт+q_{пт}}	-2	10	21	31	40	516	56	93	125	132
Q _{ост}	-4	25	52	76	98	1256	135	226	305	320

Юго-западная ориентация										
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
q _{вп}	0	0	0	80	225	397	320	406	340	215
q _{вр}	60	64	68	77	80	103	88	109	109	86
h	40	50	58	64	64	58	50	40	29	19
Ac	78	64	44	18	18	44	64	78	89	100
Ao	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Aco	123	109	89	63	27	1	19	33	44	55
β	-33	-15	1	13	23	32	39	45	52	89
S _в	0	0	24	160	306	394	469	475	403	264
D _в	81	86	92	104	109	120	138	147	148	116
β ₂	-0,13	0,13	0,38	0,6	0,79	0,92	0,99	0,99	0,92	0,79
Кинс.в.	1,6937	2,6921	106,326	0,067	0,4863	0,6739	0,7028	0,7023	0,6895	0,6437
Кобл	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808	0,8808
q _{пр}	10	10	11	14	34	67	57	72	62	40
тн.усл	23,04	25,0097	62,9984	28,842	32,2226	34,9326	36,5709	36,7584	35,4611	32,5996
q _{пт}	-12	0	224	23	42	58	68	69	62	45
q _{пт+q_{пт}}	-2	11	235	36	76	126	125	141	124	85
Q _{ост}	-4	26	572	89	186	306	304	343	301	207

I-d – диаграммы для теплого и холодного периодов года помещения кафе





ПРИЛОЖЕНИЕ В

Аэродинамический расчет приточной и вытяжной систем кафе

Таблица В.1 – Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции помещения кафе

№уч	L, м ³ /ч	l, м	a	b	dэ	V	R	m	ΔP _l	Σξ	P _ξ	P _d	ΔP		δ	ΣΔP
1-2	1245	3,64	700	150	365,73	3,29	0,05	1,47	0,18	1,89	1,26	0,67	10,13	102,01	8%	295,58
2-3	2490	5,47	750	150	378,57	6,15	0,10	1,47	0,54	1,58	3,70	2,34	91,88			
1'-2'	1245	3,64	700	150	365,73	3,29	0,03	1,47	0,12	1,89	1,27	0,67	9,68	94,34		
2'-3	2490	1,54	700	150	365,73	6,59	0,12	1,47	0,18	1,18	3,13	2,65	84,66			
3-4	4980	21,39	1200	150	478,85	7,69	0,11	1,80	2,37	1,36	4,91	3,61	201,24	201,24		

Таблица В.2 – Аэродинамический расчет вытяжной системы вентиляции помещения кафе

№уч	L, м ³ /ч	l, м	a	b	dэ	V	R	m	ΔP _l	Σξ	P _ξ	P _d	ΔP	ΣΔP
1-2	1245	1,7	1200	150	478,85	1,92	0,01	1,13	0,02	1,39	0,30	0,2	0,84	288,69
2-3	2490	1,4	1200	150	478,85	3,84	0,03	1,13	0,04	0,30	0,26	0,9	2,75	
3-4	3735	1,2	1200	150	478,85	5,76	0,07	1,13	0,08	0,25	0,50	1,99	10,66	
4-5	4980	18,8	1200	150	478,85	7,69	0,11	1,13	2,08	1,93	6,99	3,63	274,44	

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Подбор блоков оборудования для центрального кондиционера



Производственное объединение КЛИМАТВЕНТАШ

Информация о заказчике

Организация
Контактное лицо
Город
Тел. / факс
E-mail
Объект
Адрес объекта
Обозначение по
 проекту
Кол-во установок
Номер коммерческого
 предложения
Номер заказа
Менеджер

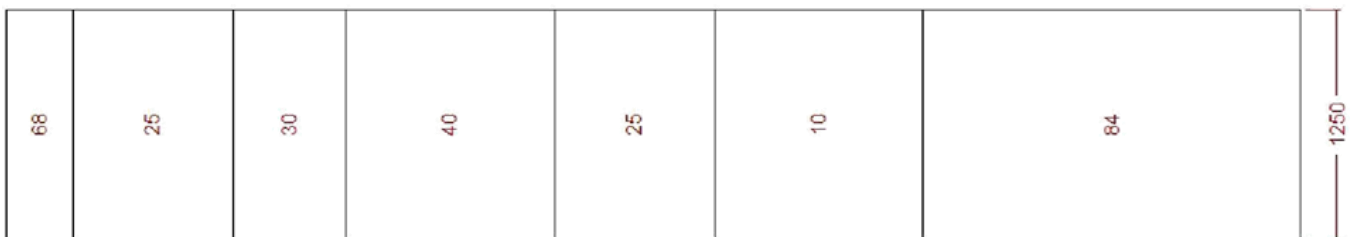
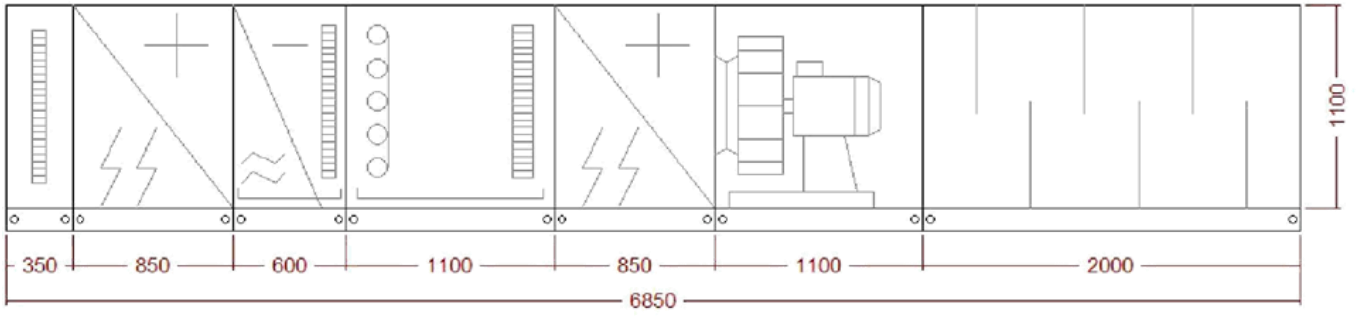
Обозначение установки

ККЦМ10R-90F(БК 400x1200)-68(ФВКас-1150x985-48-G3)-25(ЭВН13-1050-750-202)-30(Cu-Al-FeZn P3012AR 2R-31T-740A-2.0pa 6C 1")-40-25(ЭВН13-1050-750-202)-10(ADH E0-0450)-84(2)-O-U3

Параметры установки

Тип	Приточная установка
Исполнение по назначению	Общепромышленное
Климатическое исполнение	Умеренный климат
Категория размещения	Закрытое помещение
Сторона обслуживания	Правая
Расход воздуха	5000 м3/ч

Чертеж установки



Панель с Клапаном

ККЦМ10-90F(БК 400x1200)

Размер (ДхШхВ)	130 x 1250 x 1220 мм
Клапан	Фронтальный
Аэродин. сопротивление	2 Па

Блок фильтрования ячейковый

ККЦМ10-68(ФВКас-1150x985-48-G3)

Размер (ДхШхВ)	350 x 1250 x 1220 мм
Масса	68 кг
Класс фильтра	G3
Аэродин. сопротивление	95 Па
Конечное сопротивление	250 Па

Блок электронагревателя

ККЦМ10-25(ЭВН13-1050-750-202)

Размер (ДхШхВ)	850 x 1250 x 1220 мм
Масса	100 кг
Мощность	202,5 кВт
Мин. расход	4050 м ³ /ч
Живое сечение	0,75 м ²
Расход воздуха	10000 м ³ /ч
Скорость воздуха	3,70 м/с
Потеря давления	26 Па

Блок водяного охладителя с каплеуловителем и поддоном

ККЦМ10-30(Cu-Al-FeZn P3012AR 2R-31T-740A-2.0pa 6C 1")

Размер (ДхШхВ)	600 x 1250 x 1220 мм
Масса	151 кг
Мощность	20,55 кВт
Расход воздуха	5000 м ³ /ч
Скорость воздуха	4,14 м/с
Аэродин. сопротивление	88,21 Па
Влажность воздуха	50 %
Т воздуха на входе	23 °С
Т воздуха на выходе	17 °С
Гликоль	0 %
Расход воды	3532 л/ч
Скорость воды	1,51 м/с
Гидравл. сопротивление	45,47 кПа
Т воды на входе	7 °С
Т воды на выходе	12 °С
Кол-во рядов	2
Кол-во контуров	6

Блок увлажнения орошения

ККЦМ10-40

Размер (ДхШхВ)	1100 х 1250 х 1220 мм
Масса	190 кг
Коэф-т адиабатической эффективности, Еа	0,65
Расход воды	9 т/ч
Давление перед форсунками	0,6 кг/см ²
Тип насоса	К50-32-125а
Мощность эл.двигателя	2,2 кВт
Напряжение эл.двигателя	380 В
Частота вращения	2950 об/мин
Тип форсунки	ШФ9/5
Аэродин. сопротивление	95 Па

Блок электронагревателя

ККЦМ10-25(ЭВН13-1050-750-202)

Размер (ДхШхВ)	850 х 1250 х 1220 мм
Масса	100 кг
Мощность	202,5 кВт
Мин. расход	4050 м ³ /ч
Живое сечение	0,75 м ²
Расход воздуха	10000 м ³ /ч
Скорость воздуха	3,70 м/с
Потеря давления	26 Па

Блок вентилятора

ККЦМ10-10(ADN E0-0450)

Размер (ДхШхВ)	1100 х 1250 х 1220 мм
Масса	149 кг
Вентилятор	ADN E0-0450
Производитель	Nicotra
Расход воздуха	9600 м ³ /ч
Свободный напор	300,0 Па
Аэродин. сопротивление	345,2 Па
Статич. давление	458 Па
Полное давление	536 Па
Мощность вент.	2,41 кВт
КПД	41,0 %
Шум на входе	79,0 дБА
Шум на выходе	81,0 дБА
Скорость вращения	832 об/мин
Мощность двигателя	3,0 кВт

Блок шумоглушения

ККЦМ10-84(2)

Размер (ДхШхВ)	2000 х 1250 х 1220 мм
Масса	278 кг
Аэродин. сопротивление	13 Па

Снижение уровней звуковой мощности

при среднегеометрической частоте октавной полосы:

63 Гц	3 дБ
125 Гц	7,1 дБ
250 Гц	21 дБ
500 Гц	32,5 дБ
1 кГц	26 дБ
2 кГц	18 дБ
4 кГц	16,3 дБ
8 кГц	14,2 дБ

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Подбор решеток для системы вентиляции

Таблица Д.1 – Подбор приточных и вытяжных решеток для системы вентиляции

№	Наименование помещения	площадь	объём	Тип решетки	Размеры	Ф ж.с.
104	бельевая	8,8	25,52	AMP	400x100	0,036
105	бельевая	8,4	24,36	AMP	200x100	0,018
106	коридор	31,32	90,828	AMP	200x100	0,018
107	жилая комната	27,55	79,895	AMP	400x100	0,036
108	жилая комната	17,84	51,736	AMP	400x100	0,036
109	жилая комната	18,5	53,65	AMP	400x100	0,036
110	жилая комната	18,57	53,853	AMP	400x100	0,036
111	жилая комната	19,57	56,753	AMP	400x100	0,036
112	туалет	10,38	30,102	AMP	200x100	0,018
113	хол	48,85	141,665	AMP	400x100	0,036
114	жилая комната	8,54	24,766	AMP	400x100	0,036
115	жилая комната	12,93	37,497	AMP	400x100	0,036

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Таблица Е.1- Аэродинамический расчет системы П2

Ноуч	L, м3/ч	l, м	a	b	dэ	V	R	m	ΔPI	Σξ	Pξ	Pd	ΔP	ΣΔP
4-3	157,5	11,11	100	150	138,23	2,92	0,10	1,15	1,14	0,77	0,40	0,52	13,45	492,99
3-2	315	4,76	100	150	138,23	5,83	0,31	1,15	1,50	6,56	13,58	2,07	296,10	
2-1	407,1	12,25	150	150	169,30	5,03	0,19	1,14	2,27	4,66	7,23	1,55	134,75	
1-0	499,2	2,3	200	150	195,49	4,62	0,13	1,16	0,31	2,70	3,51	1,30	48,69	

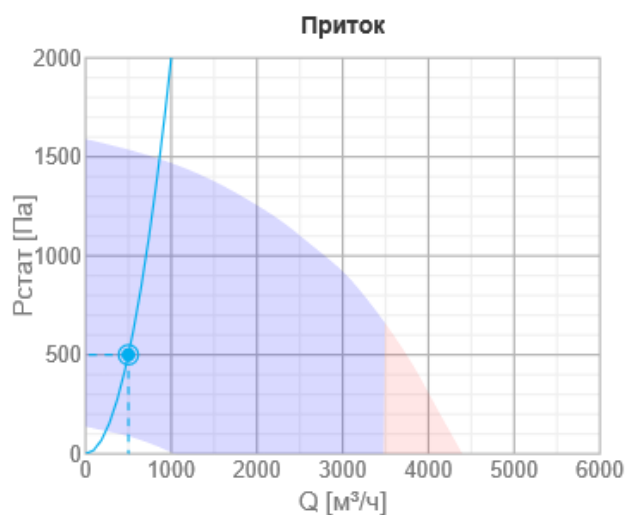
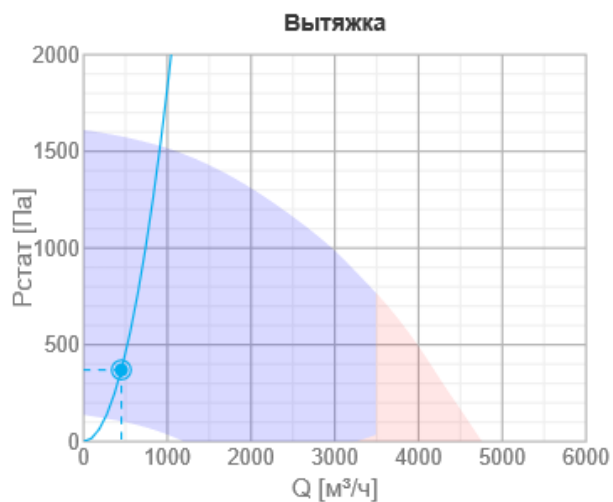
Таблица Е.2- Аэродинамический расчет системы В2

Ноуч	L, м3/ч	l, м	a	b	dэ	V	R	m	ΔPI	Σξ	Pξ	Pd	ΔP	ΣΔP	δ
7-6	60	3,34	100	150	138,23	1,11	0,02	1,15	0,06	1,54	0,11	0,07	0,69	352,20	1%
6-5	120	0,89	100	150	138,23	2,22	0,06	1,15	0,06	1,20	0,35	0,30	1,61		
5-4	180	3,00	100	150	138,23	3,33	0,13	1,15	0,39	1,30	0,86	0,67	9,65		
4-3	240	3,19	100	150	138,23	4,44	0,22	1,15	0,70	1,40	1,65	1,18	26,50		
3-2	300	14,96	100	150	138,23	5,56	0,33	1,15	4,94	4,58	8,56	1,87	209,57		
2-1	312,76	1,83	100	150	138,23	5,79	0,36	1,15	0,65	2,37	4,81	2,03	104,17		
3'-2'	60,00	2,40	100	100	100,00	2,12	0,08	1,00	0,18	1,10	0,33	0,30	2,78	356,97	
2'-1'	120,00	2,85	100	100	100,00	4,25	0,26		0,75	3,40	3,74	1,10	48,64		
1'-1'	132,18	1,63	100	100	100,00	4,68	0,31		0,51	17,78	23,11	1,30	305,55		
1-0	444,94	1,80	200	150	195,49	4,12	0,13	1,22	0,24	1,8	1,94	1,08	23,36	380,33	

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Характеристика приточно-вытяжной установки Torvex FC04 EL-L

Агрегат		
Напряжение	400	В
Частота	50	Гц
Фазность	3	~
Вес	510	кг
Предохранитель	3 x 10	А
Класс защиты корпуса	IP23	
Диапазон расходов	1044-3492	м ³ /ч
Нагреватель		
Тип нагревателя		
Вентилятор, приточный		
Напряжение	400	В
Фазность	3	~
Входная мощность (P1)	2567	Вт
Вентилятор вытяжной		
Напряжение	400	В
Фазность	3	~
Входная мощность (P1)	2567	Вт
Фильтр, приточный воздух		
Фильтр, приточный воздух	F7	
Фильтр, вытяжной воздух		
Фильтр, вытяжной воздух	M5	
Теплообменник		
Тип теплообменника	Противоточный	
Другое		
Тип монтажа	Агрегаты для подвесных потолков	
Сторона притока	Левое	



Характеристика холодильной машины ВМТ-Ксирон-20

Установка	ВМТ-Ксирон-20	
Температура жидкости	Окружающая температура	Q, кВт
Q, кВт при $T_{\text{вых}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$	30	12.4
	25	13.4
Q, кВт при $T_{\text{вых}} = +5 \text{ } ^\circ\text{C}$	30	15.9
	25	17.1
Q, кВт при $T_{\text{вых}} = +10 \text{ } ^\circ\text{C}$	30	20
	25	21.4
Q, кВт при $T_{\text{вых}} = +12 \text{ } ^\circ\text{C}$	30	21.8
	25	23.3
Q, кВт при $T_{\text{вых}} = +15 \text{ } ^\circ\text{C}$	30	24.6
	25	26.4
$N_{\text{потр}}$, кВт		8.8
Длина установки, мм		2025
Ширина установки, мм		960
Высота установки, мм		1800
Масса установки, кг		378
Объем емкости, л		220
Выделяемое тепло, кВт		27.8
Количество вентиляторов, шт.		2
Расход воздуха, м ³ /ч		13365
Уровень шума, Дб		61
Количество компрессоров, шт		1
Объем масла, л		1.8
Объем заправки фреоном, кг		~22
Производительность подающего насоса, м ³ /час		4.8
Давление воды подающего насоса, бар		3
Присоединительные размеры вход/выход		G 1 1/4"

График зависимости холодопроизводительности от температуры воды на выходе из чиллера ВМТ-20

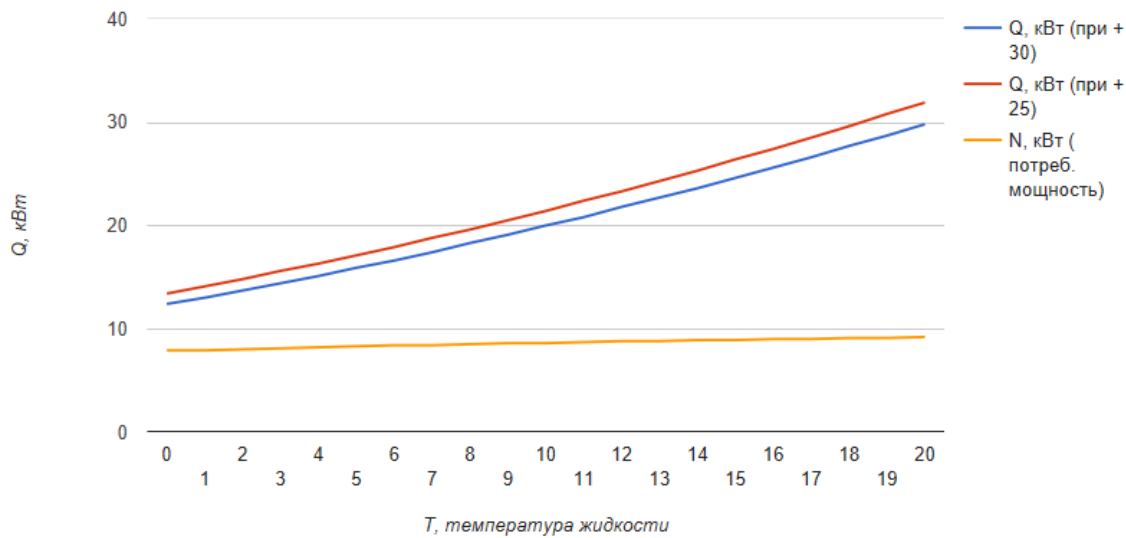
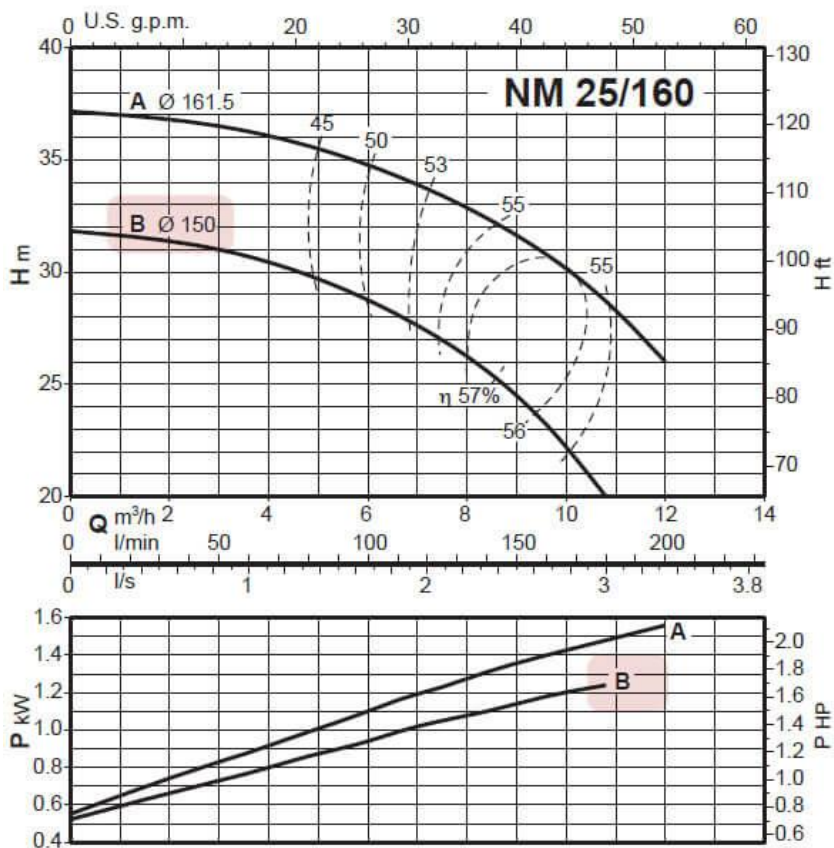


График рабочих характеристик подающего насоса ВМТ-20



ПРИЛОЖЕНИЕ И

Таблица И1- Годовой расход холода для системы охлаждения воздуха

Название	кол-во раб. Дней в неделе	Продолжит. смены	Удельная теплостокость воздуха	K3	K4	Расход приточного воздуха	Средняя энтальпия самого жаркого месяца	Средняя амплитуда энтальпии самого жаркого месяца	K1	K2	Энтальпия воздуха на выходе из форсуночной камеры или воздухоохладителя в тп	Энтальпия воздуха самого жаркого месяца	Среднегодовая энтальпия нар. Воздуха	Средне годовая энтальпия	Средняя амплитуда энтальпии	DJт	DJт.г	Длительность периода потребления холода	Число часов потребления холода за год	Годовой расход холода СКВ	Годовой запас холода	Запас льда
Обозначение	n	m	c	K3	K4	Gп	Jср.т.	Aэ.т.			Jф.т.	Jт	Jг	Jср.г	Aэ.х.	DJт	DJт.г	MЗ	NЗ	Q	Qгод.общ	
Ед. измерения	дней	ч	кДж/кгС	-	-	кг/ч	кДж/кг	кДж/кг			кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг			сут	час	гДж/год	гДж	кг
Значение	7	3	1,005	0,91	0,65	5999,532	51,7	3,8	0,95	-0,97	41	48,1983	13,87475	17,1	3,2	7,1983	34,324	84	228,3907	6,411197	9,158853	27754,1

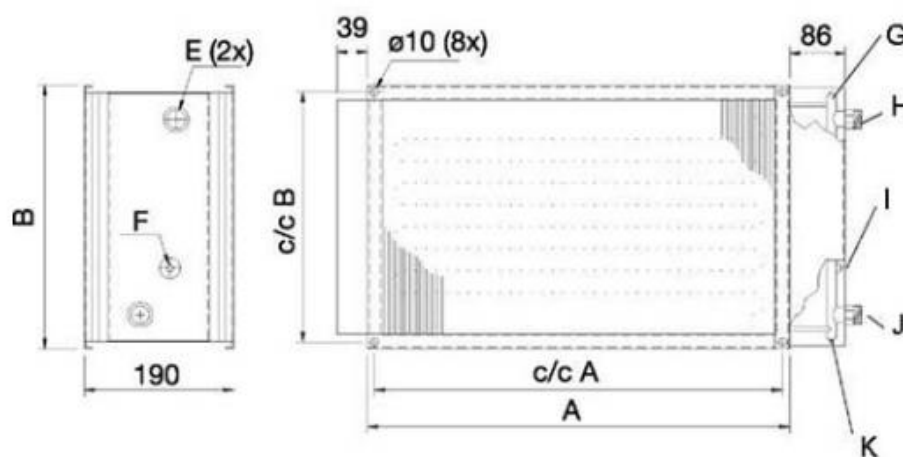
ПРИЛОЖЕНИЕ К

Характеристики оборудования для холодохранилища

1. Водяной воздушонагреватель VBR 100-50-3 Water heating bat

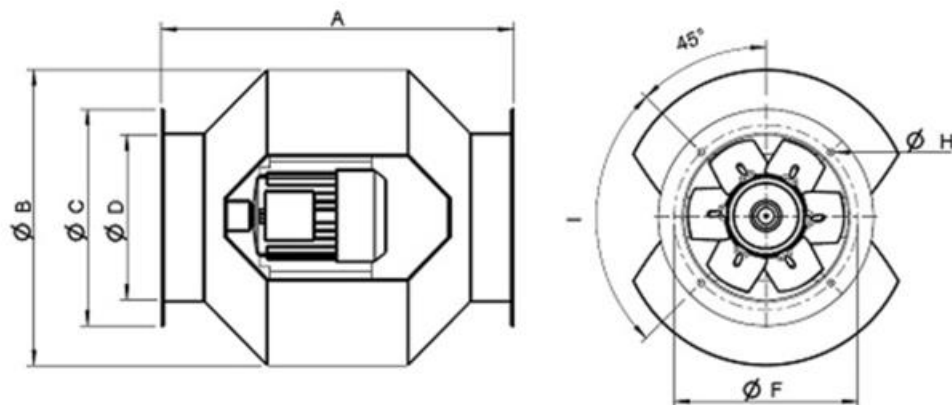
VBR XX-XX-2 = 2-трубный ряд
 VBR XX-XX-3 = 3-трубный ряд
 VBR XX-XX-4 = 4-трубный ряд

F= Резьба G 1/4
 G= Воздухо-выпускной ниппель
 H= Выход воды
 I= Подключение датчика защиты от замораживания
 J= Вход воды
 K= Слив



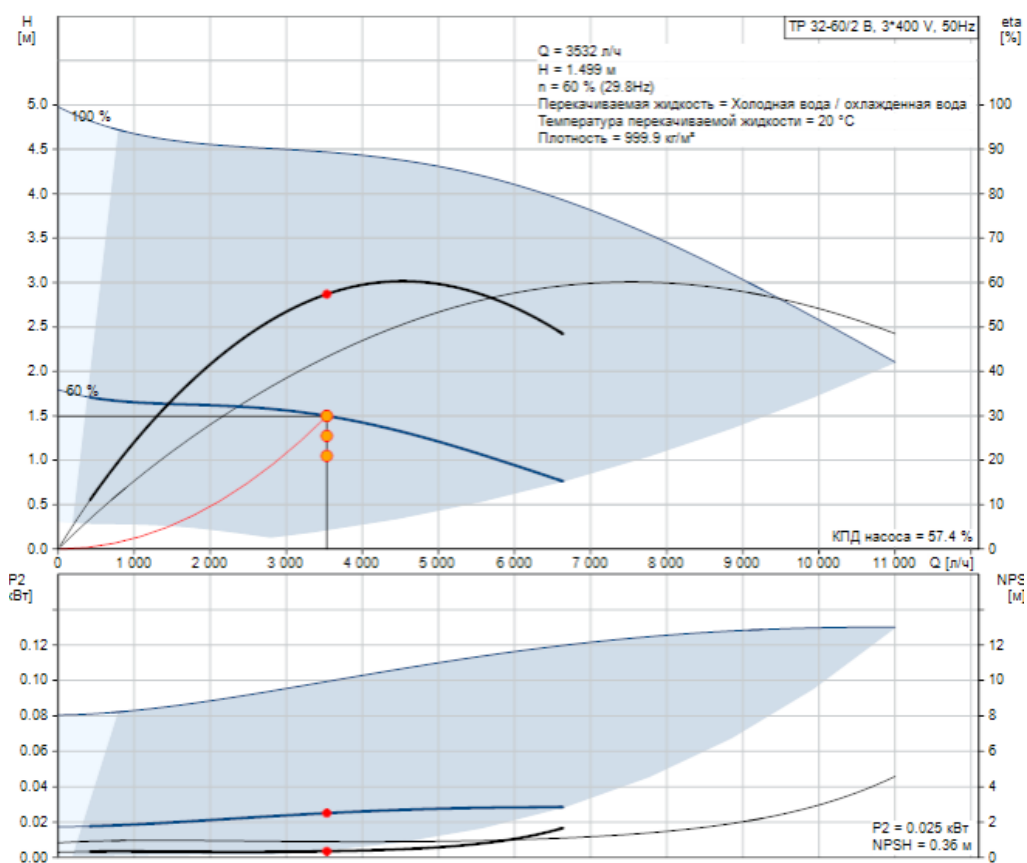
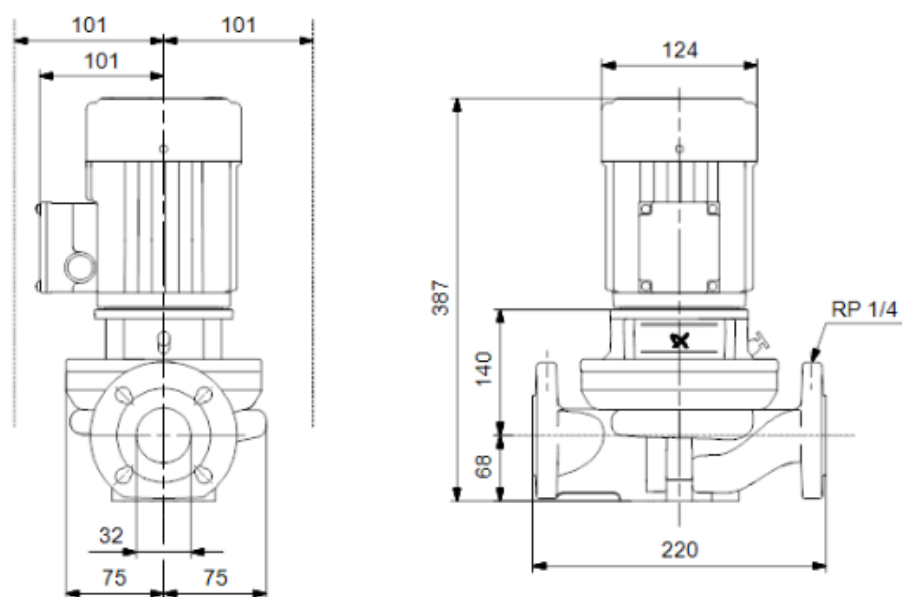
Максимальная рабочая температура	150	°C
Макс. рабочее давление при темп. воды 100°C	1600000 (16bar)	Па
Макс. рабочее давление при темп. воды 150°C	1000000 (10bar)	Па

2. Осевой Вентилятор АХСВФ 400D2-22 IE2



Номинальные параметры	
Напряжение	400 В
Частота	50 Гц
Фазность	3 ~
Подключение двигателя	D/Y
Входная мощность (P1)	339 Вт
Ток	1,8 А
Макс. расход воздуха	1775 м³/ч
Частота вращения	2929 1/мин
Вес	25,2 кг
Температурные параметры	
Максимальная температура перемещаемого воздуха	200 °С
Акустические параметры	
Уровень звукового давления на расстоянии 1м	83 дБ(А)
Защита / Классификация	
Класс изоляции	F
Класс защиты двигателя	IP55
Номинальные параметры	
Номинальная мощность на валу (P2)	370 Вт
Диапазон рабочих температур	55 °С

3. Циркуляционный насос TP 32-60/2 В А-F-Z-BQBE





МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»

ИНЖЕНЕРНАЯ ШКОЛА

Кафедра инженерных систем зданий и сооружений

УТВЕРЖДЕНО
Руководитель ОП, канд.техн.наук,
профессор
(ученая степень, должность)
_____ Черненко В. П.
(подпись) (ФИО)
« _____ » _____ 201_ г.

Заведующий _____ кафедрой,
канд.техн.наук, доцент
(ученая степень, звание)
_____ Кобзарь А. В.
(подпись) (ФИО)
« _____ » _____ 201_ г.

ЗАДАНИЕ
на выпускную квалификационную работу

Студенту (ке) Беляеву Артему Сергеевичу Группа Б3431Д
(Фамилия, Имя, Отчество) (номер группы)

1. Наименование темы Разработка проекта кондиционирования кафе и вентиляции административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в городе Владивостоке.
2. Основания для разработки Приказ о закреплении темы ВКР от СП, пособия к СП, технические
3. Источники регламенты, разработки методические указания по выполнению разделов проекта, СанПиНы.

4. Технические требования
(параметры)

5. Дополнительные
требования

6. Перечень разработанных вопросов
**Сбор общих данных объекта проектирования,
проектирование системы кондиционирования, проектирование
системы вентиляции,
подбор и расчет традиционного и не традиционного источника
холода.**

7. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных
плакатов)

**Планы этажей с разводкой систем вентиляции и
кондиционирования, планы и разрезы вентиляционной камеры,
аксонометрические схемы систем, план-схема
нетрадиционного источника холода, экономический расчет
холодохранилища.**

КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

№ п/п	Наименование этапов дипломного проекта (работы)	Срок выполнения	Примечание
1	Исследование движения воздуха в экспериментальной установке	До 01 февраля	Выполнено
2	Проектирование системы кондиционирования воздуха для кафе	До 25 февраля	Выполнено
3	Проектирование системы вентиляции для административно корпуса	До 5 апреля	Выполнено
4	Подбор и расчет традиционного и не традиционного источника холода	До 10 мая	Выполнено
5	Технико-экономический расчет системы кондиционирования воздуха в кафе	До 5 июня	Выполнено

Дата выдачи _____

задания

Срок представления к _____

защите

Руководитель _____

Тарасова Е.В.

ВКР

_____ Кобзарь А.В.

Студент _____

(подпись)

(ФИО)

_____ (подпись)

_____ (ФИО)



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»
(ДФУ)

Инженерная школа

Кафедры инженерных систем зданий и сооружений

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ ВКР

на выпускную квалификационную работу студента(ки)

Беляева Артема Сергеевича

(фамилия, имя, отчество)

направление 08.03.01 «Строительство» профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция»

группа Б 3431д

Руководитель ВКР

к.т.н., доцент Тарасова Е.В., к.т.н., доцент Кобзарь А.В.

(ученая степень, ученое звание, и. о. фамилия)

На тему: «Разработка проекта кондиционирования кафе и вентиляции административно-приемного корпуса санатория-профилактория Белый Лебедь в городе Владивостоке»

Дата защиты ВКР «27» июня 2018 г.

Беляевым Артемом Сергеевичем выполнена научно-исследовательская выпускная квалификационная работа по процессам теплообмена в холодохранилищах при непосредственном контакте потока воздуха со льдом, а также исследование процесса равномерности движения воздуха через воздухораспределитель в модели. Дипломантом изучен и систематизирован зарубежный и отечественный опыт по использованию снега и льда для систем кондиционирования воздуха в теплый период и рассмотрено воздухораспределение в помещении на примере модели.

Целью научно-исследовательской работы является доказательство нормальной работы кондиционирования при охлаждении воздуха с помощью таяния льда или снега и их аккумуляции в теплый период года на примере модели помещения .

Беляевым А.С.В. рассмотрены процесса движения воздуха в модели, при этом доказываемся, что воздух распределяется равномерно по всему объему модели.

На основании проведенных исследований определены скорости движения воздуха и предложены различные воздухораспределители, позволяющие добиться равномерного распределения воздуха.

С целью оптимизации проведения эксперимента произведен расчет при котором определена оптимальная ширина щели воздуховода равномерной раздачи позволяющая добиться оптимального воздухораспределения.

Дипломантам смонтирована экспериментальная установка для исследования процессов воздухораспределения при непосредственном контакте потока воздуха со льдом для проведения эксперимента в научных целях. Для замеров параметров наружного и выходящего из установки воздуха использовался термогигрометр ИВТМ-7 М и подключенный к нему преобразователь ИПВТ –03, проведена ее наладка.

На основании расчет выделяющихся вредностей, составлен тепловой баланс и запроектирована система кондиционирования кафе, подобраны воздухораспределители приточных и вытяжных систем. Выполнен аэродинамический расчет СКВ кафе, подобрана установка СКВ, запроектирована система вентиляции административного корпуса.

Предложено сравнение вариантов традиционного источника холода с холодильной установкой ВМТ-Кирон-20 (чиллером) и не традиционный источник холода – снегохранилище. Выполнен расчет годового расхода холода и холодохранилища.

На основании произведенных технико-экономических расчетов можно сделать вывод о дальнейшей экономии при использовании системы кондиционирования воздуха с сезонным аккумулятором естественного холода для помещения кафе, эксплуатационные затраты за первый год работы для системы кондиционирования помещений с использованием аккумуляции естественного холода на 71% меньше по сравнению с традиционной системой. Дисконтированные затраты за 15 лет эксплуатации систем являются наименьшими для СКВ с использованием аккумуляции естественного холода. Разница составляет 21%.

В процессе выполнения научно – исследовательской ВКР Беляев А. С. проявил самостоятельность и умение работать с научной и технической литературой, изучил опыт в данной области использования источников холода (льда и снега), показал глубину знаний и умений в процессе проектирования и планирования эксперимента, монтажа установки, а также в обработке экспериментальных данных.

Научные исследования при выполнении ВКР Беляевым А. С. технически безупречны, аргументированы и подтверждены расчетами и опытами, имеют законченный вид и весьма актуальны с целью получения энергоэффективных и энергосберегающих технологий в системах климата зданий и сооружений. На основании исследований написана статья к конференции «Молодежь и научно – технический прогресс - 2018», которая будет размещена в сборнике трудов конференции.

Оригинальность текста ВКР составляет 73%.

В целом выпускная квалификационная работа выполнена в соответствии с заданием, отвечает современному уровню использования холода в системах вентиляции и СКВ, заслуживает оценки – отлично.

а Беляев Артем Сергеевич заслуживает присвоение квалификации бакалавр по направлению 08.03.01 Строительство

Руководитель ВКР к.т.н., доцент
(уч. степень, уч. звание)


Тарасова Е.В.
(ф.и.о. фамилия)

Руководитель ВКР к.т.н., доцент
(уч. степень, уч. звание)


(подпись)

Кобзарь А.В.
(ф.и.о. фамилия)

«23» июня 2018 г.

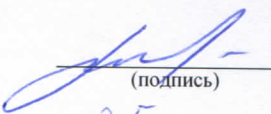
Студент 
« 25 » 06 20 18 г.
подпись

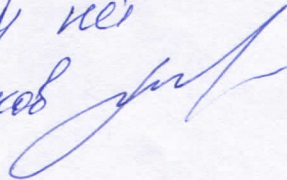
Руководитель ВКР канд.техн.наук
(должность, ученое звание)
Тарасова Е.В.
(ФИО)

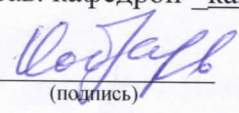

(подпись) Кобзарь А.В.
(ФИО)

« 25 » 06 20 18 г.

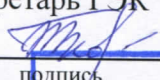
«Допустить к защите»

Руководитель ОП канд.техн.наук, доцент
(ученое звание)

(подпись) В.П. Черненко
(и. о.ф)
« 25 » 06 20 18 г.


*свереный, содержащих
гос. тайну не
В.П. Черненко *

Зав. кафедрой канд.техн.наук, доцент
(ученое звание)

(подпись) А.В. Кобзарь
(и. о.ф)
« 25 » 06 20 18 г.

Защищена в ГЭК с оценкой отлично

Секретарь ГЭК

подпись Н.С. Ткач
И.О.Фамилия
« 27 » 06 20 18 г.

УТВЕРЖДАЮ
Директор Инженерной школы

 / _____
Подпись / Ф.И.О.
« _____ » _____ 201 г.

В материалах данной выпускной квалификационной работы не содержатся сведения, составляющие государственную тайну, и сведения, подлежащие экспортному контролю.

Уполномоченный по экспортному контролю

_____ / _____ / « _____ » _____ 201 г.
Ф.И.О. / Подпись