



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

Инженерная школа

Кафедра инженерных систем зданий и сооружений

Чекунов Никита Демьянович

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

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ 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 _____
_____ канд.техн.наук, доцент
(должность, ученое звание)

Е.В Тарасова
(ФИО)
« _____ » _____ 20 ____ г.

_____ канд.техн.наук, доцент
(должность, ученое звание)

«Допустить к защите»

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

_____ В.П. Черненко
(подпись) (и. о.ф)
« _____ » _____ 20 ____ г

_____ А.В. Кобзарь _____
(подпись) (ФИО)
« _____ » _____ 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 _____
_____ подпись _____ И.О.Фамилия

« _____ » _____ 20 ____ г.

Аннотация

Выпускная квалификационная работа выполнена на тему «Разработка проекта вентиляции и кондиционирования столовой административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый Лебедь» в г. Владивостоке», в рамках которой:

- был рассмотрен зарубежный опыт проектирования систем кондиционирования воздуха с использованием нетрадиционных источников энергии (холодохранилища);
- спроектирована энергосберегающая система кондиционирования воздуха для столовой;
- спроектирована система вентиляции в горячих цехах и вспомогательных помещениях;
- подобран и рассчитан традиционный и нетрадиционный источник холода;
- проведен технико-экономический анализ использования естественного источника холода.

Пояснительная записка к выпускной квалификационной работе содержит 71 страниц, 22 рисунка, 20 таблиц, 35 источников, 9 приложений.

Содержание

Введение	7
Глава 1. Обзор схем систем кондиционирования с использованием естественных источников холода.....	8
1.1. Традиционная система хранения снега (CSS).....	9
1.2. Водонепроницаемое снегохранилище (WSS)	10
1.3. Мобильное снегохранилище (HSS)	12
1.4. Экономическое сравнение систем с использованием холодохранилища и системы с чиллером	14
1.5. Холодохранилище с использованием тепловой трубы отдельного типа	15
1.7. Вывод.....	18
Глава 2. Проектирование системы кондиционирования воздуха столовой....	19
2.1 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха	19
2.2 Расчет выделений вредных веществ	20
2.3 Расчет воздухообмена и построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме	29
2.4 Подбор воздухораспределителей	31
2.4.1 Подбор воздухораспределителей для подачи воздуха	31
2.4.2 Подбор воздухораспределителей для удаления воздуха	34
2.5 Аэродинамический расчет воздушных сетей обеденного зала.....	35
2.6 Подбор установки кондиционирования воздуха	38
Глава 3. Проектирование системы вентиляции для горячих цехов и вспомогательных помещений.....	39
3.1 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха	39

3.2 Расчет воздухообмена по нормативной кратности.....	40
3.3 Расчет выделений вредных в горячем цехе.....	40
3.4 Расчет воздухообмена для горячего цеха.....	43
3.5 Расчет расхода воздуха, удаляемого местным отсосом	43
3.6. Подбор решеток	45
3.7. Аэродинамический расчет системы вентиляции воздуха горячих цехов и вспомогательных помещений	47
3.7.1 Аэродинамический расчет местных систем вентиляции горячего цеха.....	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	50
4.2.1 Расчет годового расхода холода	50
4.2.2 Расчет холодохранилища	52
4.2.3 Расчет теплообменного аппарата.....	53
Глава 5. Техничко-экономический анализ системы кондиционирования воздуха обеденного зала столовой	59
5.1 Расчет капиталовложений	59
5.1.1 Расчет капиталовложений для традиционной системы	59
5.1.2 Расчет капиталовложений для нетрадиционной системы.....	59
5.2 Расчет технико-экономических показателей	60
Заключение	65
Список использованных источников	68
Приложение А.....	72

Приложение Б.....	73
Приложение В.....	75
Приложение Г.....	80
Приложение Д.....	82
Приложение Е.....	83
Приложение Ж.....	98
Приложение И.....	117
Приложение К.....	128

Введение

Эффективная работа систем кондиционирования воздуха (СКВ) и вентиляции зависит от решений, которые были приняты на стадии разработки проекта, качества подобранного оборудования. Определяющим фактором в выборе СКВ является экономия трудовых и материальных затрат.

Одной из особенностей климата России является холодная снежная зима. Эта особенность, несомненно, влияет на выбор режимов работы и состава функциональных частей в системах кондиционирования и вентиляции воздуха. Современные системы кондиционирования воздуха должны отвечать следующим условиям:

- Обеспечивать уменьшение расходов тепла и электроэнергии по сравнению с традиционными СКВ, благодаря использованию энергосберегающей технологии;
- Способствовать охране окружающей воздушной среды;
- Включать в СКВ незамысловатое в обслуживании и точное в работе оборудование.

Всем этим требованиям соответствует технология аккумуляции холода в системах кондиционирования воздуха зданий с использованием возобновляемого естественного источника холода – снега или льда.

В наше время использование аккумуляции естественного холода для СКВ применяется не только в России, но и во многих зарубежных странах, где климатические условия позволяют аккумулировать естественный холод в зимний период года.

Глава 1. Обзор схем систем кондиционирования с использованием естественных источников холода

Ежегодно общегородская утилизация снега приводит к крупным проблемам. Так в 2018 году на площади г. Владивосток создали временный склад снега, тем самым нарушив эстетичность центра города. Сейчас с принятием ФЗ №261, приоритетом является использование возобновляемых источников энергии, таким образом можно прийти к выводу, что снег, который ежегодно утилизируется можно направить в сезонное хранение снега/льда- это означает, что естественный или искусственный снег или лед сохранены с зимы до лета, когда используется холод. В таких системах хранения холодоноситель проходит через снег/лед, чтобы использовать его скрытую теплоту плавления. Воздух, талая вода, морская вода, грунтовые воды или другая жидкость может быть использован в качестве холодоносителя. Мощность охлаждения регулируется изменением расхода холодоносителя. Мощность охлаждения регулируется изменением расхода холодоносителя [35]. Снег/лед можно хранить в помещении, на земле, в открытых водоемах/ямах и под землей, Рисунок 1.1. [32]

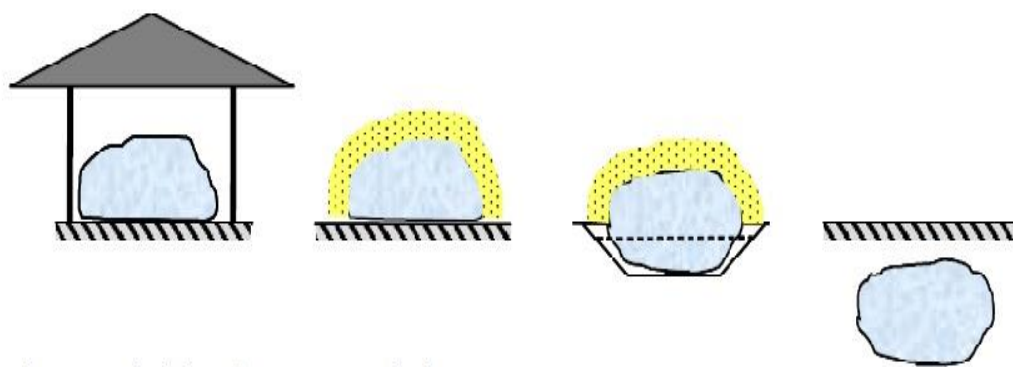


Рисунок 1.1 - Принципы конструкций хранения снега/льда

Для выбора технического решения системы охлаждения с нетрадиционным источником, проведен обзор зарубежного опыта использования некоторых схем СКВ с аккумуляцией естественного холода, отмечены преимущества и недостатки.

1.1. Традиционная система хранения снега (CSS)

Первая система CSS была разработана в Оттаве, Канада, в 1980 году, и яма для хранения снега имеет емкость хранения 88 689 м³, потенциальная холодопроизводительность составляет 1236 000 тонн-час, а сметная стоимость подготовки составляет 74 000 долларов США. Данная система передачи энергии состоит из теплообменника мощностью 450 тонн, в котором может циркулировать 3217 л / мин расплавленной воды. По оценкам, стоимость системы составляет порядка 137 000 канадских долларов. [29]

В данном способе хранения снега, снег складывается в заранее разработанную яму из крупнозернистого грунта. Талая вода из снежной ямы передается в здание через систему труб, оборудованную теплообменником. Расплавленная вода прокачивается через теплообменник, а затем возвращается обратно в снежную яму. Более высокая температура рециркулируемой воды способствует таянию снега для получения охлажденной воды. Данная система состоит из разработанной ямы, теплообменника и теплоизоляции, обычно используется полиэтилен. [30]

Положительные стороны работы системы

Прост в обслуживании и эксплуатации.

Повышает энергоэффективность системы кондиционирования и минимизирует затраты на эксплуатацию и техническое обслуживание.

Предполагаемый срок окупаемости при холодопроизводительности 7 МВт с объемом снега 90 000 м³ составляет около десяти лет

Отрицательные стороны работы системы

Полиэтиленовый лист, используемый для теплоизоляции, сложен в утилизации, что может привести к загрязнению окружающей среды, как на момент постройки холодохранилища, так и на момент окончания срока эксплуатации.

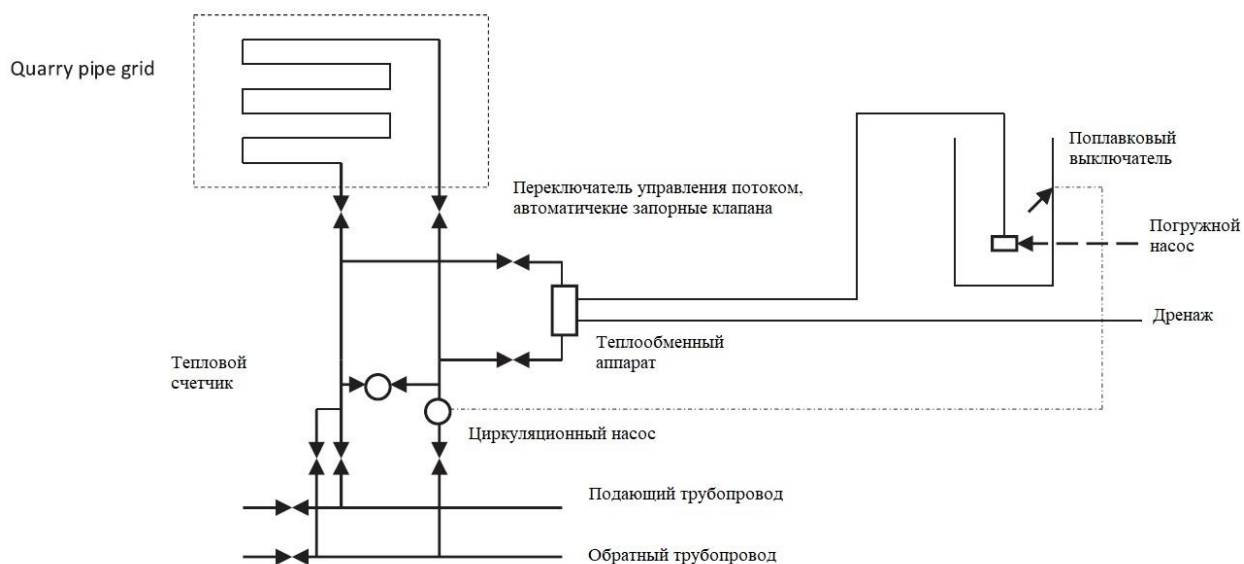


Рисунок 1.1.1 – Принципиальная схема системы CSS

1.2. Водонепроницаемое снеохранилище (WSS)

Первая крупномасштабная система WSS была разработана и эксплуатирована в июне 2000 года в областной больнице в Сундсвалве (Швеция). Плотность снега в системе WSS составляет около 650 кг / м³ из-за работы механизмов в хранилище. [31]

Процесс похож на систему CSS; однако этот метод состоит в том, что используются водонепроницаемые футеровочные материалы для предотвращения вторжения загрязненных снежных вод в водоносные горизонты. Кроме того, наземная поверхность ямы изолирована пенополистиролом, чтобы избежать процесса плавления снега.

Система WSS состоит из теплоизолированной снежной ямы, циркуляционных насосов, фильтров и теплообменника.

Положительные стороны работы системы

Более высокий общий коэффициент производительности, чем система с использованием традиционного источника холода, что означает более высокую энергоэффективность, чем чиллеры.

В качестве теплоизоляции используется древесная щепа, что приводит к значительным экономическим и экологическим преимуществам.

Технико-экономические показатели этого метода оценивались в разных местах, и все результаты исследования показали, что энергоэффективность и экономические преимущества этого метода намного выше, чем обычные системы охлаждения.

Расчетный срок окупаемости этой системы для выработки 6000 МВт-ч энергии охлаждения 120 000 м³ снега составляет около трех лет.

Отрицательные стороны работы системы.

Крупные капиталовложения, трудоемкие системы, эксплуатационные проблемы с теплоизоляцией и низкие цены на электроэнергию.

Полистирол и асфальт оказывают большое воздействие на окружающую среду во время строительства, а также на этапе завершения срока эксплуатации.

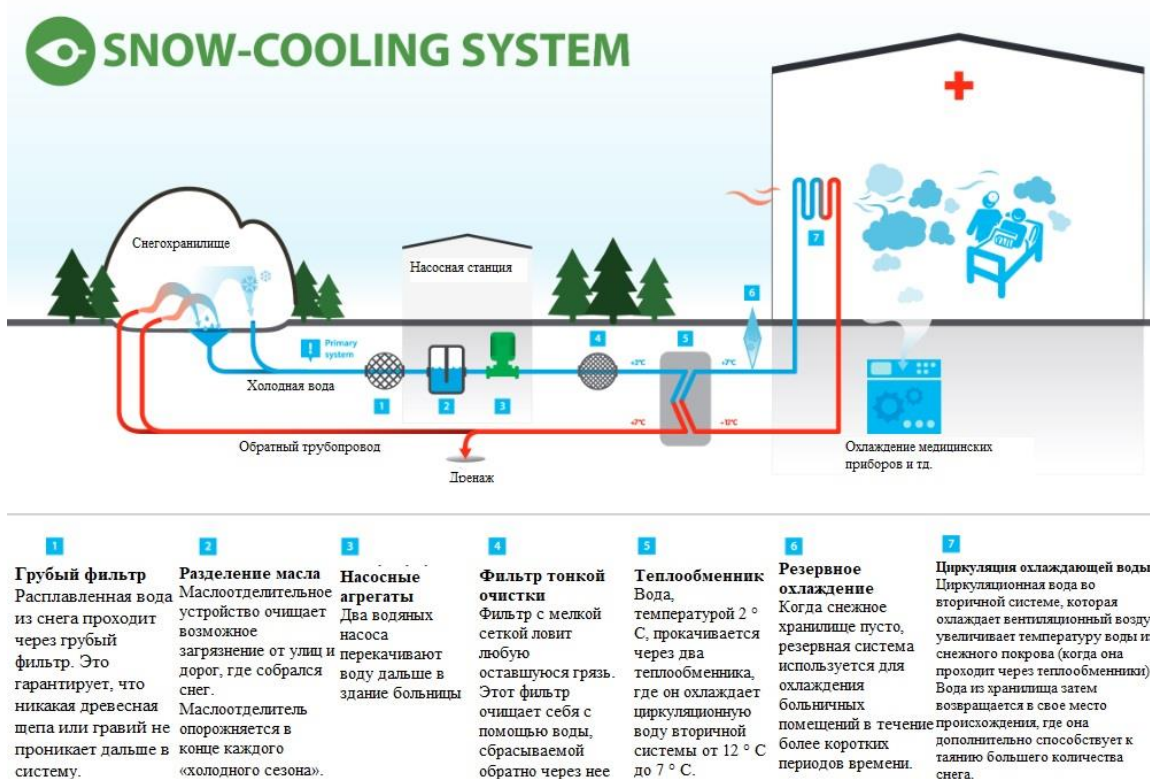


Рисунок 1.2.1- Принципиальная схема системы WSS

1.3. Мобильное снеохранилище (HSS)

Метод хранения высокоплотного снега с использованием мобильной системы был применен в 2002 году к офисному зданию в Ошу, Япония [35,30]

Из-за плотности снега (т. е. 450-550 кг / м³), которая меньше плотности льда (например, 900-920 кг / м³), для систем хранения снега требуется большое пространство для хранения, что увеличивает стоимость строительства, а также снижает эффективность использования энергии (т. е. высокая потеря массы снега). Чтобы преодолеть эту проблему, Namada et al. разработала систему HSS, в которой собранный снег механически уплотнен для увеличения его плотности до 750-800 кг / м³.

Кроме того, Vigneault and Gameda (Vigneault and Gameda, 1994) изучили влияние добавления 0, 10, 15 и 20% воды на снеговое уплотнение, и исследование показало, что 10% добавления воды увеличивает плотность снега до 920 кг / м³ (плотность льда), а также значительно уменьшает энергию и давление, необходимые для уплотнения снега.

Система HSS похожа на систему WSS с дополнительным резервуаром для хранения расплавленной холодной воды во время неожиданных пиковых требований к охлаждению. [32]

Положительные стороны работы системы

Такая система хранения наиболее подходит в городских районах с высокой плотностью благодаря компактному хранилищу.

При таком подходе без дополнительной нагрузки на изоляционный материал плотность снега может быть увеличена за счет уплотнения снега с использованием строительной техники на шахте. Как только достаточное количество снега собирается и уплотняется, передвижная надстройка перемещается на яму (обычно летом). Принимая во внимание, что во время процесса сбора снега зимой передвижная надстройка, расположенная в хранилище снега, может использоваться в качестве внутреннего многоцелевого пространства. Поскольку надстройка мобильна, она может

использоваться для различных целей, что снижает ее эксплуатационные затраты.

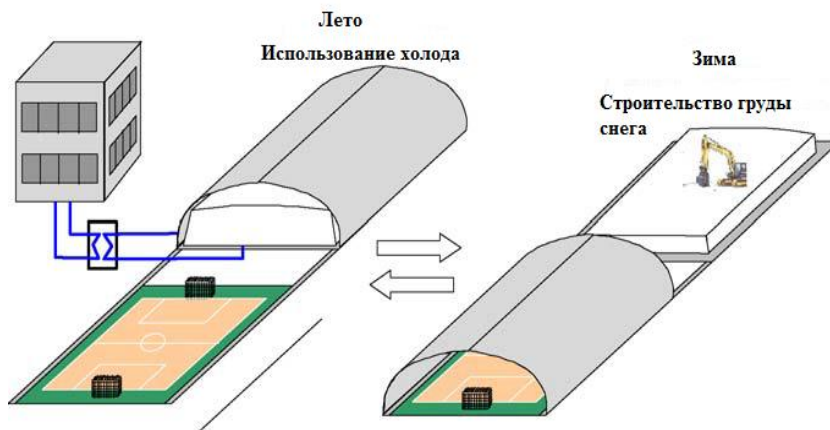


Рисунок 1.3.1 - Концепция системы HSS

Отрицательные стороны работы системы

Большие капиталовложения, сложные системы и низкие цены на электроэнергию.

Нет практических данных. В настоящее время доступны только теоретические и экспериментальные данные, приложение реального времени может обеспечить различный опыт работы.

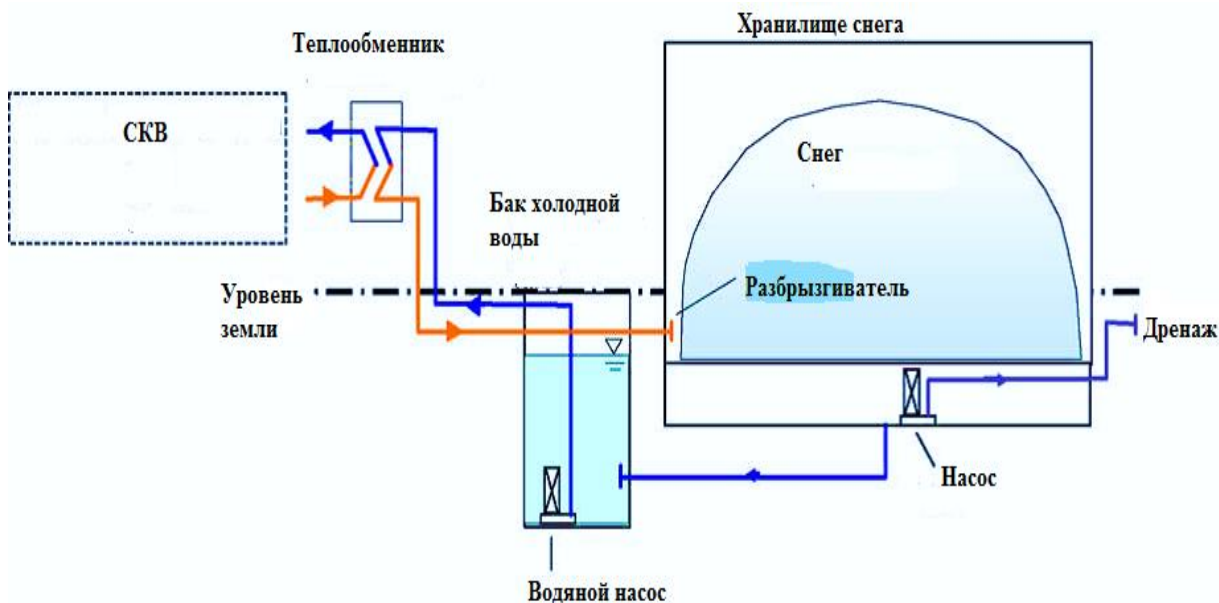


Рисунок 1.3.2- Принципиальная схема системы HSS

1.4 Экономическое сравнение систем с использованием холодохранилища и системы с чиллером

Разработчики провели технико-экономическое сравнение между системами с использованием холодохранилища и системой с чиллером. Было проведено ежегодное сравнение затрат на эксплуатацию и техническое обслуживание для различных систем охлаждения. Кроме того, проводилось исследование зависимости производительности и стоимости в системах. На основании данных исследований можно с уверенностью сказать о преимуществах систем с использованием нетрадиционного источника холода, по сравнению с традиционными источниками. [29,30,31,32,35]

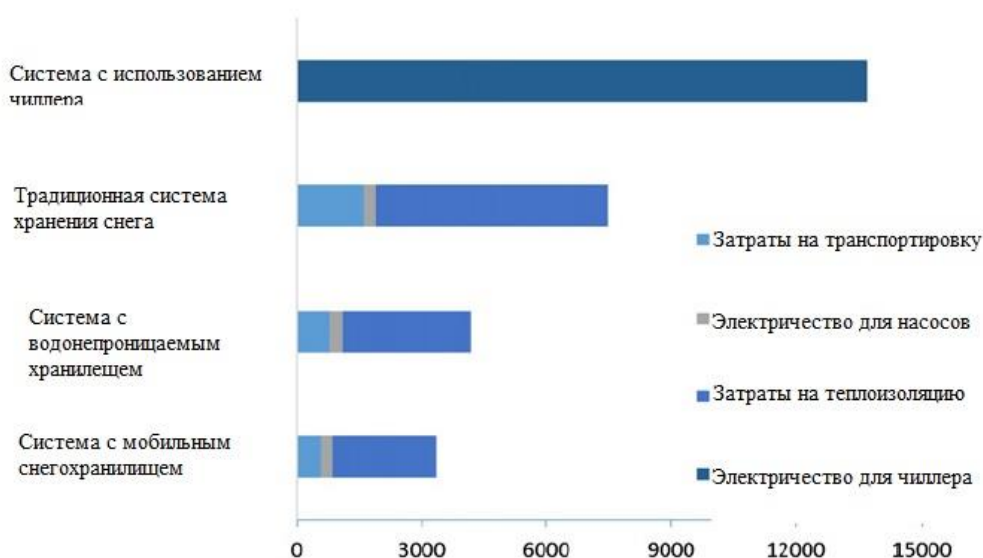


Рисунок 1.4.1 – Сравнение затрат на эксплуатацию и техническое обслуживание систем

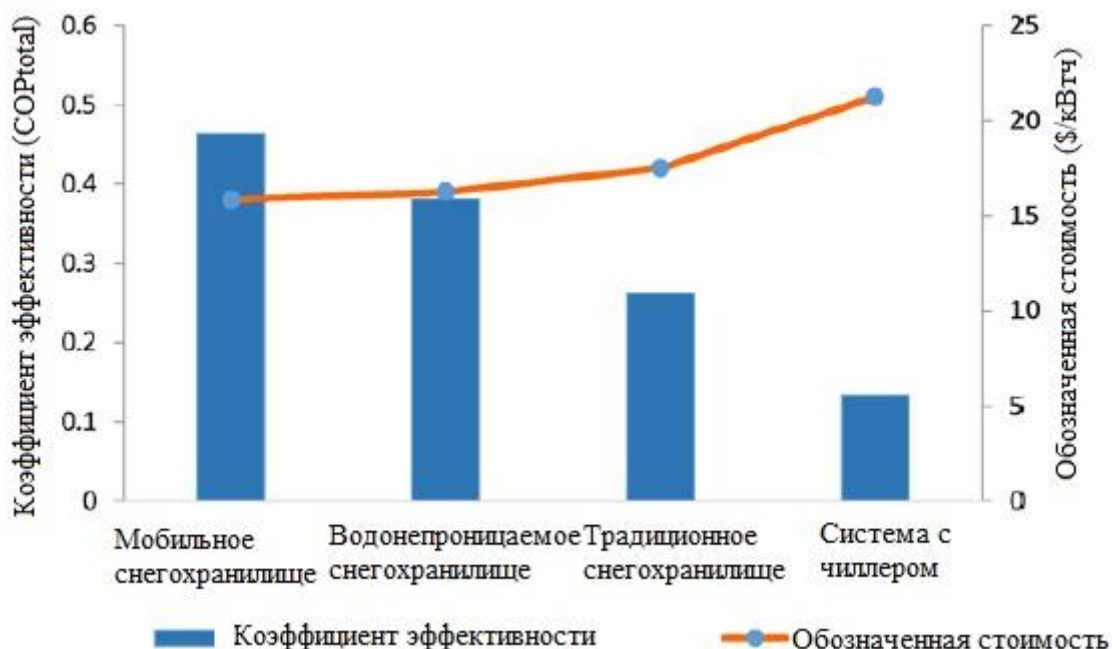


Рисунок 1.4.2 – Сравнение систем с помощью зависимости эффективности и стоимости

1.5. Холодохранилище с использованием тепловой трубы отдельного типа

Данная схема еще не была введена в эксплуатацию, но прошла опытные испытания.

Схема предлагаемой системы сезонного хранения льда представлена на рисунке (1.5.1) Система состоит из двух частей или двух подсистем: подсистема холодного заряда и подсистема холодного разряда. Зимой подсистема холодного заряда собирает энергию от наружного низкотемпературного воздуха через отдельно стоящие тепловые трубы для охлаждения воды в подземной части до тех пор, пока вся вода не будет заморожена. Летом подсистема холодного разряда извлекает накопленную холодную энергию путем перекачивания охлажденной воды в агрегаты для обработки воздуха для кондиционирования. [33]

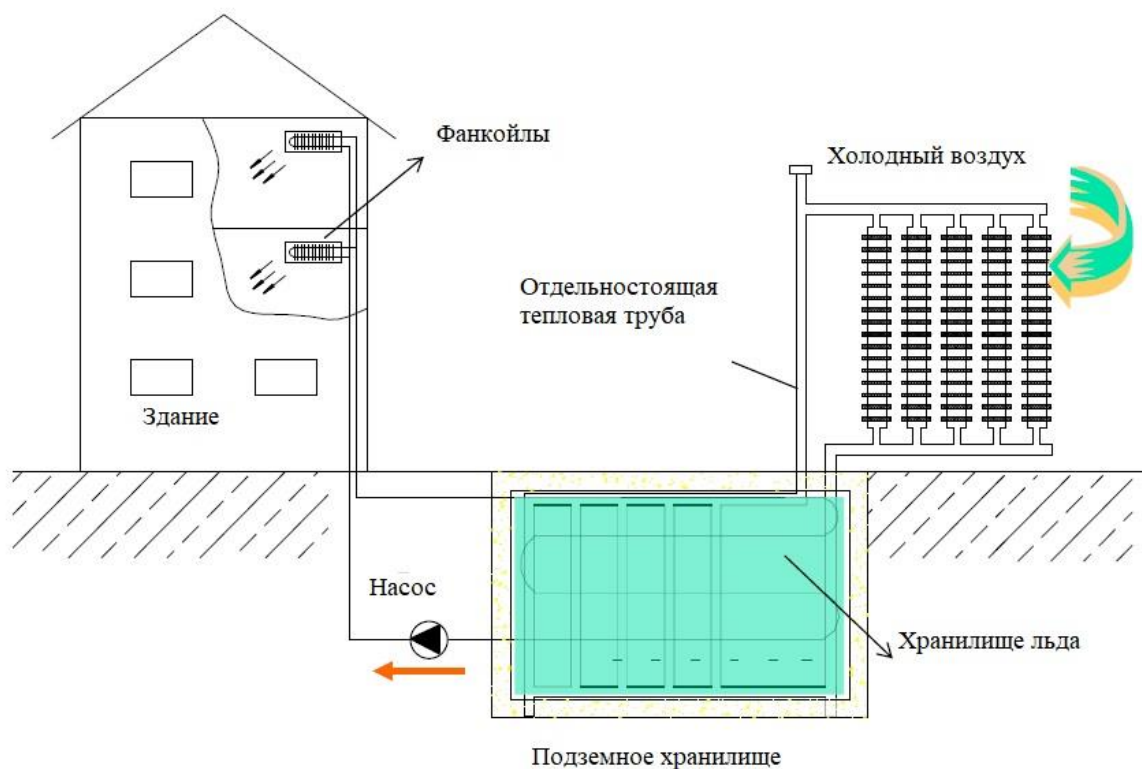


Рисунок 1.5.1 – Схема системы с использованием тепловой трубы отдельного типа

Принцип работы отдельных тепловых труб для холодной зарядки проиллюстрирован на рисунке (1.5.2). Холодное зарядное устройство состоит из тепловой трубы отдельного типа и резервуара для хранения льда. В тепловой трубе отдельного типа сегмент испарителя и сегмент конденсатора находятся в разных местах. В этой системе испаритель расположен в резервуаре для хранения льда (в качестве источника тепла), а конденсатор расположен на наружном воздухе (в качестве теплоотвода). Высота конденсатора должна быть выше, чем у испарителя, чтобы рабочая жидкость (т. е. хладагент) могла вернуться в испаритель под действием силы тяжести. Тепловая труба работает следующим образом: зимой, когда температура наружного воздуха ниже температуры воды, жидкий хладагент внутри испарителя нагревается в пар. Затем пар проходит по восходящей трубе к конденсирующему сегменту и конденсируется обратно в жидкость, высвобождая скрытую теплоту наружного воздуха. Затем жидкость возвращается в сегмент испарителя через нисходящую трубу под действием

силы тяжести, и цикл повторяется. Во время этого процесса вода вокруг испарителя замораживается в лед. Когда температура наружного воздуха выше, чем температура льда, тепловая труба перестает работать автоматически, что позволяет допускать только одностороннюю передачу тепла (т. е. отвод тепла от водяного бака до наружного воздуха). Холодильный бак обычно расположен в подземном и хорошо изолированном состоянии, чтобы минимизировать потери холода. [34]

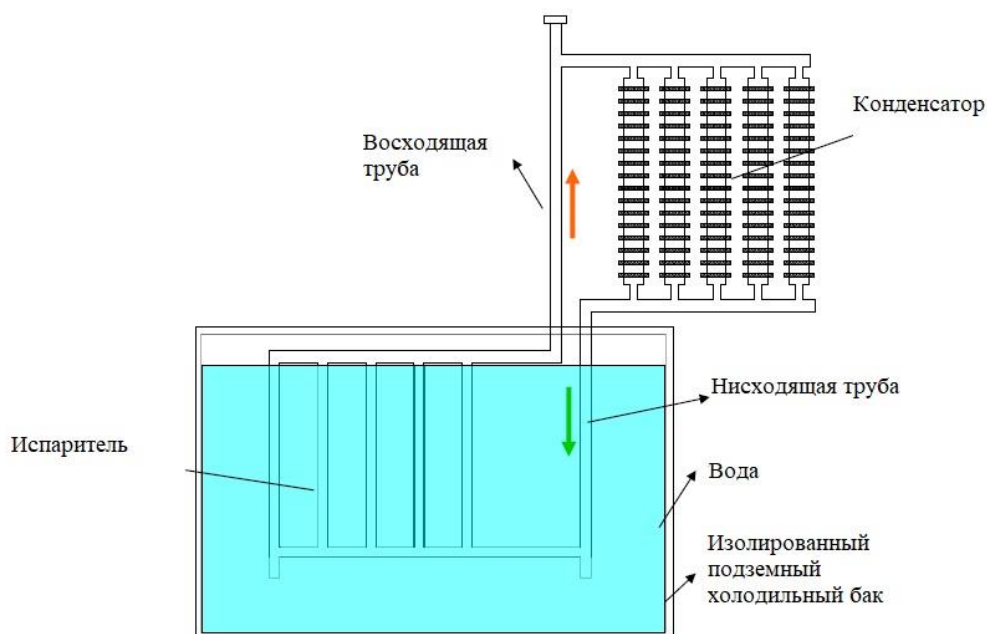


Рисунок 1.5.2 - Принцип работы отдельных тепловых труб

Данная система холодного хранения значительно снижает требуемую емкость хранения сезонных хранилищ, что позволяет использовать небольшие сезонные холодильные системы в небольших зданиях с эффективным использованием возобновляемой тепловой энергии для устойчивого охлаждения. Результаты исследования автора показывают, что составная система с объемом хранения 351 м³ может обеспечить достаточное охлаждение для здания площадью 2000 м² в Пекине.

Предлагаемая комплексная система холодного хранения была введена в эксплуатацию в здании тематического исследования с 2008 года. По сравнению с обычной механической системой охлаждения оптимально разработанная составная система снижает годовое потребление

электроэнергии и эксплуатационные расходы на 22% и 76%, соответственно, система окупается менее чем за 6 лет. Общая стоимость эксплуатации также может быть уменьшена на 40%. [33,34]

1.7. Вывод

Таким образом, опираясь на исследования иностранных источников можно сделать вывод, что использование нетрадиционных источников энергии, в данном случае холодохранилищ, крайне выгодно, и имеет ряд преимуществ перед традиционными источниками энергии (чиллеры):

- 1) Энергоэффективность. Затраты электроэнергии значительно снижаются, что позволяет значительно сэкономить денежные средства на электроэнергии.
- 2) Экологичность. Используются натуральные материалы (снег/лед), это исключает выделение вредных веществ хладагента.
- 3) Практичность, так как ежегодно в городе утилизируется большое количество снега, в данном случае его можно направить на создание снегохранилищ.

Глава 2. Проектирование системы кондиционирования воздуха столовой

2.1 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха

Расчетные параметры наружного воздуха при проектировании системы кондиционирования столовой административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый Лебедь», расположенного в городе Владивосток (географическая широта – 43°), взяты по параметрам Б, и приняты в соответствии с СП 131.133300.2012 «Строительная климатология» [2] и находятся в таблице 2.1.1.

Таблица 2.1.1- Расчетные параметры наружного воздуха

Период года	Температура наружного воздуха $t_n^{0,92}$, °С	Относительная влажность воздуха ϕ , %	Энтальпия наружного воздуха I_n , кДж/кг	Средняя скорость ветра v , м/с
Теплый	24,5	81	67,6	4,7
Холодный	-24	58	-23,6	9

Продолжительность отопительного периода $Z_{от}=198$ суток.

Параметры внутреннего воздуха зависят от периода года, назначения помещения и климатических условий города, в котором располагается здание. Для системы кондиционирования необходимо принимать оптимальные параметры.[1]

Оптимальные параметры (температура, относительная влажность, подвижность) воздуха в рабочей зоне помещений, отвечающие санитарно-гигиеническим требованиям, принимаются в зависимости от периода года и категории помещения, в данной работе помещение категории За.[4]

Данные сведены в таблицу 2.1.2.

Таблица 2.1.2 - Расчетные параметры внутреннего воздуха

Наименование помещения	Период года	Температура t, °С	Относительная влажность φ, %	Скорость воздуха v, м/с
Обеденный зал	Холодный	24	60	0,25
	Теплый	21	45	0,15

2.2 Расчет выделений вредностей

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

- от людей;
- от пищи;
- от производственного оборудования и технологических процессов;
- от солнечной радиации;
- от искусственного освещения;
- от системы отопления.

Вредности от людей (теплота, влага и CO₂)

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

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

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

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

Поступление влаги $W_{\text{л}}$, [г/час]:

$$W_{\text{л}} = n \cdot m \quad (2.2.3)$$

Поступление CO₂ M_{co_2} , [л /час]:

$$M_{\text{co}_2} = n \cdot m_{\text{co}_2} \quad (2.2.4)$$

где n – количество людей в помещении;

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

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

m_{co_2} – объем углекислого газа выделяемого человеком, [л/час].

Согласно [4] посетители обеденного зала столовой относятся к категории работ Ia.

Расчет сведен в таблицу 2.2.1.

Таблица 2.2.1 – Вредности от людей в обеденном зале столовой

Период года	Мужчины, чел.	Женщины, чел.	Тепло, Вт	Влага, г/ч
			явное	
Летний	59	61	7907,65	11139,9
Зимний			9354,6	9357,5

Теплопоступления от пищи

Поступления явной теплоты от остывающей пищи в обеденном зале столовой определяются по формуле [8]:

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

где g – средняя масса всех блюд, приходящихся на одного посетителя, в расчетах принимается $g = 0,85$ 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 столовых $\tau = 0,3$).

Влагопоступления от пищи:

Количество испаряющейся влаги от остывающей пищи в обеденном зале столовой определяется по величине скрытых теплоизбытков, условно принимаемых равными явным, по формуле [8]:

$$M_{\text{ВЛ}}^{\text{пищи}} = \frac{K \cdot g \cdot c_{\text{ср}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \cdot n}{\tau \cdot (2500 + 1,8 \cdot \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2})}, \text{ кг/час} \quad (2.2.6)$$

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;

$c_{\text{ср}}$ – средняя теплоемкость пищи, $c_{\text{ср}} = 3,35$ 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 столовых $\tau=0,3$).

Расчет сведен в таблицу 2.2.2

Таблица 2.2.2 – Вредные выделения от пищи в обеденном зале столовой

Помещение	g	$c_{\text{ср}}$	$t_{\text{н}}-t_{\text{к}}$	n	τ	$Q_{\text{я}}^{\text{пищи}}$	K	$M_{\text{ВЛ}}^{\text{пищи}}$
Столовая	0,85	3,35	30	118	0,3	933,47	0,34	4,395

Теплопоступления от солнечной радиации

Расчет произведен согласно [5]

В данной программе реализован алгоритм расчета теплопоступлений через вертикальные световые проемы, наружные стены и покрытие по методике приведенной в

$Q_{\text{ост}}$ - расчетное количество тепла от солнечной радиации поступающего в помещение через остекление.

$$Q_{\text{ост}} = (q_{\text{пр}} + q_{\text{пт}}) \cdot F, \text{ Вт} \quad (2.2.7)$$

где F - площадь остекления

$q_{\text{пр}}$ – теплопоступления, Вт/м², от солнечной радиации для вертикального заполнения световых проемов

$$q_{\text{пр}} = (q_{\text{п}}^{\text{в}} \cdot K_{\text{инс.в}} + q_{\text{р}}^{\text{в}} \cdot K_{\text{обл}}) \cdot K_{\text{отн}} \cdot \tau_2, \text{ Вт/м}^2 \quad (2.2.8)$$

Где $q_{\text{п}}^{\text{В}}$ и $q_{\text{р}}^{\text{В}}$ - количество теплоты соответственно прямой и рассеянной солнечной радиации, Вт/м²;

$K_{\text{обл}}$ - коэффициент облучения, зависящий от углов β_1 и γ_1 :

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{L_{\text{в}}}{B+c}\right) \quad (2.2.9)$$

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{L_{\text{г}}}{H+a}\right) \quad (2.2.10)$$

где: $K_{\text{обл.г}}$ и $K_{\text{обл.в}}$ определяется в зависимости от углов β_1 и γ_1 :

$$K_{\text{обл}} = K_{\text{обл.г}} \cdot K_{\text{обл.в}} \quad (2.2.11)$$

где: $K_{\text{отн}}$ - коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема;

τ_2 - коэффициент, учитывающий затенение светового проема переплетами.

Коэффициент инсоляции вертикального заполнения световых проемов:

$$K_{\text{инс.в}} = \left(1 - \frac{L_{\text{г}} \cdot \text{ctg} \beta - a}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{L_{\text{в}} \text{tg} A_{\text{с.о}} - c}{B}\right) \quad (2.2.12)$$

где: $L_{\text{г}}$, $L_{\text{в}}$ - соответственно размер горизонтальных и вертикальных элементов затенения (откосы, стационарные элементы фасада), м;

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

$A_{\text{с.о}}$ - солнечный азимут остекления, град, определяется для проемов, ориентированных на С и Ю, а также на В для первой и на З для второй половины дня, по формуле:

$$A_{\text{с.о}} = |A_{\text{с}} - A_{\text{о}}|, \text{ град.} \quad (2.2.13)$$

Для световых проемов, ориентированных на В для второй половины дня (после 12 ч) и на З для первой половины дня (до 12 ч), солнечный азимут определяется по формуле:

$$A_{\text{с.о}} = 360 - |A_{\text{с}} + A_{\text{о}}|, \text{ град.} \quad (2.2.14)$$

где: A_o , A_c - соответственно азимут остекления световых проемов и азимут солнца.

β - угол между вертикальной плоскостью остекления и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную рассматриваемой плоскости остекления:

$$\beta = \arctg(ctgh)(\cos A_{c.o}), \text{ град.} \quad (2.2.15)$$

где: h - высота стояния солнца, град.

Теплопоступления, обусловленные теплопередачей, Вт/м²:

$$q_{пт} = \frac{t_{н.усл} - t_{в}}{R_{п}} \quad (2.2.16)$$

Условная температура наружной среды при вертикальном заполнении световых проемов:

$$t_{н.усл} = t_{н.мр} + 0,5 \cdot A_{тн} \cdot \beta_2 + \frac{(S_{в} \cdot K_{инс.в} + D_{в} \cdot K_{обл}) \cdot \rho_{п} \cdot \tau_2}{\alpha_{н}}, \quad (2.2.17)$$

где: $t_{н.ср.}$ - средняя температура наружного воздуха наиболее жарких суток;

$A_{тн}$ - суточная амплитуда температуры наружного воздуха;

β_2 - коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха;

$S_{в}$ и $D_{в}$ - количество теплоты прямой и рассеянной радиации, поступающей в каждый час суток на вертикальную поверхность;

$\rho_{п}$ - приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации заполнением световых проемов;

$\alpha_{н}$ - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения, Вт/(м²0С), зависящий от скорости ветра, V , м/с:

$$\alpha_{н} = 5,8 + 11,6\sqrt{V} \quad (2.2.16)$$

Работа с программой начинается с формы представленной на рис. (2.2.1) Программа предусматривает расчет теплопоступлений от солнечной радиации через световые проемы, стены и покрытия.

Расчёт теплопоступлений от солнечной радиации

Файл Справка

Исходные данные Окна Итого:

Окна

Высота окна : $H = 1,5$ м С СВ В ЮВ Ю ЮЗ З СЗ

Ширина окна : $B = 2$ м

Длина горизонт. эл-тов затенения : $Lr = 0,3$ м

Длина вертик. эл-тов затенения : $Lv = 0,3$ м

Расстояние от горизонтального : $a = 0$ м

и вертикального : $c = 0$ м

элементов затенения до откоса светового проёма

Количество однотипных одинаково направленных окон : 1 шт.

Площадь световых проёмов : $F_{\text{п}} = 3$ м²

Приведённый коэф. поглощения солнечной радиации : $\rho_{\text{п}} = 0,25$

Сопротивление теплопередаче заполнения светового проёма : $R_{\text{п}} = 0,34$ м²·°С/Вт

Козф. затенения светового проёма переплётными : $\tau_{2} = 0,9$

Козф. относ. проникания солн. радиации : $K_{\text{отн}} = 0,9$

Ориентация окна : Вертикальная Наклонная (близко к вертикальной) Горизонтальная

Северная широта района : 48 °

Средняя температура наружного воздуха : $t_{\text{н.ср}} = 22,5$ °С

Температура внутреннего воздуха : $t_{\text{в}} = 20$ °С

Скорость ветра : $V = 3,3$ м/с

Суточная амплитуда температуры нар. в-ка : $A_{\text{тн}} = 14,7$ °

Козфициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения : $\alpha_{\text{н}} = 26,87$ Вт/(м²·°С)

Стены

Площадь стены : $F = 0$ м² С СВ В ЮВ Ю ЮЗ З СЗ

Козфициент теплопередачи : $K = 0$ м²·°С/Вт

Козфициент сопротивления теплопередаче : $R = 0$ м²·°С/Вт

Козфициент поглощения солнечной радиации поверхностью : $\rho_{\text{ст}} = 0$

Количество слоёв в стене : 3

$R_{\text{в.пр.}} = 0$ м²·°С/Вт

№ слоя

Ввод				
№	Материал	Усвоение, Вт/(м ² ·°С)	Козэф-т теплопр-ти, Вт/(м ² ·°С)	Толщина, м
1				

Покрытие

Площадь покрытия : $F = 0$ м²

Козфициент теплопередачи : $K = 0$ м²·°С/Вт

Козфициент сопротивления теплопередаче : $R = 0$ м²·°С/Вт

Козфициент поглощения солнечной радиации поверхностью : $\rho_{\text{п}} = 0$

Количество слоёв в покрытии : 3

№ слоя

Ввод				
№	Материал	Усвоение, Вт/(м ² ·°С)	Козэф-т теплопр-ти, Вт/(м ² ·°С)	Толщина, м
1				

Рисунок 2.2.1 Начальная форма расчета

Результаты расчета представлены 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 [9]:

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} * \eta_{\text{осв}} * A_{\text{пл}}, \text{ Вт} \quad (2.2.26)$$

где, $q_{\text{осв}}$ – максимальная удельная установленная мощность освещения (Вт/м²);

Для обеденных залов, столовых и пр. $q_{\text{осв}} = 14$ Вт/(Лк*м²)

$\eta_{\text{осв}}$ – доля тепловой энергии, попадающая в помещение. Для люминесцентных ламп принимается 1.

$$Q_{\text{осв}} = 14 * 1 * 184,9 = 2588,6 \text{ Вт}$$

Теплопоступления от системы отопления

Теплопоступления от системы отопления $Q_{с.о.}$, Вт, определяются по формуле [11]

$$Q_{с.о.} = Q_{пом.} * \frac{t_{вв} - t_{н.о}}{t_{в.о} - t_{н.о}}, \quad 2.2.27$$

$$Q_{с.о.} = 8187 * \frac{20 - (-32)}{18 - (-32)} = 8642$$

$t_{н.о}$ – температура воздуха в наиболее холодную пятидневку, °С;

$t_{вв}$ – температура в режиме кондиционирования на 2 градуса выше, чем в режиме отопления, °С;

$t_{в.о}$ – температура в режиме отопления, °С;

$Q_{пом}$ – нагрузка на систему отопления в определенном помещении, Вт;

$$Q_{пом} = \frac{V_{пом}}{V_{зд}} * Q_{зд.} \quad 2.2.28$$

$$Q_{зд.} = V_{зд} * q_{зд.} * (t_{в.о} - t_{н.о}) * \alpha_{в}, \quad 2.2.29$$

$$Q_{зд.} = 5630,22 * 0,41 * (18 - (-18)) * 1 = 83102,$$

$$Q_{пом} = \frac{554,7}{5630} * 83102 = 8187$$

$$Q_{конд.} = Q_{с.о.} - Q_{пом.} \quad 2.2.30$$

$$Q_{конд.} = 8642 - 8187 = 454,85$$

$\alpha_{в}$ – коэффициент на расчетную температуру (табл.5)

$q_{зд}$ – удельные тепловыделения системы отопления(табл.8)

Таблица 7

$t_{н.о}, ^\circ\text{C}$	α_B
-30	1
-15	1,29
-10	1,45
-5	1,67
-25	1,28
-35	0,95
-40	0,9

Таблица 8

Наименование	$V_{зд.} (\text{м}^3 * 10^3)$			
	меньше 5	меньше 10	меньше 15	меньше 20
Общественные здания	0,45	0,4	0,37	0,32
Клубы	0,43	0,38	0,35	-
Кинотеатры	0,42	0,37	0,35	-
Театры	-	0,34	0,31	0,26
Универмаг	0,44	0,38	0,36	-
Общественное питание	0,41	0,38	0,35	-
Спортивный зал	0,43	0,38	0,35	0,33

Теплопоступления от производственного оборудования и технологических процессов

Технологическое оборудование, снабженное электроприводом, обогреваемое сжиганием различного вида топлива или электроэнергию, выделяет в помещение тепло.

$$Q_{\text{э0}} = 1000 * K_0 * \sum N_{\text{об}} * K_3 * (1 - K_{\text{укр}}) \quad 2.2.31$$

$N_{\text{об}}$ - установленная мощность электрического оборудования, каждого типа, кВт

K_0 - коэффициент одновременности работы электрооборудования в расчетном помещении. Для столовых $K_0 = 0,8$

K_3 - коэффициент загрузки теплового оборудования

$K_{\text{укр}}$ - коэффициент эффективности работы локализирующего местного отсоса

$$Q_{\text{э0}} = 1000 * 0,8(2,821 * 0,5 * (1 - 0) + 2 * 0,5 * (1 - 0)) = 1928,4 \text{ Вт}$$

Тепловой баланс

Теплый период:

$$Q_{\text{явн}}^{\text{общ}} = Q_{\text{люди}} + Q_{\text{окна}} + Q_{\text{пища}} + Q_{\text{освещ}} + Q_{\text{оборуд.}} \quad 3.1.$$

$$Q_{\text{явн}}^{\text{общ}} = 7907 + 3801 + 1928 + 9333 = 22970 \text{ Вт}$$

Холодный период:

$$Q_{\text{явн}}^{\text{общ}} = Q_{\text{люди}} + Q_{\text{освещ.}} + Q_{\text{конд.}} + Q_{\text{пищ.}} + Q_{\text{обор.}} \quad 3.2.$$

$$Q_{\text{явн}}^{\text{общ}} = 9354 + 2588 + 1928 + 9333 + 454 = 23659 \text{ Вт}$$

Расчеты сводятся в таблицу

Таблица 9 – теплоступления в помещение

Период	Люди	Освещение	Оборудование	Пища	Кондиционирование	Суммарные
	Явн.					Явн.
ТП	7907	-	1928	9333	-	22970
ХП	9354	2588	1928	9333	454	23659

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[6]:

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 влаги (водяного пара):

$$L_{\text{пр}}^{\text{w}} = \frac{W}{(d_{\text{yx}} - d_{\text{пр}})} \quad (2.3.2)$$

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

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

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

Температура приточного воздуха $t_{\text{п}}$ определяется как:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \Delta t \quad (2.3.3)$$

Величина температурного перепада Δt зависит от назначения помещения, его геометрических размеров, места подачи и способа распределения приточного воздуха.

Для жилых и общественных зданий: при выпуске приточного воздуха непосредственно в рабочую зону $\Delta t \leq 2$ °С; при расположении низа приточной

решетки на высоте 2,5÷3,5 м от пола $\Delta t = 2\div 4$ °С; на высоте 4÷7 м $\Delta t = 5\div 8$ °С; на высоте более 7 м $\Delta t \leq 12$ °С.

Для производственных помещений: при подаче воздуха в рабочую зону $\Delta t = 5\div 10$ °С; при подаче воздуха выше уровня рабочей зоны $\Delta t \leq 12$ °С.

Температура уходящего воздуха определяется по формуле:

$$t_{yx} = t_b + \text{grad } t(H - h_{pz}), \quad (2.3.4)$$

где t_b – расчетная температура внутреннего воздуха в помещении, °С;

$\text{grad } t$ – градиент температуры, зависящий от теплонапряжения в помещениях; °С/м,

H – высота помещения, м;

h_{pz} – высота рабочей зоны, м.

В качестве расчетного воздухообмена L принимается максимальное значение из L^a , L^n , L^w .

Расчет приведен в таблице 2.3.1

Таблица 2.3.1 – Воздухообмен в помещении обеденного зала

Величина	Теплый период	Холодный период
Δt , °С	5	5
t_b , °С	24	21
H , м	3	3
h_{pz} , м	1,5	1,5
$\text{grad } t$ °С/м	1,3	1,3
t_{yx} , °С	24	21
t_{pr} , °С	19	16
$Q_a^{изб}$, Вт	22970,5	23659,9
L_{pr}^a , м ³ /ч	16456,5	16223,9
W , г/ч	17915,5	16133,1
d_{yx} , кДж/кг	7,6	7,5
d_{pr} , кДж/кг	6,55	6,3
L_{pr}^b , м ³ /ч	16153,4	13444,2

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_p , °С, следует определять в зависимости от схемы воздухораспределения. Так как высота обеденного зала 3 м, приточный воздух подается непосредственно в рабочую зону, следовательно, перепад температур Δt составляет 3 °С.

Диаграммы построены по методике, изложенной в [6], и приведены в графической части работы и приложении Б.

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

$$E = \frac{3,6 \cdot Q_{изб}^{\Pi}}{M_{эл}} 10^3, \text{ кДж/кг} \quad (2.3.6)$$

Таблица 2.3.2 – Определение углового коэффициента луча процесса

Луч процесса	
ТП	ХП
7155,785	7819,579

Построение представлено приложении Б

2.4 Подбор воздухораспределителей

2.4.1 Подбор воздухораспределителей для подачи воздуха

В качестве устройств подачи воздуха в обеденном зале используются потолочные диффузоры 4АПН 600х600. [10]

Потолочные диффузоры АПН предназначены для подачи и удаления воздуха в жилых, административных, общественных и производственных

помещениях. Состоят из прямоугольного корпуса, в который при помощи пружин устанавливается блок из направляющих пластин. Диффузоры изготавливаются из алюминия и окрашиваются методом порошкового напыления в белый цвет (RAL 9016). Потолочные диффузоры могут изготавливаться квадратного и прямоугольного сечений. Минимальный размер 225x225 мм, максимальный 1050x1050 мм, шаг 75 мм. При обозначении типоразмера А(В)-600мм фактический размер изделия составляет 595 мм.

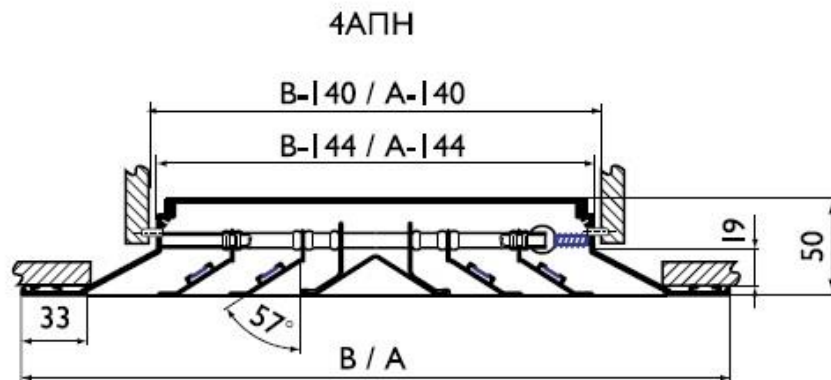


Рисунок 2.4.1.1- Конструктивная схема воздухораспределителя 4АПН

Расчет воздухораспределителей осуществляется по схеме Д – подача воздуха сверху вниз настилающимися на потолок веерными струями [10]

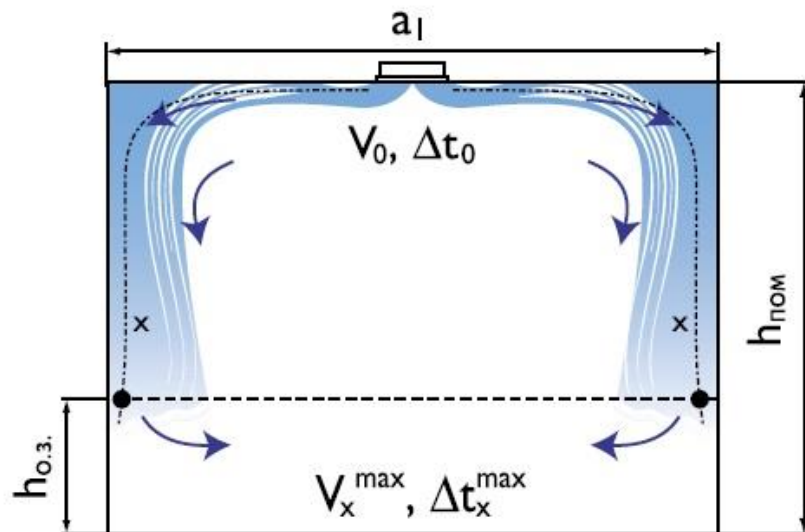


Рисунок 2.4.1.2 – подача воздуха сверху вниз настилающимися на потолок веерными струями по схеме Д

Расчет воздухораспределителя

Исходные данные: Площадь помещения $184,9 \text{ м}^2$, высота $h_{\text{пом}}=3 \text{ м}$, $h_{\text{о.з.}}=1,5\text{м}$.

Воздухообмен круглогодично $L_0=16456,49 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\Delta t_0=5^\circ\text{C}$, $V_{\text{норм.}}=0,18 \text{ м/с}$, $\Delta t_{\text{норм.}}=1^\circ\text{C}$

Определить: V_x , Δt_x .

Решение: По архитектурно-планировочным решениям целесообразно установить 23 диффузора 4АПН, а удаление организовать диффузорами 4АПН, расположенными в шахматном порядке с приточными воздухораспределителями, чтобы организовать подачу воздуха сверху вниз настилающимися на потолок веерными струями по схеме Д .

Необходимый расход воздуха на 1 воздухораспределитель $L_0=715,02 \text{ м}^3/\text{ч}$.

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

По таблице «Данные подбора 4АПН при подаче воздуха в помещение» выбираем типоразмер 4АПН 600х600, $F_0=0,192 \text{ м}^2$ и $L_0=700 \text{ м}^3/\text{ч}$.

По формуле (2.4.1.1) расчетную длину струи x :

$$x = 0.5\sqrt{F_{0.3}} + h_{\text{пом}} - h_{\text{р.з}} \quad (2.4.1.1)$$

Расчет V_x и Δt_x ведем по номограмме (Приложение)

Коэффициент стеснения K_c определяется по таблице (2.4.1.1)

Таблица 2.4.1.1 определение коэффициента стеснения

$\frac{h_{\text{пом}} - h_{\text{о.з.}}}{\sqrt{a_1 * b_1}}$	0,1	0,4	0,8	1,2	1,5	2,0
K_c	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,6

По формуле (2.4.1.2) вычисляем V_x^{max}

$$V_x^{\text{max}} = V_x \cdot K_c \cdot K_H \quad (2.4.1.2.)$$

По формуле (2.4.1.3) вычисляем Δt_x^{max}

$$\Delta t_x^{\text{max}} = \Delta t_x / K_c \cdot K_H \quad (2.4.1.2.)$$

Расчеты приведены в таблице (2.4.1.2)

Таблица 2.4.1.2 результаты подбора воздухораспределительных решеток

Обозначение	Размерность	Значение
F_0	m^2	17,64
$h_{пом}$	м	3
$h_{рз}$	м	1,5
a	м	8,779
b	м	2,00934
x	м	3,6
Δt_o^{max}	$^{\circ}C$	5,034452
m		2,2
n		1,6
F_0	m^2	0,192
L_0	$m^3/ч$	715
V_0	м/с	1
V_x	м/с	0,22
Δt_x	$^{\circ}C$	0,8
K_c		0,813
K_H		1
V_x^{max}	м/с	0,17886
Δt_x^{max}	$^{\circ}C$	0,98401

Полученные значения V_x^{max} и Δt_x^{max} сопоставляем с нормируемыми $V_{норм.}=0,18$ м/с, $\Delta t_{норм.}=1^{\circ}C$. И получаем, что решетки 4АПН 600х600 удовлетворяют требованиям.

2.4.2 Подбор воздухораспределителей для удаления воздуха

В качестве устройств удаления воздуха в обеденном зале используются четырехсторонние потолочные диффузоры 4АПН-С. [10]

Потолочные диффузоры 4АПН-С предназначены для удаления воздуха в жилых, административных, общественных и производственных помещениях.

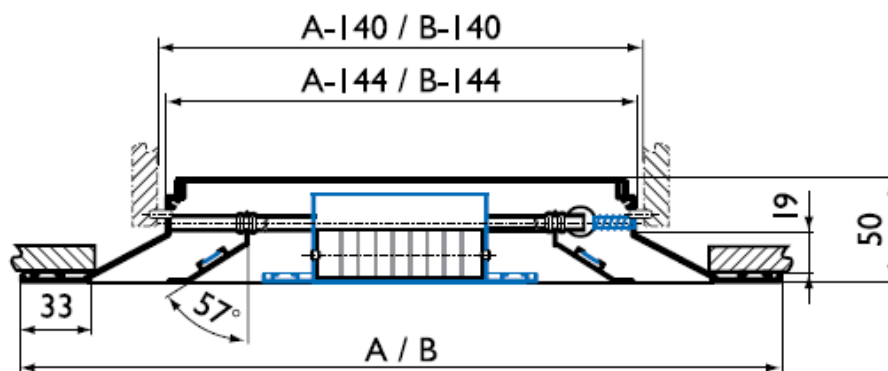


Рисунок 2.4.2.1 – Конструктивная схема диффузора 4АПН-С

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 «Арктос 2008» подбираем диффузоры 4АПН-С 450x450, $\Delta P=11$ Па:

$$n=16456,49/1200=13 \text{ шт};$$

$$v=16456,49/(13 \cdot 0,083 \cdot 3600)=4,23 \text{ м/с};$$

2.5 Аэродинамический расчет воздушных сетей обеденного зала столовой

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;

- при необходимости воздуховоды должны иметь соответствующую тепло-, звуко- или пароизоляцию;

- 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

$$\Delta P = \Delta P(l) + \Delta P(\zeta) \quad (2.5.1)$$

где $\Delta P(l)$ — потери давления по длине, Па/м воздуховода;

$\Delta P(\zeta)$ — потери давления на местные сопротивления, Па.

Динамическое давление R_d , Па, в воздуховодах определяется по справочнику проектировщика [28]

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 давление по длине $\Delta P(l)$, Па, определяются по формуле:

$$\Delta P(l) = l \cdot R \cdot m \quad (2.5.4)$$

Где l — длина участка воздуховода;

R – потери давления на 1 м длины воздуховода находится по формуле (2.5.5);

m – поправочный коэффициент для прямоугольных воздуховодов.

$$R_l = 0,066 * \left(0,0001 + \frac{0,0010676}{v} \right)^{0,25} * \frac{v^2}{d_3^{1,25}} \quad 2.5.5$$

Потери давления на местные сопротивления $\Delta P(\zeta)$, Па, определяются по формуле:

$$\Delta P(\zeta) = \sum \zeta \cdot P_d \quad (2.5.6)$$

где $\sum \xi$ — 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 вентиляционной установки 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 [13].

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

5) После расчета аэродинамических потерь на всех участках воздуховода, они уравниваются в стыковых точках системы так, чтобы погрешность была не более 10 процентов

Расход воздуха на приточную систему составил 16456,49 м³/ч, на вытяжную 16456,49 м³/ч.

Результаты расчетов системы притока и вытяжки для обеденного зала приведены в приложении Г в таблицах Г1 и Г2.

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 выбрана прямоточная схема обработки воздуха с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения (Рисунок 2.6.1).[6]. Она подходит для влажного климата Приморского края лучше всего.

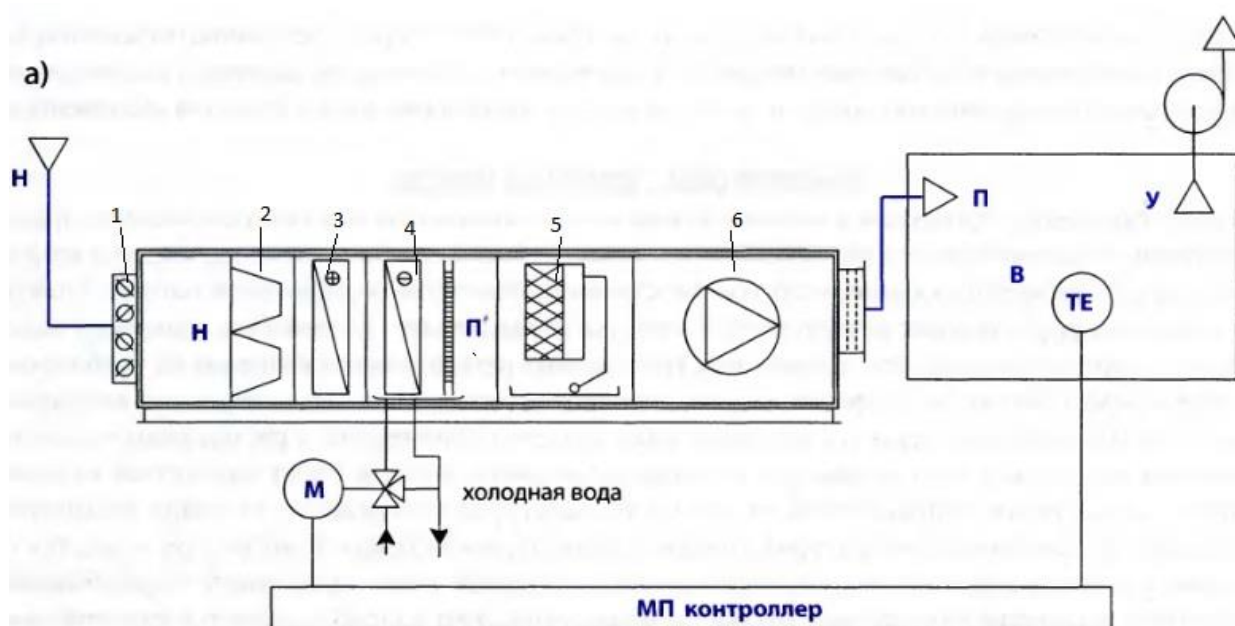


Рисунок 2.6.1 – Прямоточная схема обработки воздуха с использованием второго подогрева (1-клапан;2-фильтр;3-воздухонагреватель; 4-воздухоохладитель; 5- камера орошения (увлажнитель); 6- вентилятор)

Подбор оборудования осуществлен по соответствующей программе [18], результаты в приложении

Глава 3. Проектирование системы вентиляции для горячих цехов и вспомогательных помещений

3.1 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха

Расчетные параметры наружного воздуха при проектировании системы вентиляции горячих цехов административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый Лебедь», расположенного в городе Владивосток (географическая широта – 43°), взяты по параметрам Б, и приняты в соответствии с СП 131.133300.2012 «Строительная климатология» [2] и находятся в таблице 3.1.1.

Таблица 3.1.1- Расчетные параметры наружного воздуха

Период года	Температура наружного воздуха $t_n^{0,92}$, °С	Относительная влажность воздуха ϕ , %	Энтальпия наружного воздуха I_n , кДж/кг	Средняя скорость ветра v , м/с
Теплый	24,5	81	67,6	4,7
Холодный	-24	58	-23,6	9

Продолжительность отопительного периода $Z_{от}=198$ суток.

Допустимые параметры (температура, относительная влажность, подвижность) воздуха в рабочей зоне помещений, отвечающие санитарно-гигиеническим требованиям, принимаются в зависимости от периода года и категории работ, выполняемых в данном помещении. В данной работе помещение (горячий цех) относится к категории Пб.[3]

Данные сведены в таблицу 3.1.2.

Таблица 3.1.2 – Расчетные параметры внутреннего воздуха

Наименование помещения	Период года	Температура t , °С	Относительная влажность ϕ , %	Скорость воздуха v , м/с
Горячий цех	Холодный	23	65	0,1
	Теплый	26	65	0,2

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	Площадь	Кратность		Расход	
			Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
1	Тех помещение	12,2	2	2	24,4	24,4
2	Тех помещение	4,9	2	2	9,8	9,8
3	Тех помещение	6,9	2	2	13,8	13,8
4	Овощной цех	4,8	3	4	14,4	19,2
5	Цех	3,8	3	4	11,4	15,2
6	Коридор	26,4			0	0
7	Мясной цех	13,4	3	4	40,2	53,6
8	Горячий цех	34,26	По расчету		По расчету	
9	Подсобное помещение	5,9	1	1	5,9	5,9
10	Подсобное помещение	4,6	1	1	4,6	4,6
11	Горячий цех	27,67	По расчету		По расчету	
12	Рыбный цех	15,4	3	4	46,2	61,6
					12326	12363,4
					0,302505783	

3.3 Расчет выделений вредностей в горячем цехе

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

- от людей;
- от искусственного освещения;
- от оборудования.

Вредности от людей (теплота, влага и CO2)

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

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

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

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

Поступление влаги $W_{\text{л}}$, [г/час]:

$$W_{\text{л}} = n \cdot m \quad (2.2.3)$$

Поступление CO2 M_{CO_2} , [л /час]:

$$M_{\text{CO}_2} = n \cdot m_{\text{CO}_2}, \quad (2.2.4)$$

где n – количество людей в помещении;

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

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

m_{CO_2} – объем углекислого газа выделяемого человеком, [л/час].

Согласно [3] работники горячих цехов относятся к категории работ Пб.

Расчет сведен в таблицу 3.3.1.

Таблица 3.3.1 – Вредности от людей в горячем цеху

Период года	Мужчины, чел.	Женщины, чел	Тепло, Вт	Влага, г/ч
			явное	
Холодный		4	397,8	435,2
Теплый			333,2	506,6

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 [9]:

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}} \cdot A_{\text{пл}}, \text{ Вт} \quad (3.3.26)$$

где, $q_{\text{осв}}$ – максимальная удельная установленная мощность освещения (Вт/м²);

Для мест приготовления пищи, моечных и пр. $q_{\text{осв}}=25$ Вт/(Лк*м²)

$\eta_{\text{осв}}$ – доля тепловой энергии, попадающая в помещение. Для люминесцентных ламп принимается 1.

$$Q_{\text{осв1}} = 25 * 27,67 * 1 = 691,75 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{осв2}} = 25 * 34,26 * 1 = 856,5 \text{ Вт}$$

Теплопоступления от оборудования

Теплопоступления от электрического оборудования $Q_{\text{э.о}}$, Вт, в помещение определяются по общей электрической мощности оборудования с учетом его загрузки, эффективности работы местных отсосов, установленных над ним, и одновременности работы [8]:

$$Q_{\text{э.о}} = 1000 \cdot K_0 \cdot \sum N_{\text{об}} \cdot K_3 \cdot (1 - K_{\text{укр}}), \text{ Вт} \quad (3.3.6)$$

где $N_{\text{об}}$ – установленная электрическая мощность оборудования каждого типа, кВт [Краснов];

K_0 – коэффициент одновременности работы технического оборудования в расчетном помещении, ($K_0 = 0,7$ – для горячих цехов ресторанов).

K_3 – коэффициент загрузки теплового электрооборудования; [9],

$K_{\text{укр}}$ – коэффициент эффективности работы локализирующего местного отсоса; $K_{\text{укр}} = 0,8$ [7];

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.3.2

Таблица 3.3.2 – Теплопоступления от оборудования в горячем цехе

Наименование	Мощность (кВт)	K_o	K_3	$K_{укр}$	$Q_{об}$
Сковорода	5	0,7	0,65	0,8	13260
Жарочная плита 1	3				
Жарочная плита 2	3				
Жарочная плита 3	24				
Жарочная плита 4	12				
Жарочная плита 5	4				
Жарочный шкаф	10				
Духовой шкаф	6,3				
Духовой шкаф	6,3				

3.4 Расчет воздухообмена для горячего цеха

Температура приточного воздуха для теплого периода определяется по формуле:

$$t_{п} = t_{н} + 3, ^\circ\text{C} \quad (3.4.1)$$

где $t_{н}$ – температура наружного воздуха в теплый период, $^\circ\text{C}$.

Температура уходящего воздуха определяется по формуле 2.5.5.

Температура приточного воздуха для холодного периода определяется по формуле:

$$t_{п} = t_{max}^{доп} - 5^\circ\text{C} \quad (3.4.2)$$

$$t_{max}^{доп} = 23^\circ\text{C}.$$

Расчет воздухообмена осуществлен согласно пункту 2.3 и формулам 2.3.1, 2.3.2 и 2.3.3.

Расход воздуха в горячем цеху №1 составляет 3527,8 м³/ч, в горячем цеху №2 8627,52 м³/ч

3.5 Расчет расхода воздуха, удаляемого местным отсосом

Расчет осуществлен согласно стандарта АВОК [7].

Расчет расхода воздуха, удаляемого местным отсосом, L_0 , определяют по формуле:

$$L_0 = (\sum_{i=1}^n (L_{ki} + L_{ri})) \cdot \frac{a}{K_{КО}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.5.1)$$

где n – количество оборудования, расположенного под отсосом;

L_{ki} – расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием (формула 3.5.2);

L_{ti} – объемный расход продуктов сгорания кухонного оборудования, $\text{м}^3/\text{с}$ (для оборудования, работающего на электроэнергии, $L_{ti} = 0$);

a – поправочный коэффициент, учитывающий подвижность воздуха в помещении горячего цеха;

$K_{ко}$ – коэффициент эффективности местного отсоса.

Расход воздуха, удаляемого местным отсосом, определяют из расчета улавливания конвективного потока, восходящего над горячей поверхностью кухонного оборудования.

Расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием L_{ki} , рассчитывают по формуле:

$$L_{ki} = k \cdot Q_k^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot D)^{\frac{5}{3}} \cdot r, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.5.2)$$

где k – экспериментальный коэффициент, равный $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{4/3} \cdot \text{Вт}^{1/3} \cdot \text{с}^{-1}$;

Q_k – доля конвективных тепловыделений кухонного оборудования, Вт, (вычисляется по формуле 3.5.3);

z – расстояние от поверхности кухонного оборудования до местного отсоса, м;

D – гидравлический диаметр поверхности кухонного оборудования, м, (вычисляется по формуле 3.5.4);

r – поправка на положение источника теплоты по отношению к стене (при свободностоящем положении $r=1$).

Долю конвективных тепловыделений кухонного оборудования Q_k , Вт, определяют по формуле:

$$Q_k = Q_T \cdot K_{я} \cdot K_{к} \cdot K_{о}, \text{ Вт} \quad (3.5.3)$$

где Q_T – установленная мощность кухонного оборудования, кВт (принимается из расчета тепловыделений от кухонного оборудования);

$K_{\text{я}}$ – доля явных тепловыделений от установленной мощности кухонного оборудования, Вт/кВт;

$K_{\text{к}}$ – доля конвективных тепловыделений от явных тепловыделений кухонного оборудования ($K_{\text{к}} = 0,5$);

$K_{\text{о}}$ – коэффициент одновременности работы кухонного оборудования ($K_{\text{о}} = 0,7$).

Гидравлический диаметр поверхности кухонного оборудования определяют по формуле:

$$D = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B}, \text{ м} \quad (3.5.4)$$

где A – длина кухонного оборудования, м;

B – ширина кухонного оборудования, м.

Результат расчета представлен в таблице 3.5.1.

Таблица 3.5.1 – Расчет расхода воздуха, удаляемого местными отсосами

Наименование	Размеры			Qt	Kя	Kк	Ko	Qк	Lki
	A	B	D						
Сковорода	1,05	0,85	0,939473684	5	330	0,5	0,15	123,75	0,191279
Жарочная плита 1	0,48	0,42	0,448	3	200	0,5	0,15	45	0,085289
Жарочная плита 2	0,48	0,42	0,448	3	200	0,5	0,15	45	0,085289
Жарочная плита 3	1,4	0,8	1,018181818	24	200	0,5	0,3	720	0,366909
Жарочная плита 4	1,05	0,85	0,939473684	12	200	0,5	0,15	180	0,216725
Жарочная плита 5	0,9	0,85	0,874285714	4	200	0,5	0,15	60	0,142188

3.6. 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:

$$F_{\text{тр}} = \frac{L_p}{3600 \cdot g_{\text{рек}}} \quad (3.6.1)$$

где L_p – расчетный воздухообмен по притоку или вытяжке.

$g_{\text{рек}}$ – рекомендуемая скорость, м/с.

По найденным значениям $F_{\text{тр}}$ 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 АМН-К (Рисунок 3.6.1) и диффузоры 4АПН (Рисунок 3.6.2).

Решетки АМН-К предназначены для подачи и удаления воздуха в помещениях. Изготовлены из алюминия и снабжены индивидуально регулируемыми жалюзи для изменения направления и (или) характеристик приточной струи. Настенный монтаж осуществляется с помощью пружинных фиксаторов, а потолочный рекомендуется производить с помощью самонарезающих винтов. Решетки окрашиваются методом порошкового напыления в белый цвет. [10]

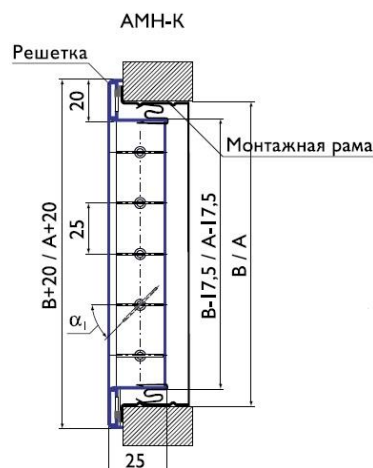


Рисунок 3.6.1 – Конструктивная схема решетки АМР

Потолочные диффузоры АПН предназначены для подачи и удаления воздуха в жилых, административных, общественных и производственных

помещениях. Состоят из прямоугольного корпуса, в который при помощи пружин устанавливается блок из направляющих пластин. Диффузоры изготавливаются из алюминия и окрашиваются методом порошкового напыления в белый цвет (RAL 9016). Потолочные диффузоры могут изготавливаться квадратного и прямоугольного сечений. Минимальный размер 225x225 мм, максимальный 1050x1050 мм, шаг 75 мм. При обозначении типоразмера А(В)-600мм фактический размер изделия составляет 595 мм. [10]

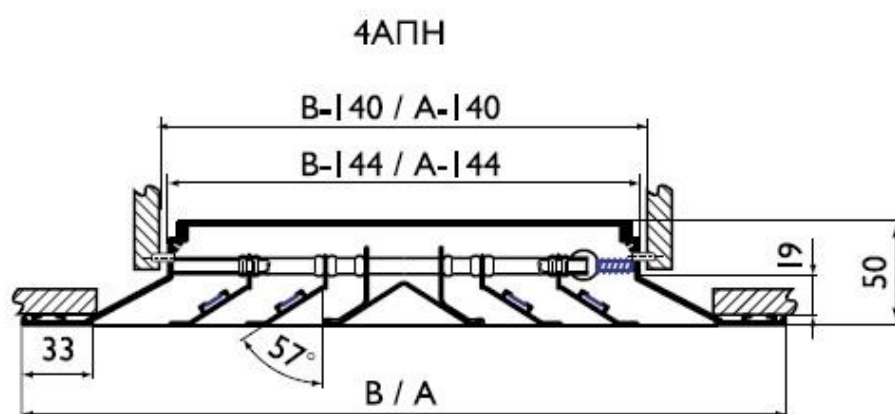


Рисунок 3.6.2- Конструктивная схема воздухораспределителя 4АПН

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

3.7. Аэродинамический расчет системы вентиляции воздуха горячих цехов и вспомогательных помещений

Аэродинамический расчет выполнен согласно пункту 2.5, результаты расчетов приведены в приложении Е в таблицах Е1, Е2, Е3, Е4, Е5

Система В1 удаляет воздух из вспомогательных помещений. Расход воздуха в системе равен 136 м³/ч и потери давления в системе 26 Па. Был подобран осевой вентилятор PRIO 160EC CIRC. DUCT FAN компании Systemair.

Система В2 удаляет воздух из первого горячего цеха. Расход воздуха в системе равен 3356 м³/ч и потери давления в системе 400 Па. Был подобран крышной вентилятор DVG-H 450D4-8/F400 компании Systemair.

Система П1 подает воздух во вспомогательные помещения. Расход воздуха в системе равен 114 м³/ч и потери давления в системе 110 Па. Была подобрана мини приточная установка TOPVEX SF03 EL 15,3KW компании Systemair.

Система П2 подает воздух в первый горячий цех. Расход воздуха в системе равен 3510,5 м³/ч и потери давления в системе 559 Па. Для данной системы был подобран центробежный вентилятор ВРАН9-4.5 компании ВЕЗА, калорифер RB 100-50/68-4 400V/3 DUCT HEA компании Systemair, шумоглушитель LDC-400-900 Silencer, и фильтр BFR 355-400 COARSE 50% FILTER .

Система П2 подает воздух во второй горячий цех. Расход воздуха в системе равен 8576 м³/ч и потери давления в системе 728 Па. Для данной системы был подобран центробежный вентилятор ВРАН9-6,3 компании ВЕЗА, калорифер RB 100-50/80-5 400V/3 DUCT HEA компании Systemair, шумоглушитель LDR-B 50-30 SILENCER, BAFFLE, и фильтр BFS 65 EPM10 55% FILTER

3.7.1 Аэродинамический расчет местных систем вентиляции горячего цеха

Аэродинамический расчет выполнен согласно пункту 2.5, результаты расчетов приведены в приложении Е в таблице Е6

Для горячего цеха подобраны бескаркасные местные вытяжные отсосы:

- 1) МВО – Серия 1000 – 350x1200x1000 (1 патрубок 250мм; 1 жировой фильтр – ФяЖ 400x200) – осуществляет вытяжку от сковороды, с расходом удаляемого воздуха 1075 м³/ч;
- 2) МВО – Серия 1200 – 350x1200x1600 (1 патрубок 350 мм; 1 жировой фильтр – ФяЖ 400x200) – осуществляет вытяжку от жарочных плит, с расходом удаляемого воздуха 1757 м³/ч;

- 3) МВО – Серия 1000 – 350x1200x1000 (1 патрубок 350мм; 1 жировой фильтр – ФяЖ 400x200) – осуществляет вытяжку от жарочной плиты, с расходом удаляемого воздуха 1219 м³/ч;
- 4) МВО – Серия 1600 – 350x1600x1000 (1 патрубок по 350мм; 2 жировых фильтра – ФяЖ 400x200) – осуществляет вытяжку от жарочной плиты, с расходом удаляемого воздуха 2063 м³/ч;

Для системы ВЗ, с расходом удаляемого воздуха 8677 м³/ч, потерями давления 821 Па подобран крышной вентилятор DVG-H 630D4-6-S/F400 компании Systemair.

Результаты подбора оборудования приведены в приложении К.

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 [6].

$$Q_x = 0,278 \cdot G_{\text{п}} \cdot (i_n - i_o) \quad (4.1.1)$$

$$Q_x = 0,278 \cdot 15715,3 \cdot (63,5 - 35,5) = 122328 \text{ [Вт]} = 122,33 \text{ [кВт]}.$$

Необходимая поддерживаемая температура жидкости 13,95 °С.

Была подобрана холодильная установка **ВМТ-Ксирон-135** согласно рассчитанным параметрам [22]. Характеристика оборудования в Приложении Ж.

4.2 Подбор нетрадиционного источника

В качестве нетрадиционного источника холода выбрано снеохранилище.

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 обеденного зала, работающего 7 дней в неделю по 3 часа в сутки с 10 до 24 часов в городе Владивосток, выполнен согласно [19]. Расход воздуха 16546 кг/ч.

Средняя энтальпия воздуха в помещении в теплый период $I_{\text{ср,т}} = 51,7$ кДж/кг, энтальпия воздуха на выходе из воздухоохладителя в теплый период $I_{\text{ф,т}} = 38$ кДж/кг.

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

$$Q=0,143 \cdot n \cdot m \cdot L_{\text{п}} \cdot \Delta I_{\text{T}} \cdot M_3 \cdot K_3 \cdot K_4, \quad (4.2.1.1)$$

где n - число рабочих дней в неделе;

m - продолжительность смены, [ч];

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

K_3 и K_4 - коэффициенты, определяемые по таблице 3 в зависимости от длительности периода потребления теплоты;

$K_3=0,92$ и $K_4=0,65$;

ΔI_{T} – определяется по формуле 4.2.1.2:

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

где $I_{\text{ф,т}}$ 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);

$$I_{\text{T}}=I_{\text{ср,т}}+A_{\text{T}} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (4.2.1.3)$$

где $I_{\text{ср,т}}$ - средняя энтальпия самого жаркого месяца года, определяемая по таблице 1;

A_{T} - средняя амплитуда энтальпии, [кДж/кг], самого жаркого месяца в году, определяемая по [2];

$A_{\text{T}}=3,7$ кДж/кг;

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;

$K_1=0,95$ и $K_2=-0,97$

$I_{\text{T}}=51,7+3,8 \cdot 0,95 \cdot (-0,97)=48,19$, [кДж/кг];

$\Delta I_{\text{T}}=48,19-38=10,19$, [кДж/кг];

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

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

где ΔI_{T} - по формуле (4.2.1.3);

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

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

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

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

$$I_\Gamma = I_{\text{ср},\Gamma} + 0,5 \cdot (A_{\text{э},\Gamma} + A_{\text{э},\text{X}}) \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (4.2.1.7)$$

где $I_{\text{ср},\Gamma}$ - среднегодовая энтальпия, определяемая по таблице 1;

$A_{\text{э},\Gamma}$, $A_{\text{э},\text{X}}$ - амплитуды энтальпии, определяемые по п.п. "а";

$I_{\text{ср},\Gamma} = 17,1$ [кДж/кг];

$A_{\text{э},\Gamma} = 3,8$ [кДж/кг];

$A_{\text{э},\text{X}} = 3,2$ [кДж/кг];

$I_\Gamma = 17,1 + 0,5 \cdot (3,8 + 3,2) \cdot 0,95 \cdot (-0,97) = 13,88$, [кДж/кг];

$\Delta I_{T,\Gamma} = 48,19 - 13,88 = 34,32$, [кДж/кг];

$M_3 = 182,5 \cdot (10,19 / 34,32)^{0,5} = 99,48$, [сут];

$Q = (0,143 \cdot 1,005 \cdot 7 \cdot 3 \cdot 16546 \cdot 10,19 \cdot 99,48 \cdot 0,92 \cdot 0,65) / 10^6 = 30,295$, [МДж/г];

Число часов потребления холода за год определяется по формуле

$$N_3 = 0,143 \cdot n \cdot m \cdot M_3 \cdot K_3 \quad (4.2.1.8)$$

$N_3 = 0,143 \cdot 7 \cdot 3 \cdot 68,6 \cdot 99,48 = 247,84$, [ч].

Годовой расход холода для системы охлаждения воздуха составил 30,295 МДж/г.

4.2.2 Расчет холодохранилища

Холодохранилище рассчитано по методике, разработанной в [20].

Задаем коэффициентом эффективности теплоизоляции – η .

$\eta = 0,5$;

Определяется годовой запас холода, кДж:

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

$$Q_{\text{общ}}^{\text{год}} = \frac{30295215}{0,5} = 55082209,47, \text{ [кДж]}$$

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 снега, равная 335 кДж/кг;

$$m_x = \frac{55082209,47}{335} = 166915,79, [\text{кг}];$$

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

Объем снегохранилища 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 418 м³ снега.

Снегохранилища представляет собой снежный бунт в форме усеченной пирамиды. Размеры хранилища: нижнее основание шириной – 12 м, длиной 12 м, верхнее основание шириной – 7 м, длиной 10 м, высота – 4м. Итоговый объем снегохранилища 419 м³. Для теплоизоляции хранилища используется напыляемый полиуретановый утеплитель полинор, толщиной 0,05 м, с коэффициентом теплопроводности 0,025 Вт/м⁰С. Принято, что под снегохранилищем монтирован трубчатый теплообменник, через который в теплый период года пропускается водяная смесь с незамерзающей жидкостью. Холодоноситель циркулирует по трубопроводам и поступает в охладитель установки кондиционирования.

4.2.3 Расчет теплообменного аппарата

Для расчета теплообменника определяем расход жидкости, исходя уравнения теплового баланса (формула 1.2.3.1):

$$Q_x = 0,278 \cdot c_{\text{ж}} \cdot L_{\text{ж}} \cdot (t_{\text{п}} - t_0) \quad (4.2.3.1)$$

Получаем необходимый расход жидкости $L_{\text{ж}}$, кг/ч:

$$L_{\text{ж}} = \frac{Q_x}{0,278 \cdot c_{\text{ж}} \cdot (t_{\text{п}} - t_0)} \quad (4.2.3.2)$$

где Q_x – холодопроизводительность, [Вт];

$c_{ж}$ – удельная теплоемкость воды при 10°C, равная 4,192 [кДж/кг°C];

$t_{п}=12$ [°C];

$t_o=7$ [°C];

$L_{ж}=122328/(0,278 \cdot 4,192 \cdot (12-7))=20993,74$ [кг/ч].

Далее определена поверхность теплообмена F , м², для этого воспользуемся уравнением теплопередачи (формула 1.2.3.3):

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \quad (4.2.3.3)$$

где Q – холодопроизводительность, [Вт];

K - коэффициент теплопередачи, [Вт/м²·К], определяемый по формуле 3.2.3.4;

Δt – разность температур между средами, [К];

$$K = \frac{1}{R} \quad (4.2.3.4)$$

где R – сопротивление теплопередаче, [м²К/Вт], определяемое по формуле 1.2.3.5;

Конструкция дорожного покрытия: 1 – пескобетон: $\lambda=0,7$ Вт/м·К, $\delta=100$ мм, 2 - песок (влажность 10 %): $\lambda=0,97$ Вт/м·К, $\delta=50$ мм, 3- стальные трубы, 4 – пленка полиэтиленовая 0,1 мм, 5 – грунт (Рисунок 4.2.3.1).

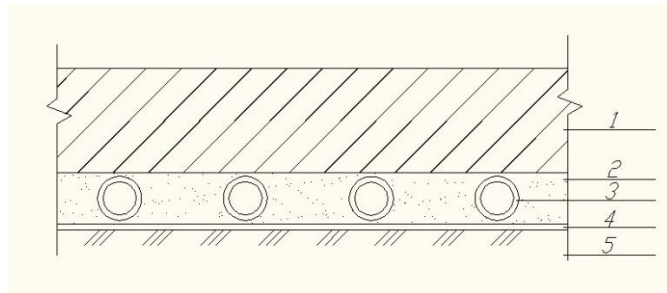


Рисунок 4.2.3.1 – Разрез дорожного покрытия

Определяем сопротивление теплопередаче R , м²К/Вт по формуле:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (4.2.3.5)$$

где α - коэффициент теплоотдачи от среды, [Вт/м²К];

δ – толщина слоя, [м];

λ - коэффициент теплопроводности, [Вт/мК];

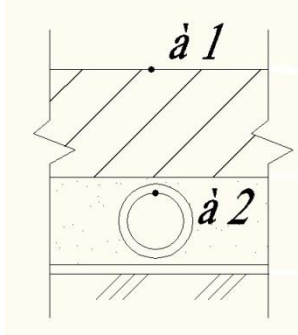


Рисунок 4.2.3.2 – Разрез дорожного покрытия

$\alpha_1 = \infty$

Скорость движения среды внутри труб $\dot{\phi}$, м/с, определится из уравнения (4.2.3.6):

$$\dot{\phi} = \frac{V}{3600 \cdot F_{\text{ж.с.}}} \quad (4.2.3.6)$$

где $F_{\text{ж.с.}}$ - площадь живого сечения трубы, [м²];

V - объемный часовой расход охлаждаемой среды, м³/ч, рассчитываемый по формуле 1.2.3.7:

$$V = \frac{L_{\text{ж}}}{\rho} \quad (4.2.3.7)$$

где $L_{\text{ж}}$ - расход жидкости, кг/ч;

ρ - плотность среды, принимаемая при средней температуре $t_{\text{ср}}$ в теплообменнике, кг/м³;

$$V = 20993,74 / 999,77 = 21 \text{ [м}^3\text{/ч]};$$

При нормируемой скорости движения охлаждаемой среды в трубе теплообменника ($\dot{\phi} = 0,5 - 1,5$ м/с) и с учетом (4.2.3.6) рассчитывается площадь живого сечения для её прохода:

$$F_{\text{ж.с.}} = \frac{V}{3600 \cdot \dot{\phi}} \quad (4.2.3.8)$$

$$F_{\text{ж.с.}} = 21 / 3600 \cdot 1 = 0,0058 \text{ [м}^2\text{]};$$

Следовательно, минимальный диаметр d , м, для трубы (формула 4.2.3.9):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ж.с.}}}{\pi}} \quad (4.2.3.9)$$

$$d = (4 \cdot 0,0058 / 3,14)^{0,5} = 0,086 \text{ м};$$

Для больших труб приняли условный диаметр $dy=102$, для малых $dy=89$.

Согласно формуле 1.2.3.6 определяем расчетную скорость движения охлаждаемой среды в теплообменнике:

$$\dot{q}=12,6/3600 \cdot 0,0025=1,4 \text{ м/с};$$

Определяем гидродинамический режим движения охлаждаемой среды в трубах по числу Рейнольдса (формула 4.2.3.10):

$$Re = \frac{\dot{q} \cdot d}{\nu} \quad (4.2.3.10)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости при средней температуре среды [$\text{м}^2/\text{с}$];

При развитом турбулентном режиме движения ($Re_{ж1} > 10\ 000$) коэффициент теплоотдачи от холодной среды к внутренней поверхности трубы определяется из безразмерного уравнения теплоотдачи (формула 1.2.3.11):

$$Nu = 0,0263 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.35} \quad (4.2.3.11)$$

Где Nu - число Нуссельта, равное (формула 4.2.3.12):

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (4.2.3.12)$$

Отсюда (формула 4.2.3.13):

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (4.2.3.13)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от холодной среды к внутренней поверхности трубы, [$\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$];

λ - коэффициент теплопроводности холодной среды, [$\text{Вт}/\text{мК}$];

Число подобия Прандтля находим по формуле 4.2.3.14:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (4.2.3.14)$$

где a - коэффициент температуропроводности холодной среды, $\text{м}^2/\text{с}$;

$$Pr=0,000001306/0,000000137=9.53;$$

$$Re=1,4 \cdot 0.056 \cdot 0,000001306=60030,6;$$

При турбулентном режиме движения охлаждаемой среды интенсивность теплоотдачи к ней от внешней поверхности трубы определяется безразмерным уравнением подобия вида (формула 4.2.3.15):

$$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.45} \quad (4.2.3.15)$$

$$Nu = 0.021 \cdot 6648,1 \cdot 2,75 = 383,9;$$

Откуда коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = 383,9 \cdot 0,574 / 0,056 = 3935 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$$

Определяем сопротивление теплопередаче R, м²К/Вт по формуле 4.2.3.5:

$$R = (1/\infty) + (0.01/0.7) + (0.05/0.97) + (1/1193) = 0.06 \text{ [мК/Вт];}$$

Коэффициент теплопередачи (формула 4.2.3.4):

$$K = 1/0.06 = 16.7 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$$

Поверхность теплообмена F, м², (формула 4.2.3.3):

$$F = 73438 / (16.7 \cdot (286.95 - 273)) = 526.14 \text{ м}^2;$$

Поверхность теплообмена F с запасом: 544 м² (Рисунок 4.2.3.3);

Необходимая длина труб – 3613 м;

Шаг труб – 0,1 м;

Определяем потери давления в теплообменнике (Таблица 4.2.3.1):

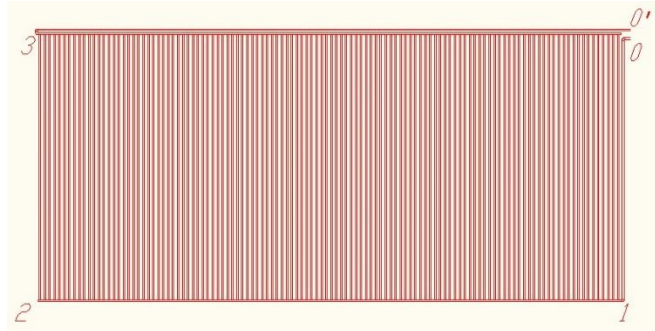


Рисунок 4.2.3.3 – Схема теплообменного аппарата

Таблица 4.2.3.1 – Потери давления теплообменного аппарата

№ кольца	Q	Dy	l	λ/d	$l \cdot \lambda/d$	$\sum \zeta$	$\zeta_{прив}$	Rд	Rуч	G	Δt
0-1	122328	100	18,53	0,23	4,26	0,8	5,0	35,3	179,10	7541,3	13,95
1-2	122328	100	35,36	1,23	43,49	165,5	208,9	37,07	7749,1	7678,9	13,7
2-3	741,38	80	18,105	2,23	40,37	1,6	41,9	0,19	8,1	46,5	13,7
3-0'	122328	100	35,105	3,23	113,3	0,8	114,18	37,0	4233,9	7678,9	13,7

Потери давления в теплообменнике составили 12170 Па, в воздухоохладителе 3400 Па; общие потери давления составили 15570 Па.

По рассчитанным данным был подобран насос UPS 100-30 F (Приложение И) [21].

Глава 5. Технико-экономический анализ системы кондиционирования воздуха обеденного зала столовой

5.1 Расчет капиталовложений

5.1.1 Расчет капиталовложений для традиционной системы

Капиталовложения для системы охлаждения с традиционным источником холода состоят из стоимости оборудования, его монтажа и своевременного обслуживания.

Для СКВ торгового зала был подобрана холодильная установка **ВМТ-Ксирон-135М**, стоимость которой составляет 36200 евро, со скидкой в 20% предоставленной компанией 28690 евро (Приложение Ж). На момент расчетов курс евро составлял 73,48 рублей, следовательно, итоговая стоимость чиллера составила 2108141 рублей.

Сложив все затраты, мы получили капиталовложения данного варианта, которые составили 2922101 рублей.

5.1.2 Расчет капиталовложений для нетрадиционной системы

Капиталовложения для СКВ со снегохранилищем состоят из стоимости:

- насосное оборудование
- теплоизоляция
- теплообменник
- строительно-монтажные работы
- аренда техники и др.

Примерная стоимость [23] и количество материала указаны в таблице 5.1.2.1.

Таблица 5.1.2.1 – Затраты на основное оборудование

Стоимость материалов			
Наименование	Кол-во	Стоимость	Итог
1	2	3	4
Насос	2 шт	96332	192664

Продолжение таблицы 5.1.2.1

1	2	3	4
Песок	12,3 м ³	550 руб за м ³	6765,00р.
Пескобетон	7266 кг	200 руб за 25 кг	58128,00р.
Пленка	82 м ²	750 руб за 75м ²	61500,00р.
Стальные трубы			
d 102	398	300 руб за м	119400,00р.
d 89	5250	250 руб за м	1312500,00р.
Теплоизоляция хр-ща пенополистирол	672м ²	52 руб за м ²	34944,00р.

5.2 Расчет технико-экономических показателей

Технико-экономические сравнение систем охлаждения для торгового зала было произведено согласно [24,25,26].

Ежегодные эксплуатационные затраты, Э_г, руб./год:

$$\text{Э}_г = \text{Э}_а + \text{Э}_о + \text{Э}_т \quad (5.2.1)$$

где Э_а – амортизационные отчисления, руб./год;

Э_о – затраты на ремонт и обслуживание технических средств, руб./год;

Э_т – затраты на потребление энергоресурсов, руб./год;

Амортизационные отчисления:

$$\text{Э}_а = K_{\text{осн}} / T_{\text{осн}} \quad (5.2.2)$$

где K_{осн} – стоимость основного оборудования,

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

Затраты на ремонт и обслуживание технических средств

$$\text{Э}_о = 0,01 \cdot (N_o \cdot K_{\text{осн}}) \quad (5.2.3)$$

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

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

$$ДЗ_i = K_i + Э_{при} \quad (5.2.4)$$

где $Э_{при}$ – 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):

$$Э_{при} = \sum Э_i (1 + P_d)^{T-1} \quad (5.2.5)$$

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 2.2.1 представлены технико-экономические показатели систем охлаждения помещений.

Таблица 2.2.1 - Техничко-экономические показатели систем охлаждения помещений

Наименование	ед. изм.	чиллер	хранилище
1	2	3	4
Капиталовложения			
Осн. оборудование	руб.	2108141	1789901
Всего	руб.	2922101	2289901
Эксплуатационные затраты			
Затраты на ремонт и обслуживание	руб./год	52703,53	44747,53
Амортизационные начисления	руб./год	140542,73	119326,732
Затраты электроэнергии	руб./год	155221,92	5123
Всего	руб./год	348468,18	169197,262

Продолжение таблицы 2.2.1

1	2	3	4
Дисконтированные затраты			
Приведенные эксплуатационные затраты на 15 лет	руб.	5553685,35	2696568,57
Дисконтированные затраты на 15 лет	руб.	8475786,35	4986469,57

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.

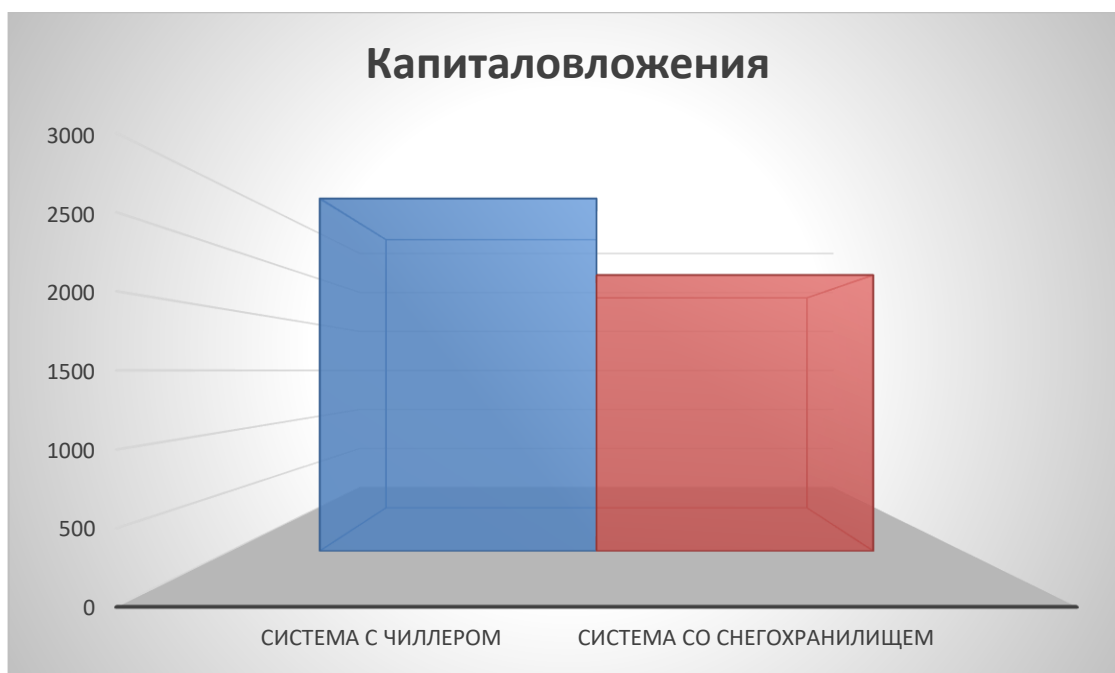


Рисунок 2.2.1 - Капиталовложения, т.руб.

Капиталовложения для СКВ с использованием аккумуляции естественного холода на 21% меньше, чем для системы кондиционирования с использованием чиллера.



Рисунок 2.2.2 - Эксплуатационные затраты за первый год работы систем, т.руб.

Эксплуатационные затраты за первый год работы для системы кондиционирования помещений с использованием аккумуляции естественного холода на 51% меньше по сравнению с традиционной системой.



Рисунок 2.2.2 - 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 41%.

На основании произведенных технико-экономических расчетов можно сделать вывод о предпочтительном использовании системы кондиционирования воздуха с сезонным аккумулятором естественного холода для торгового зала в качестве СКВ.

Заключение

В данной работе представлен проект энергосберегающей системы кондиционирования и вентиляции столовой, горячих цехов и вспомогательных помещений административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый Лебедь», расположенного в городе Владивосток.

В первой главе выполнен обзор иностранной литературы (база данных «Scopus») по теме кондиционирования воздуха с аккумуляцией естественного холода, и выбран наиболее подходящий вариант источника холода с использованием аккумуляции снега для охладителя центрального кондиционера. Хранилище открытого типа в виде снежного бунта, имеющего форму усеченной пирамиды. Под снегохранилищем находится трубчатый теплообменник. Данный тип хранилища обеспечит надежность СКВ, так как конструкция холодохранилища достаточно простая и не требует строительства отдельного здания. Также, выбранное решение исключит проблему с утилизацией снега прилегающих территорий.

Во второй главе выполнен расчет системы кондиционирования воздуха в том числе:

- расчет выделений вредностей для обеденного зала столовой;
- расчет воздухообмена для СКВ;
- построение процессов обработки воздуха на I-d – диаграммах;
- подбор установки кондиционирования воздуха;
- аэродинамический расчет системы кондиционирования воздуха;
- подбор решеток для подачи и удаления воздуха в обеденном зале столовой;

В данной работе выбрана прямоточная схема обработки воздуха с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения Она подходит для влажного климата Приморского края лучше всего.

Расход воздуха составил 16456,49 м³/ч

Воздух подается в помещение с помощью центрального кондиционера ККЦМ16L-68, количество приточного воздуха 16456,49 м³/ч, удаляемого – 16456,49 м³/ч.

В четвертой главе была запроектирована система вентиляции для горячих цехов и вспомогательных помещений в том числе:

- расчет выделений вредностей для горячих цехов;
- расчет воздухообменов по нормативной кратности;
- расчет воздухообмена для горячего цеха;
- расчет воздуха удаляемого местными отсосами
- подбор установки кондиционирования воздуха;
- аэродинамический расчет системы вентиляции;
- подбор решеток для подачи и удаления воздуха в горячих цехах и вспомогательных помещениях;

В четвертой главе подобраны и рассчитаны варианты источников холода.

В качестве традиционного источника холода подобрана холодильная установка (чиллер) ВМТ-Ксирон-135М холодопроизводительностью 122,33 кВт.

Для определения характеристик нетрадиционного источника холода – снегохранилища, выполнены расчеты:

- расчет годового расхода холода;
- расчет параметров холодохранилища;
- расчет теплообменного аппарата.

Годовой расход холода составил 30295,22 МДж/год.

Снегохранилища представляет собой снежный бунт в форме усеченной пирамиды. Размеры хранилища: нижнее основание шириной – 12 м, длиной 12 м, верхнее основание шириной – 7 м, длиной 10 м, высота – 4м. Итоговый объем снегохранилища 419 м³. Под снежным бунтом находится трубчатый теплообменник (площадь теплоотдающей поверхности 526 м²), через который в теплый период года пропускается и охлаждается водяная смесь с

незамерзающей жидкостью, которая далее поступает в охладитель установки кондиционирования.

В пятой главе произведен технико-экономический анализ использования естественного источника холода для системы кондиционирования воздуха. Приведены расчеты капиталовложений и эксплуатационных затрат.

Капиталовложения для СКВ с использованием аккумуляции естественного холода на 21% меньше, чем для системы кондиционирования с использованием чиллера.

Эксплуатационные затраты за первый год работы для системы кондиционирования со снегохранилищем являются наименьшими по сравнению с традиционной системой на 51%.

На основании выполненных расчетов, можно сделать вывод о предпочтительном использовании системы кондиционирования воздуха с сезонным аккумулятором естественного холода для торгового зала в качестве СКВ.

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. Свод правил: СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*. Минрегионразвития РФ 2012 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. ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Введ. 1999 г.
5. Программа расчета теплоступлений в помещение от солнечной радиации. ОГАСА.
6. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640с.: ил. – (Библиотека климатехника).
7. Стандарт АВОК Р НП 7.3 – 2007 Вентиляция горячих цехов предприятий общественного питания.
8. 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.
9. Краснов Ю.С., Борисоглебская А.П., Антипов А.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. Москва ТермоКул 2004.
10. Каталог оборудования для систем вентиляции воздуха, Арктика 2008 г.
11. МГСН 4.14-98. Предприятия общественного питания / - М.: Правительство Москвы, 1998.
12. СНиП 31-05-2003. Общественные здания административного назначения / - М.: Госстрой России, 2004.

13. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3: Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.2 / Б.В. Баркалов, Н.Н. Павлов, С.С. Амирджанов и др.; под ред. Н.Н.
14. Бескаркасные вытяжные зонты МВО. Каталог «СОТА».
15. Статья «Вытяжные системы кухонных блоков», АВОК.
16. Статья «Вентиляция, отопление и охлаждение зала ресторана», АВОК.
17. Статья «Как выбрать воздуховоды для ресторана», АВОК.
18. Программа для подбора центральных кондиционеров «ККЦМ».
19. 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.
20. 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.
21. Подбор насоса [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «ВИЛО РУС». – Режим доступа: http://www.wilo.ru/glavnaja-stranica/library/params/wilo-select/#.VWRis_tmkq
22. Подбор чиллера [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «Ксирон-холод». - Режим доступа: <http://www.xiron.ru/prog/chiller.php>
23. Стоимость материалов для холодохранилища [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «ФарПост». – Режим доступа: <http://vladvostok.farpost.ru>
24. Богуславский, А.Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции / А.Д. Богуславский, А.А. Симонова, М.Ф. Митин. - М.: Стройиздат, 1988. – 351 с.
25. Симонова, А.А. Экономика систем инженерного оборудования / А.А.Симонова. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с.

26. Рекомендации по оценке экономической эффективности инвестиционного проекта теплоснабжения. Общие положения: Р НП «АВОК» 5-2006. - М.: ООО ИИП АВОК-ПРЕСС,- 2006. – 24 с.
27. Подбор вентиляторов [Электронный ресурс] / Закрытое Акционерное Общество «Арктика групп». – Режим доступа: <http://www.arktika.ru/html/in.htm>
28. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга вторая. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Р. В. Щекин и др. - 4-е изд., перераб. и доп. - Киев: Будівельник, 1976. - 416 с.
29. Sustainability evaluation framework for building cooling systems: a comparative study of snow storage and conventional chiller systems. Venkatesh Kumar. Kasun Hewage. Husnain Haider. Rehan Sadiq
Received: 10 February 2016 / Accepted: 21 April 2016 / Published online: 10 May 2016. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2016
30. Techno-economic performance evaluation of building cooling systems: A study of snow storage and conventional chiller systems Venkatesh Kumar [a](#), Kasun Hewage [a,*](#), Husnain Haider [b](#), Rehan Sadiq [a](#) School of Engineering, University of British Columbia (Okanagan), 3333 University Way, Kelowna, BC V1V 1V7, Canada [b](#) Civil Engineering Department, College of Engineering, Qassim University, Buraydah 52571, Qassim, Saudi Arabia
31. Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption Fundamentals, Case Studies and Design edited by Halime O" . Paksoy C, ukurova University, Adana, Turkey
32. Using ice and snow in thermal energy storage systems *B. Nordel* [Luleå](#) University of Technology, Sweden
33. A seasonal cold storage system based on separate type heat pipe for sustainable building cooling Chengchu Yan [a, b](#), Wenxing Shi [a, *](#), Xianting Li [a](#), Shengwei Wang [b](#) [a](#) Department of Building Science, Tsinghua University, Beijing 100084, China [b](#) Department of Building Services Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong
34. Optimal design and application of a compound cold storage system

combining seasonal ice storage and chilled water storage Chengchu Yan [a,b](#),
Wenxing Shi [a,†](#), Xianting Li [a](#), Yang Zhao [c](#) a Department of Building Science,
Tsinghua University, Beijing 100084, China

b Department of Building Services Engineering, The Hong Kong Polytechnic
University, Hong Kong c Department of the Built Environment, Eindhoven
University of Technology, Eindhoven, The Netherlands

35. Study on a snow storage system in a renovated space Yasuhiro Hamada*,
Tsutomu Nagata, Hideki Kubota, Takayuki Ono, Yoshiaki Hashimoto Faculty of
Engineering, Hokkaido University, N13-W8, Kita-ku, Sapporo, Japan

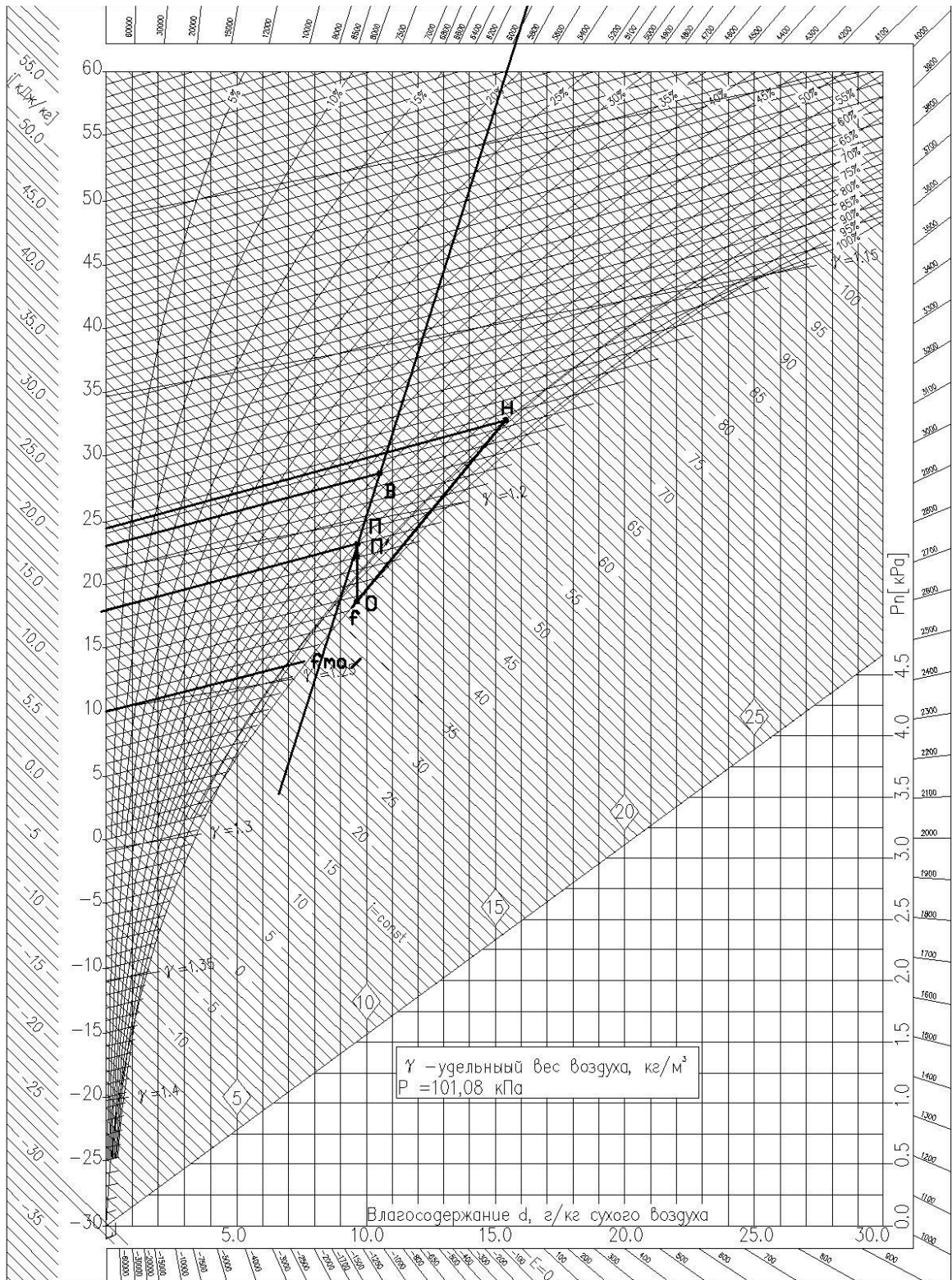
ПРИЛОЖЕНИЕ А

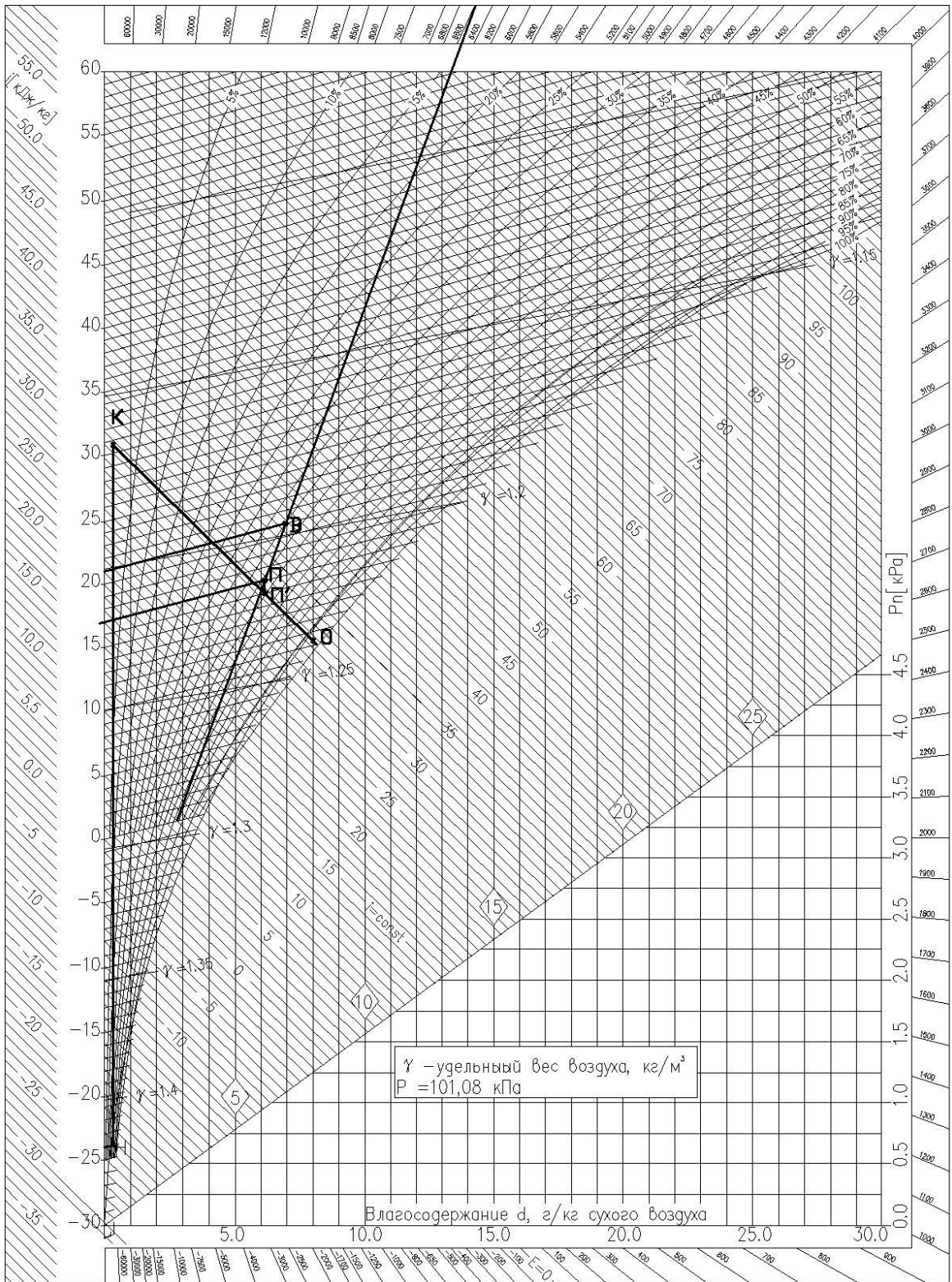
Расчет тепlopоступлений от солнечной радиации

8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
				Окна					
458	552	-1786	1075	2118	3664	2931	3801	3314	2230
							MAX		
				Стены					
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				Покрытие					
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ВСЕГО					
458	552	-1786	1075	2118	3664	2931	3801	3314	2230
							MAX		

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

I-d – диаграммы для теплового и холодного периодов года обеденного зала





Подбор блоков оборудования для центрального кондиционера



Производственное объединение **КЛИМАТВЕНТМАШ**

Центральный кондиционер ККЦМ

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

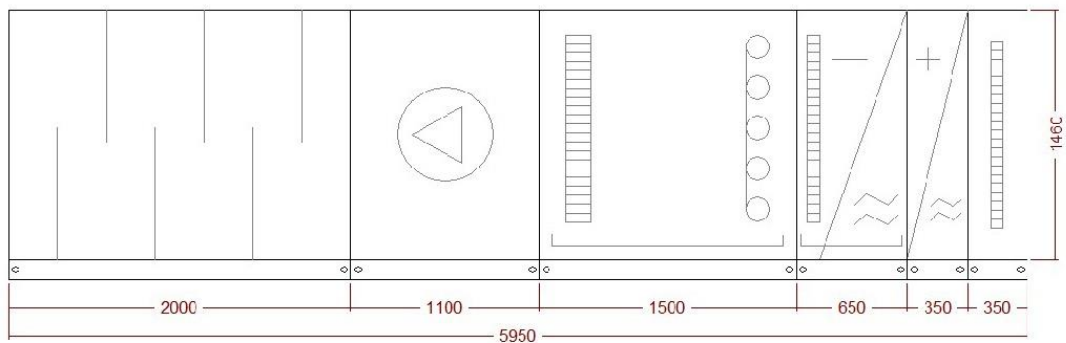
Обозначение установки

ККЦМ16L-68(ФВКас-1210x1305-48-G3)-20(Cu-Al-FeZn P3012AC 2R-41T-1030A-2.0ра 14С 1 1/2")-30(Cu-Al-FeZn P3012AR 1R-41T-1050A-2.0ра 2С 3/4")-40-10()-84(2)-О-У3

Параметры установки

Тип	Приточная установка
Исполнение по назначению	Общепромышленное
Климатическое исполнение	Умеренный климат
Категория размещения	Закрытое помещение
Сторона обслуживания	Левая
Расход воздуха	15730 м3/ч

Чертеж установки



84	10	40	30	20	68	1315
----	----	----	----	----	----	------

Блок фильтрования ячейковый

ККЦМ16-68(ФВКас-1210х1305-48-G3)

Размер (ДхШхВ)	350 x 1315 x 1580 мм
Масса	78 кг
Класс фильтра	G3
Аэродин. сопротивление	95 Па
Конечное сопротивление	250 Па

Блок водяного нагревателя

ККЦМ16-20(Cu-Al-FeZn P3012AC 2R-41T-1030A-2.0pa 14C 1 1/2")

Размер (ДхШхВ)	350 x 1315 x 1580 мм
Масса	130 кг
Мощность	238,64 кВт
Расход воздуха	15730 м ³ /ч
Скорость воздуха	2,93 м/с
Аэродин. сопротивление	60,03 Па
Т воздуха на входе	-24 °С
Т воздуха на выходе	21 °С
Расход воды	8503 л/ч
Скорость воды	1,56 м/с
Гидравл. сопротивление	23,7 кПа
Т воды на входе	95 °С
Т воды на выходе	70 °С
Кол-во рядов	2
Кол-во контуров	14

Блок водяного охладителя с каплеуловителем и поддоном

ККЦМ16-30(Cu-Al-FeZn P3012AR 1R-41T-1050A-2.0pa 2C 3/4")

Размер (ДхШхВ)	650 x 1315 x 1580 мм
Масса	217 кг
Мощность	2,7 кВт
Расход воздуха	15730 м ³ /ч
Скорость воздуха	3,49 м/с
Аэродин. сопротивление	35,31 Па
Влажность воздуха	50 %
Т воздуха на входе	24,5 °С
Т воздуха на выходе	24 °С
Гликоль	0 %
Расход воды	464 л/ч
Скорость воды	0,59 м/с
Гидравл. сопротивление	30,2 кПа
Т воды на входе	7 °С
Т воды на выходе	12 °С
Кол-во рядов	1
Кол-во контуров	2

Блок увлажнения орошения

ККЦМ16-40

Размер (ДхШхВ)	1500 х 1315 х 1580 мм
Масса	211 кг
Коеф-т адиабатической эффективности, Еа	0,65
Расход воды	12 т/ч
Давление перед форсунками	0,65 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	96 Па

Блок вентилятора

ККЦМ16-10()

Размер (ДхШхВ)	1100 х 1315 х 1580 мм
Масса	338 кг
Вентилятор	RLM 56-5663-4W-28-58
Производитель	Nicotra
Расход воздуха	15864 м ³ /ч
Свободный напор	1308,0 Па
Аэродин. сопротивление	299,3 Па
Статич. давление	1745 Па
Полное давление	1834 Па
Мощность вент.	11,10 кВт
КПД	61,0 %
Шум на входе	90,0 дБА
Шум на выходе	95,0 дБА
Скорость вращения	2066 об/мин
Мощность двигателя	15,0 кВт



Блок шумоглушения

ККЦМ16-84(2)

Размер (ДхШхВ)	2000 x 1315 x 1580 мм
Масса	345 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 Г

Аэродинамический расчет приточной и вытяжной систем обеденного зала

Таблица Г.1 – Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции обеденного зала

№ уч	L расход	l длина	a	b	dэ	F	V	R	m	ΔP_l	ξ	Rд	$\Delta P(\xi)$	сумма Rд	невязка	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
1-2	715,0	2,0	0,3	0,3	0,3	0,1	2,4	0,2	1,2	0,4	2,3	3,3	7,8	8,1	1061,7	6,7
2-3	1430,0	2,0	0,3	0,3	0,3	0,1	4,7	0,6	1,1	1,4	3,4	13,2	44,8	46,2		
3-4	2145,0	2,0	0,3	0,3	0,3	0,1	7,1	1,4	1,1	3,1	5,1	29,8	152,3	155,4		
4-5	2860,0	2,0	0,3	0,5	0,4	0,1	5,7	0,7	1,1	1,5	4,1	19,7	79,9	81,4		
5-6	3575,0	2,0	0,3	0,5	0,4	0,1	7,2	1,0	1,2	2,4	5,2	30,8	160,5	162,9		
6-7	4290,0	2,0	0,4	0,6	0,5	0,2	5,3	0,4	1,2	1,0	3,8	17,1	64,8	65,8		
7-8	5005,0	2,0	0,4	0,6	0,5	0,2	6,2	0,6	1,1	1,3	4,4	23,4	103,5	104,8		
8-9	5720,0	2,0	0,4	0,6	0,5	0,2	7,1	0,8	1,2	1,8	5,2	30,4	157,4	159,2		
9-10	6435,0	2,0	0,6	0,6	0,7	0,3	5,3	0,3	1,1	0,7	3,7	16,8	62,9	63,6		
10-11	7150,0	2,0	0,6	0,6	0,7	0,3	5,9	0,4	1,1	0,9	4,7	20,7	96,7	97,6		
11-23	7865,0	1,9	0,6	0,6	0,7	0,3	6,5	0,5	1,1	1,0	4,6	25,0	115,5	116,6		
12-13	715,0	2,0	0,3	0,3	0,3	0,1	2,4	0,2	1,2	0,4	2,3	3,3	7,8	8,1	1137,8	
13-14	1430,0	2,0	0,3	0,3	0,3	0,1	4,7	0,6	1,1	1,4	3,4	13,2	44,8	46,2		
14-15	2145,0	2,0	0,3	0,3	0,3	0,1	7,1	1,4	1,1	3,1	5,1	29,8	152,3	155,4		
15-16	2860,0	2,0	0,3	0,4	0,4	0,1	7,1	1,2	1,1	2,7	5,1	30,1	154,9	157,5		
16-17	3575,0	2,0	0,3	0,5	0,4	0,1	7,2	1,0	1,2	2,4	5,2	30,8	160,5	162,9		
17-18	4290,0	2,0	0,4	0,6	0,5	0,2	5,3	0,4	1,2	1,0	3,8	17,1	64,8	65,8		

18-19	5005,0	2,0	0,4	0,6	0,5	0,2	6,2	0,6	1,1	1,3	4,4	23,4	103,5	104,8		
19-20	5720,0	2,0	0,4	0,6	0,5	0,2	7,1	0,8	1,2	1,8	5,2	30,4	157,4	159,2		

Продолжение таблицы Г.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
20-21	6435,0	2,0	0,6	0,6	0,7	0,3	5,3	0,3	1,1	0,7	3,7	16,8	62,9	63,6		
21-22	7150,0	2,0	0,6	0,6	0,7	0,3	5,9	0,4	1,1	0,9	4,7	20,7	96,7	97,6		
22-23	7865,0	1,9	0,6	0,6	0,7	0,3	6,5	0,5	1,1	1,0	4,6	25,0	115,5	116,6		
23-24	15730,0	3,0	0,8	0,8	0,9	0,6	7,3	0,4	1,1	1,4	5,3	31,7	168,3	169,7	1307,5	

Таблица Г.2 – Аэродинамический расчет вытяжной системы вентиляции обеденного зала

№ уч	L расход	l длина	a	b	dэ	F	V	R	m	ΔPl	ξ	Pд	ΔP(ξ)	сумма Pд	невязка		
1-2	1212,0	4,1	0,2	0,3	0,3	0,1	6,0	1,3	1,2	6,2	4,3	21,9	93,5	99,7	442,4	2,0	1,2
2-3	2424,0	4,1	0,4	0,4	0,4	0,2	4,5	0,4	1,1	1,8	3,3	12,0	39,2	41,1			
3-4	3636,0	4,1	0,4	0,4	0,4	0,2	6,7	0,9	1,2	4,2	4,8	27,1	130,9	135,0			
4-5	4848,0	4,1	0,4	0,5	0,5	0,2	7,2	0,9	1,1	4,1	5,2	31,0	162,5	166,6			
7-8	1212,0	4,1	0,3	0,3	0,3	0,1	4,0	0,4	1,2	2,1	3,0	9,5	28,5	30,6	451,6		
8-9	2424,0	4,1	0,4	0,4	0,4	0,2	4,5	0,4	1,1	1,8	3,3	12,0	39,2	41,1			
9-10	3636,0	4,1	0,4	0,4	0,4	0,2	6,7	0,9	1,2	4,2	4,8	27,1	130,9	135,0			
10-11	4848,0	4,1	0,5	0,5	0,5	0,2	5,7	0,5	1,1	2,3	4,1	19,7	80,1	82,3			
11-6	6060,0	2,0	0,5	0,5	0,5	0,2	7,2	0,7	1,1	1,7	5,2	30,8	160,9	162,6			
1-2	1212,0	4,1	0,2	0,3	0,3	0,1	6,0	1,3	1,2	6,2	4,3	21,9	93,5	99,7	446,2		
12-13	2424,0	4,1	0,4	0,4	0,4	0,2	4,5	0,4	1,2	1,9	3,3	12,0	39,2	41,1			
13-14	3636,0	4,1	0,4	0,4	0,4	0,2	6,7	0,9	1,1	4,1	4,8	27,1	130,9	134,9			
14-6	4848,0	7,9	0,4	0,5	0,5	0,2	7,2	0,9	1,2	8,0	5,2	31,0	162,5	170,5			
6-15	15756,0	3,0	0,8	0,8	0,9	0,6	7,3	0,4	1,1	1,5	5,3	31,8	169,2	170,6	616,8		

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Подбор решеток для системы вентиляции

Наименование	Площадь	Кратность		Расход		Кол-во решеток		Lo		Размеры		Fo	
		Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
Тех помещение	12,2	2	2	24,4	24,4	0,813333	0,813333	30	30	200x100	200x100	0,018	0,018
Тех помещение	4,9	2	2	9,8	9,8	0,326667	0,326667	30	30	200x100	200x100	0,018	0,018
Тех помещение	6,9	2	2	13,8	13,8	0,46	0,46	30	30	200x100	200x100	0,018	0,018
Овощной цех	4,8	3	4	14,4	19,2	0,48	0,64	30	30	200x100	200x100	0,018	0,018
Цех	3,8	3	4	11,4	15,2	0,38	0,506667	30	30	200x100	200x100	0,018	0,018
Коридор	26,4			0	0	#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!						
Мясной цех	13,4	3	4	40,2	53,6	0,804	0,824615	50	65	300x100	300x150	0,027	0,041
Горячий цех	34,26	По расчету		3527,8	3527,8	7,0556	5,003972	500	705	1000x300 (АМН-К)	450x450	0,275	0,2
Подсобное пом	5,9	1	1	5,9	5,9	0,196667	0,196667	30	30	200x100	200x100	0,018	0,018
Подсобное пом	4,6	1	1	4,6	4,6	0,153333	0,153333	30	30	200x100	200x100	0,018	0,018
Горячий цех	27,67	По расчету		8627,5	2509,307	8,6275	3,136634	1000	800	1000x300 (АМН-К)	450x450	0,545	0,229
Рыбный цех	15,4	3	4	46,2	61,6	0,924	0,947692	50	65	300x100	300x150	0,027	0,041

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Таблица Е.1- Аэродинамический расчет системы В1

№ участка	L, м ³ /ч	l, м	d, мм	F, м ²	v, м/с	R, Па/м	bш	R*bш*l	Сум z.	Rд, Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔPреш.,	Невязка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1-2	15,2	2,04	100	0,008	0,54	0,07	1	0,1	1,62	0,2	0,3	1	1	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Диффузор z=0,12;	1	
2-3	29	7,11	125	0,012	0,66	0,08	1	0,6	2,28	0,3	0,6	1	3	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод круглого сечения под 90 (2 шт) z=0,33; Диффузор z=0,12;		
3-5	38,8	5,7	125	0,012	0,88	0,13	1	0,7	1,7	0,5	0,8	2	4	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Конфузор z=0,2;		
4-5	19,2	2,6	100	0,008	0,68	0,11	1	0,3	2,82	0,3	2,4	4	4	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Узлы ответвления на всасывании z=1,32;	1	9,2%

Продолжение таблицы Е.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
5-6	58	0,71	125	0,012	1,31	0,27	1	0,2	0,35	1,0	0,4	1	8	Узлы ответвления на всасывании $z=0,35$;		
7-8	53,6	11,5 3	125	0,012	1,21	0,23	1	2,7	2,16	0,9	1,9	5	5	Первое боковое отверстие на всасе $z=1,5$; Отвод круглого сечения под 90 (2 шт) $z=0,33$;		
8-6	78	1,1	125	0,012	1,77	0,45	1	0,5	1,8	1,9	3,4	4	8	Первое боковое отверстие на всасе $z=1,5$; Узлы ответвления на всасывании $z=0,3$;		0,7%
6-9	136	9,8	140	0,015	2,45	0,71	1	6,9	0,63	3,6	2,3	9	26	Отвод круглого сечения под 90 (1 шт) $z=0,33$; Узлы ответвления на всасывании $z=0,3$;		

Таблица Е.2- Аэродинамический расчет системы В2

N участка	L, м3/ч	l, м	a, мм	h, мм	dэ, мм	F, м2	v, м/с	R, Па/м	$\beta_{ш}$	$R*\beta_{ш}*l$	Сум ζ	Rд, Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Характеристика местных сопротивлений	$\Delta P_{реш.}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1-2	6	0,7	100	150	120	0,015	0,11	0,00352	1	0,0025	1,8	0,07	0,013	0,015	0,015	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,18; Диффузор z=0,12;	
2-3	11	2,48	100	150	120	0,015	0,19	0,0097	1	0,024	1,8	0,023	0,041	0,06	0,08	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,18; Диффузор z=0,12;	
3-4	716	2,235	150	200	171	0,030	6,63	3,34	1	7,5	1,9	26,3	50,0	57	58	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,28;	

																	Диффузор z=0,12;	
4-5	1421	2,082	200	250	222	0,050	7,89	3,34	1	6,9	1,62	37, 4	60,5	67	125		Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Диффузор z=0,12;	

Продолжение таблицы Е.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
5-6	2126	2,73 9	250	300	273	0,075	7,87	2,57	1	7,0	2,18	37, 2	81,1	88	213		Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,32; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,24; Диффузор z=0,12;	
6-7	2831	2,08 1	250	400	308	0,100	7,86	2,21	1	4,6	1,62	37, 1	60,1	65	301		Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Диффузор z=0,12;	
7-8	3536	10	250	500	333	0,125	7,86	1,99	1	19,9	2,13	37, 0	78,9	99	400		Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,51;	

																		Диффузор z=0,12;	
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------------------	--

Таблица Е.3- Аэродинамический расчет системы ВЗ

№ участка	L, м ³ /ч	l, м	d, мм	a, мм	h, мм	dэ, мм	F, м ²	v, м/с	R, Па/м	βш	R*βш*l	Сум ζ	Rд, Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔPреш.,	Невязка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1-2	1075	8,11	250			250	0,049	6,08	1,78	1	14,4	2,61	22,2	58,0	102	102	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод круглого сечения под 90 (3 шт) z=0,33; Диффузор z=0,12;	30	
2-2'	1757	2,6	350			350	0,096	5,07	0,84	1	2,2	3,12	15,4	48,2	80	80	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Диффузор z=0,12; Узлы ответвления на всасывании z=1,5;	30	

2-3	2832	1,39		400	400	400	0,160	4,92	0,67	1	0,9	0,47	14, 5	6,8	8	190	Диффузор z=0,12; Узлы ответвления на всасывании z=0,35;		
3-3'	1219	2,6	350			350	0,096	3,52	0,43	1	1,1	3,12	7,4	23,2	54	54	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Диффузор z=0,12; Узлы ответвления на всасывании z=1,5;	30	

Продолжение таблицы Е.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
3-4	4051	1,52		400	500	444	0,200	5,63	0,75	1	1,1	0,57	19, 0	10,8	12	257	Диффузор z=0,12; Узлы ответвления на всасывании z=0,45;		
4-4'	2063	2,6	350			350	0,096	5,96	1,12	1	2,9	3,12	21, 3	66,4	99	99	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Диффузор z=0,12; Узлы ответвления на всасывании z=1,5;	30	
4-5	6114	2,43		500	500	500	0,250	6,79	0,92	1	2,2	0,67	27, 7	18,6	21	377	Диффузор z=0,12; Узлы ответвления на		

																	всасывании z=0,55;		
6-7	800	1,6		150	200	171	0,030	7,41	4,10	1	6,6	1,62	32, 9	53,3	60	60	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Диффузор z=0,12;		
7-8	1600	1,6		200	300	240	0,060	7,41	2,69	1	4,3	1,62	32, 9	53,3	58	118	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Диффузор z=0,12;		

Продолжение таблицы Е.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
8-9	2400	3,04		300	300	300	0,090	7,41	2,04	1	6,2	3,22	32,9	106,0	112	230	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,30; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,30; Диффузор z=0,12;		

9-5	2462	3,197		300	300	300	0,090	7,60	2,14	1	6,8	3,32	34,6	115,0	122	352	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,3; Диффузор z=0,12; Узлы ответвления на всасывании z=0,40;		6,7%
5-10	8576	8,15		500	600	545	0,300	7,94	1,10	1	9,0	2	37,8	75,7	85	728	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,50;		

Таблица Е.4- Аэродинамический расчет системы П1

N участка	L, м3/ч	l, м	d, мм	dэ, мм	F, м2	v, м/с	R, Па/м	$\beta_{ш}$	$R*\beta_{ш}*l$	Сум ζ .	Rд, Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Характеристика местных сопротивлений	$\Delta P_{реш.}$	Невязка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1-3	13,8	0,38	100	100	0,008	0,49	0,06	1	0,0	2,2	0,1	0,3	1,338	1	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2;	1	
2-3	9,8	0,48	100	100	0,008	0,35	0,03	1	0,0	3,7	0,1	0,3	1,283	1,28	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Узлы	1	-4,3%

															ответвления на нагнетании z=1,50;		
3-5	23,6	0,84	125	125	0,012	0,53	0,05	1	0,0	1,5	0,2	0,3	0	2,92	Узлы ответвления на нагнетании z=1,50;		
4-5	24,4	1,55	100	100	0,008	0,86	0,17	1	0,3	3,7	0,4	1,7	3	3	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Узлы ответвления на нагнетании z=1,50;	1	-0,4%
5-7	48	0,78	125	125	0,012	1,09	0,19	1	0,1	1,5	0,7	1,1	1	7	Узлы ответвления на нагнетании z=1,50;		

Продолжение таблицы Е.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
6-7	11,4	1,16	100	100	0,008	0,40	0,04	1	0,1	3,7	0,1	5,4	6	6	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Узлы ответвления на нагнетании z=1,50;	1	8,0%

7-9	59,4	4,43	125	125	0,012	1,34	0,28	1	1,2	1,83	1,1	2,0	3	17	Отвод круглого сечения под 90 (1 шт) z=0,33; Узлы отвлечения на нагнетании z=1,50;		
8-9	14,4	2,17	100	100	0,008	0,51	0,07	1	0,1	3,7	0,2	14,6	16	16	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Узлы отвлечения на нагнетании z=1,50;	1	6,1%
9-11	73,8	1,78	125	125	0,012	1,67	0,41	1	0,7	9,2	1,7	15,4	16	49	Узлы отвлечения на нагнетании z=9,20;		
10-11	40,2	2,32	100	100	0,008	1,42	0,41	1	0,9	4,45	1,2	44,2	46	46	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Узлы отвлечения на нагнетании z=2,25;	1	5,0%
11-12	114	2,15	125	125	0,012	2,58	0,89	1	1,9	3,24	4,0	12,9	15	110	Отвод круглого сечения под 90 (3 шт) z=0,33; Узлы отвлечения на нагнетании z=2,25;		

Таблица Е.5- Аэродинамический расчет системы П2

N участка	L, м3/ч	l, м	d, мм	dэ, мм	F, м2	v, м/с	R, Па/м	βш	R*βш*1	Сум ζ.	Rд, Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔPреш.,
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

1-2	4,6	7,3	100	100	0,008	0,16	0,01	1	0,1	3,06	0,0	0,0	0	0	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод круглого сечения под 90 (2 шт) z=0,33; Конфузор z=0,2;	
2-3	10,5	1,9	100	100	0,008	0,37	0,04	1	0,1	2,4	0,1	0,2	0	0	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	
3-4	510,5	1,4	160	160	0,020	7,05	4,09	1	5,7	2,4	29,8	71,6	78	79	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
4-5	1010,5	1,5	225	225	0,040	7,06	2,67	1	4,0	2,4	29,9	71,8	77	156	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
5-6	1510,5	1,9	315	315	0,078	5,38	1,07	1	2,0	2,4	17,4	41,7	45	200	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
6-7	2010,5	1,9	315	315	0,078	7,17	1,80	1	3,4	2,73	30,8	84,1	89	289	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод круглого сечения под 90 (1 шт) z=0,33; Конфузор z=0,2;	1

Продолжение таблицы Е.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
7-8	2510,5	1,5	355	355	0,099	7,05	1,51	1	2,3	2,4	29,8	71,5	75	364	Первое боковое отверстие на	1

																притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	
8-9	3010,5	1,9	400	400	0,126	6,65	1,17	1	2,2	2,4	26,6	63,8	67	431	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1	
9-10	3510,5	3,43	400	400	0,126	7,76	1,55	1	5,3	3,39	36,1	122,5	129	559	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод круглого сечения под 90 (3 шт) z=0,33; Конфузор z=0,2;	1	

Таблица Е.6- Аэродинамический расчет системы ПЗ

N участка	L, м3/ч	l, м	a, мм	h, мм	dз, мм	F, м2	v, м/с	R, Па/м	βш	R*βш*l	Сум ζ.	Рд, Па	Z, Па	Р, Па	Сум Р, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔРреш.,
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1-2	959	1,68	150	250	188	0,038	7,10	3,40	1	5,7	2,4	30,3	72,7	79	79	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
2-3	1918	1,79 6	250	300	273	0,075	7,10	2,13	1	3,8	2,72	30,3	82,4	87	167	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,32; Конфузор z=0,2;	1

Продолжение таблицы Е.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------

3-4	2877	1,77 2	250	400	308	0,100	7,99	2,27	1	4,0	2,4	38, 3	92,0	97	264	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
4-5	3836	1,56 5	300	500	375	0,150	7,10	1,43	1	2,2	2,4	30, 3	72,7	76	339	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
5-6	4795	2,02 5	400	500	444	0,200	6,66	1,02	1	2,1	2,85	26, 6	75,8	79	418	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,45; Конфузор z=0,2;	1
6-7	5754	1,51	400	500	444	0,200	7,99	1,44	1	2,2	2,4	38, 3	92,0	95	513	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
7-8	6713	1,41	500	500	500	0,250	7,46	1,09	1	1,5	2,4	33, 4	80,1	83	596	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
8-9	7672	1,46	500	600	545	0,300	7,10	0,89	1	1,3	2,4	30, 3	72,7	75	671	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
9-10	8631	1,48	600	600	600	0,360	6,66	0,70	1	1,0	2,4	26, 6	63,9	66	737	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1

Продолжение таблицы Е.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
10-11	8677	8	600	600	600	0,360	6,70	0,71	1	5,7	2,88	26, 9	77,5	84	821	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,48; Конфузор z=0,2;	1
1-2	959	1,68	150	250	188	0,038	7,10	3,40	1	5,7	2,4	30, 3	72,7	79	79	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
2-3	1918	1,79 6	250	300	273	0,075	7,10	2,13	1	3,8	2,72	30, 3	82,4	87	167	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,32; Конфузор z=0,2;	1
3-4	2877	1,77 2	250	400	308	0,100	7,99	2,27	1	4,0	2,4	38, 3	92,0	97	264	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
4-5	3836	1,56 5	300	500	375	0,150	7,10	1,43	1	2,2	2,4	30, 3	72,7	76	339	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
5-6	4795	2,02 5	400	500	444	0,200	6,66	1,02	1	2,1	2,85	26, 6	75,8	79	418	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,45; Конфузор z=0,2;	1

Продолжение таблицы Е.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
6-7	5754	1,51	400	500	444	0,200	7,99	1,44	1	2,2	2,4	38, 3	92,0	95	513	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
7-8	6713	1,41	500	500	500	0,250	7,46	1,09	1	1,5	2,4	33, 4	80,1	83	596	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
8-9	7672	1,46	500	600	545	0,300	7,10	0,89	1	1,3	2,4	30, 3	72,7	75	671	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
9-10	8631	1,48	600	600	600	0,360	6,66	0,70	1	1,0	2,4	26, 6	63,9	66	737	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Конфузор z=0,2;	1
10-11	8677	8	600	600	600	0,360	6,70	0,71	1	5,7	2,88	26, 9	77,5	84	821	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,48; Конфузор z=0,2;	1

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Характеристика холодильной установки ВМТ-Ксирон-135



М.О. г. Ивантеевка, ул. Толмачёва, д. 49
тел./факс (495) 984-74-92, 226-51-87
www.xiron.ru, info@xiron.ru

Кому:		nikitacheknov@mail.ru
Тел:		
Листов:		
Тема:	Чиллер	

Коммерческое предложение №107841 от 22.06.2018

Здравствуйте!

Компания «Ксирон-Холод» согласно Вашему запросу произвела теплотехнический расчет холодильных установок и доводит до Вашего сведения стоимость оборудования:

1. **Наименование изделия:** двухконтурная холодильная установка ВМТ-135 (с гидромодулем)

2. **Описание:**

Холодильная установка ВМТ-135, холодопроизводительностью **162.4 кВт**, при температуре жидкости $T = +14^{\circ}\text{C}$.

Технические характеристики:

В базовый комплект входит:

- Тип компрессора: поршневой «Danfoss» MTZ (Дания);
- вертикальный ресивер с запорными вентилями и предохранительным клапаном фирмы «FrigoPoint» (Россия) соответствует требованиям ПБ 03-576-03 «Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» и ПБ 03-584-03 «Правила проектирования, изготовления и приемки сосудов и аппаратов стальных сварных»;
- терморегулирующий вентиль, фильтр-осушитель, реле давления, смотровой глазок фирмы «Danfoss» (Дания);
- соленоидный вентиль для хлорфторсодержащих хладагентов EVR «Danfoss» (Дания);
- система автоматического управления и контроля, на базе электронного процессора фирмы «Dixell» (Италия), позволяющая задавать и поддерживать в автоматическом режиме требуемую температуру жидкости и предохраняющая установку от аварийных режимов работы;

- конденсатор воздушного охлаждения «**Lu-Ve**» (Италия);
- испаритель теплоизолированный из нержавеющей стали «**Danfoss**» (Дания);
- заводская заправка фреоном R407C;
- щит управления на базе **Schneider Electric** (Франция);
- окрашенная, металлическая пространственная рама «**Ксирон-Холод**» (Россия);
- декоративные съемные панели «**Ксирон-Холод**» (Россия);
- индикатор жидкости/влажности;
- реле тепловой защиты компрессора;
- реле токовой защиты компрессора;
- реле токовой защиты насоса;
- реле включения вентиляторов конденсатора;
- прессостат высокого давления, механический;
- защитное реле высокого давления «**Danfoss**» (Дания);
- защитное реле низкого давления «**Danfoss**» (Дания);
- отвод для подключения манометрического коллектора на линии нагнетания/жидкости/всасывания;
- манометры высокого и низкого давления.

Достоинства чиллеров серии ВМТ

- Удобный доступ ко всем узлам;
- Не требуется специальный фундамент;
- Импортное оборудование ведущих фирм производителей;
- Высокая надежность;
- На лицевой панели выведена информация всех режимов работы;
- Имеются пищевые сертификаты на компоненты оборудования;
- Чиллеры требуют минимальных регламентных работ.
- Простое техническое обслуживание.

Эксплуатационная документация:

- Руководство по эксплуатации,
- Технический паспорт,
- сертификат соответствия.

Встроенный гидромодуль:

Гидромодуль (насосная станция) состоит из насосов и баков и обеспечивает поступление теплоносителя из чиллера на оборудование и обратно. Обычно теплоносителем для системы чиллера служит вода или раствор пропиленгликоля. Поскольку тепловая нагрузка изменяется в зависимости от времени суток или сезона, то возникают периоды времени, когда холодопроизводительность чиллера существенно превышает реальную потребность. В этом случае чиллер начинает работать короткими импульсами, включаясь и выключаясь. Частые пуски компрессора приводят к его быстрому износу и заметному уменьшению срока службы. Что бы этого избежать, в систему иногда устанавливают аккумуляторный бак, объем которого рассчитывается исходя из возможных тепловых нагрузок и количества теплоносителя в системе. В этом случае суммарный объем и теплоемкость теплоносителя увеличивается, благодаря чему интервалы между включением/выключением компрессора возрастают.

В базовый состав гидромодуля входит:

- насос для хладоносителя фирмы **«Calpeda» (Италия)**;
- пластиковая теплоизолированная емкость **«Ксирон-Холод» (Россия)**;
- полная интеграция с управлением чиллера;
- реле протока **«Danfoss» (Дания)***;
- водяной фильтр грубой очистки на входе в испаритель **«Valtec» (Италия)***;
- электрический шкаф управления с индикацией аварийных ситуаций;
- сливной вентиль;
- индикатор уровня воды «поплавкового» типа;
- запорный вентиль;
- регулирующий вентиль;
- байпасный клапан с ручным открытием;
- манометр на линии подачи хладоносителя*;
- соединительные трубопроводы из пластика.

** при использовании чиллера с пластинчатым или кожухотруб. теплообменником.*

Функциональные возможности:

Управление

- пуском/остановом компрессора по уставке микропроцессорного блока;
- задержкой между остановом и последующим пуском компрессора;
- чувствительностью реле протока жидкости;
- пуском/остановом вентиляторов конденсатора по уставке реле давления управления вентиляторами конденсатора;
- установкой значений аварийной сигнализации по низкой или высокой температуре хладагента;
- включением/отключением дополнительного картерного нагревателя по уставке термостата.

Защита

- электродвигателя компрессора от перегрузки по току;
- работы установки в случае пропадания/перекоса фаз;
- шкафа управления от перегрузки по току и от короткого замыкания;
- электродвигателя насоса от перегрузки по току;
- компрессора от недопустимо высокого/низкого давления нагнетания;
- электродвигателя компрессора от перегрева обмоток;
- электродвигателей вентиляторов конденсатора от перегрева обмоток;
- компрессора от попадания жидкого хладагента в картер путем выдачи сигнала закрытия электромагнитного клапана на линии подачи хладагента в испаритель при отказе установки;
- компрессора от недопустимо низкого перепада давления масла (при наличии маслоснабжения);
- испарителя от размораживания в случае исчезновения или недостаточного протока жидкости через него.

Индикация

- режимов и параметров работы установки;
- индикация температуры хладагента на экране блока управления;
- индикация аварийных режимов, с выводом кода аварии на экран блока управления/сигнальная лампа.

Основные параметры холодильной установки:

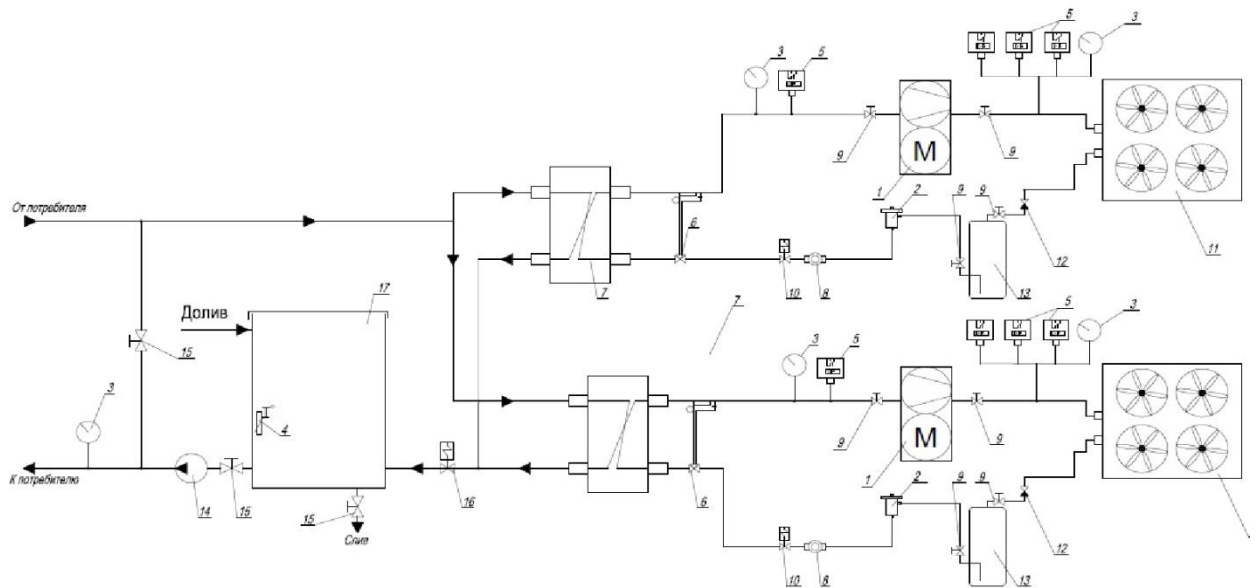
Установка	ВМТ-Ксирон-135	
Температура жидкости	Окружающая температура	Q, кВт
Q, кВт при T _{вых} = 0 °С	30	85.1
	25	93
Q, кВт при T _{вых} = +5 °С	30	109.2
	25	118.1
Q, кВт при T _{вых} = +10 °С	30	137.2
	25	147.6
Q, кВт при T _{вых} = +14 °С	30	162.4
	25	174.4
Q, кВт при T _{вых} = +15 °С	30	169.1
	25	181.5
N _{потр} , кВт	63.1	
Длина установки, мм	3700	
Ширина установки, мм	2100	
Высота установки, мм	2200	
Выделяемое тепло, кВт	232	
Масса установки, кг	2079	
Объем емкости, л	1500	
Количество компрессоров, шт	4	
Объем масла, л	15.6	
Объем заправки фреоном, кг	~44	
Производительность подающего насоса, м ³ /час	37.8	
Давление воды подающего насоса, бар	3	
Присоединительные размеры вход/выход	Фланец DN 80	

Питание 380 Вольт.

Возможность работы до +40 со снижением холодопроизводительности.

При выходе из строя одного контура обеспечивается 50% холодопроизводительности.

Однонасосная схема с охлаждением

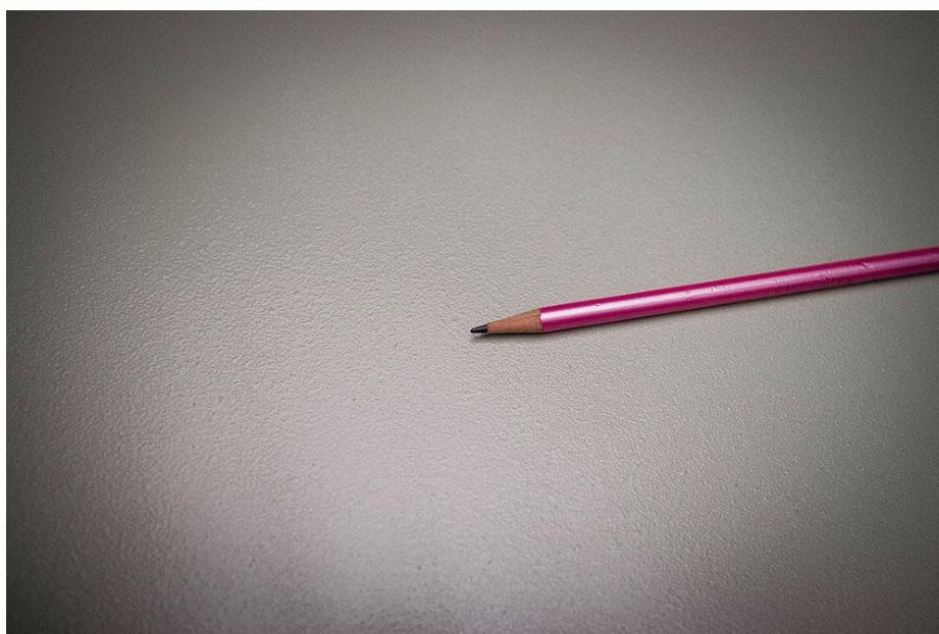


1. Компрессор
2. Фильтр разборный
3. Манометр
4. Датчик температуры на выходе
5. Реле давления одноблочное
6. ТРВ
7. Испаритель пластинчатый
8. Глазок смотровой

9. Вентиль запорный
10. Вентиль соленоидный
11. Конденсатор воздушного охлаждения
12. Клапан обратный
13. Ресивер вертикальный
14. Насос циркуляционный
15. Вентиль запорный шаровый
16. Реле контроля протока
17. Емкость термоизолированная

Промышленное покрытие

Двухкомпонентная, толстослойная, эпоксидная грунтовочная краска с фосфатом цинка и с отвердителем на основе полиамида. Обладает отличной адгезией со стальными, цинковыми и алюминиевыми поверхностями. ™ Tikkurila Finland



3. Внешний вид:

* Размеры на картинке могут отличаться от указанных в таблице.













Установка представляют собой **законченное устройство**, не требующее дополнительных устройств и механизмов для эксплуатации. Для ввода в эксплуатацию требуется минимальные операции по **подключению к электросети** и к **потребителю охлажденной воды**.

Другие фотографии на сайте - http://www.xiron.ru/component/option,com_zoom/Itemid,35/

Видео обзор сборки чиллеров http://youtu.be/cs_rPcbRM5E

4. Гарантия, цена, срок изготовления:

Гарантийный срок оборудования составляет 18 месяцев. Срок изготовления оборудования: ВМТ-135М – 30-35 рабочих дней. На основные компоненты оборудования имеются сертификаты РосТест, СЭЗ.

Стоимость холодильной установки ВМТ-135М: 36 200 euro.

Скидка для Вас 20 %. Итого с учетом скидки:

Стоимость холодильной установки ВМТ-135М: 28 960 euro.

Холодильные установки серии **ВМТ** представляет собой окрашенную, металлическую пространственную раму, на которой размещены следующие узлы: холодильные компрессора, теплообменники, электроцит силовой и управляющей автоматики, холодильная регулировочная и запорная арматура, емкость сбора и хранения фреона (ресивер). Внутренний объем установки закрыт **декоративными** съемными панелями.

Установка проходит **цикл испытаний** на производстве, в процессе которого проводится опресовка фреонового контура, настройка реле защиты, регулировка ТРВ. По приходу установки к заказчику **необходимо** подвести электропитание и охлаждаемую жидкость к патрубкам «вход/выход» расположенным на установке.

Компания «Ксирон-Холод» готова предоставить более подробную информацию по предлагаемому спектру оборудования и с удовольствием рассмотрит Ваши пожелания с целью взаимовыгодного сотрудничества

С уважением, Корнеев Виталий



СИСТЕМА ДОБРОВОЛЬНОЙ СЕРТИФИКАЦИИ
В ОБЛАСТИ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ И ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
«ЭкоПромЭкспертиза»
Регистрационный № РОСС RU.31058.04ЖЖЦ0

СЕРТИФИКАТ СООТВЕТСТВИЯ
ТРЕБОВАНИЯМ ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

№ С-RU.ЭПЭ.001.В.00037

Орган по сертификации
ООО «СертПромТест», 107078 Москва, ул. Новая Басманная, 23Б, стр. 20, тел/факс:(499) 346-2085, E-mail: sds@sertpromtest.ru, пер. № СДС-ЭПЭ.001.ОС.01

ПОДТВЕРЖДАЕТ, ЧТО

Оборудование (техническое устройство, материал):
Установки холодильные серий ВМТ, ВМП, ВММ,
выпускаемые по ТУ 3644-001-86722079-2011.
Серийный выпуск.

Код ОКП 36 4420

Изготовитель (заявитель):
ООО Компания «Ксирон-Холод».
Адрес: РФ, 141282, Московская обл., г. Ивантеевка, ул. Толмачева, д.49.
Телефон: +7(495) 984-74-92, факс: +7 (495) 226-51-87, e-mail: info@xiron.ru.

Соответствует требованиям: ПБ 03-517-02, ПБ 03-576-03, ПБ 03-584-03.

Основание выдачи сертификата:
Заключение экспертизы промышленной безопасности № 213/09-14 от 28.08.2014 г.
АНО сертификации продукции «АКАДЕММАШ», лицензия № ДЭ-00-007219 от 28.03.2007 г.

Условия применения и дополнительная информация:
Схема сертификации 1. Инспекционный контроль не реже 1 раза в год.
Условия применения технических устройств указаны в Приложении №1 на 1 листе (бланк № 0000097).

Срок действия сертификата: по 16.09.2017 г.

Дата выдачи: 17.09.2014 г.

Руководитель ОС

Эксперт



Б.В. Пожогин

С.В. Соколов

0000096



ТАМОЖЕННЫЙ СОЮЗ ДЕКЛАРАЦИЯ О СООТВЕТСТВИИ

Заявитель, Общество с ограниченной ответственностью "Компания "Ксирон-Холод"

Место нахождения: Российская Федерация, Московская Область, 141282, город Ивантеевка, улица Толмачева, дом 49, фактический адрес: Российская Федерация, Московская Область, 141282, город Ивантеевка, улица Толмачева, дом 49, основной государственный регистрационный номер: 1236589705624, телефон: +74959847492, факс: +74952265187, электронная почта: info@xiron.ru

в лице Генерального директора Зацепина Дмитрия Алексеевича

заявляет, что Оборудование холодильное промышленное: установки холодильные, серии ВМТ, ВМП, ВММ

изготовитель Общество с ограниченной ответственностью "Компания "Ксирон-Холод", Место нахождения: Российская Федерация, Московская Область, 141282, город Ивантеевка, улица Толмачева, дом 49, фактический адрес: Российская Федерация, Московская Область, 141282, город Ивантеевка, улица Толмачева, дом 49, основной государственный регистрационный номер: 1236589705624, телефон: +74959847492, факс: +74952265187, электронная почта: info@xiron.ru

Код ТН ВЭД ТС 8418690008, Серийный выпуск

Продукция изготовлена в соответствии с ТУ 3644-001-86722079-2011

соответствует требованиям

ТР ТС 004/2011 "О безопасности низковольтного оборудования", утвержден Решением Комиссии Таможенного союза от 16 августа 2011 года № 768, ТР ТС 020/2011 "Электромагнитная совместимость технических средств", утвержден Решением Комиссии Таможенного союза от 09 декабря 2011 года № 879, ТР ТС 010/2011 "О безопасности машин и оборудования", утвержден Решением Комиссии Таможенного союза от 18 октября 2011 года № 823

Декларация о соответствии принята на основании

Протокола испытаний № 05К-1627-04-15 от 02.04.2015 года, выданного Испытательным центром Общества с ограниченной ответственностью "Калужский центр сертификации и маркетинга", аттестат аккредитации РОСС RU.0001.21AB17, сроком действия до 05.04.2015 года

Дополнительная информация

Условия хранения продукции в соответствии с ГОСТ 15150-69. Срок хранения (службы, годности) указан в прилагаемой к продукции товаросопроводительной и/или эксплуатационной документации.

Схема декларирования 3д

Декларация о соответствии действительна с даты регистрации по 28.05.2018 включительно



Зацепин Дмитрий Алексеевич

(инициалы и фамилия руководителя организации-заявителя или физического лица, зарегистрированного в качестве индивидуального предпринимателя)

Сведения о регистрации декларации о соответствии:

Регистрационный номер декларации о соответствии: TC N RU Д-РУ.АВ45.В.65113

Дата регистрации декларации о соответствии: 29.05.2015

Независимая Российская Сертификация



ISO 9001



СИСТЕМА ДОБРОВОЛЬНОЙ СЕРТИФИКАЦИИ
СИСТЕМ МЕНЕДЖМЕНТА
«НЕЗАВИСИМАЯ РОССИЙСКАЯ СЕРТИФИКАЦИЯ»
Регистрационный № РОСС RU.31025.04ЖЗШО

СЕРТИФИКАТ СООТВЕТСТВИЯ

Выдан ООО Компания «Ксирон-Холод»

Юр. адрес: 141282, Россия, Московская обл., г. Ивантеевка, ул. Толмачева, д. 49

Факт. адрес: 141282, Россия, Московская обл., г. Ивантеевка, Санаторный пр-д,

дом 1, корпус 23

Телефон: +7 (495) 984-74-92

ИНН: 5016017471

НАСТОЯЩИЙ СЕРТИФИКАТ УДОСТОВЕРЯЕТ:

Система менеджмента качества

**Применительно к разработке, производству и
поставке водоохлаждающих установок серии
ВМТ, холодильных камер и прочего
холодильного оборудования**

СООТВЕТСТВУЕТ ТРЕБОВАНИЯМ

ГОСТ ISO 9001-2011 (ISO 9001:2008)

Регистрационный номер СДС.НРС.RU.001.ОС.01.СМК.00110

Дата регистрации: 10.12.2014 г.

Срок действия: по 09.12.2017 г.

Руководитель органа
по сертификации систем
менеджмента



М. Ю. Кофанова

Председатель комиссии

П. В. Перерва

Орган по сертификации
систем менеджмента
ООО «Независимая Европейская
Сертификация»,
111020, г. Москва, ул. Боровая, д.
7, стр. 10, офис 405
Телефон/факс: (499) 346-20-85

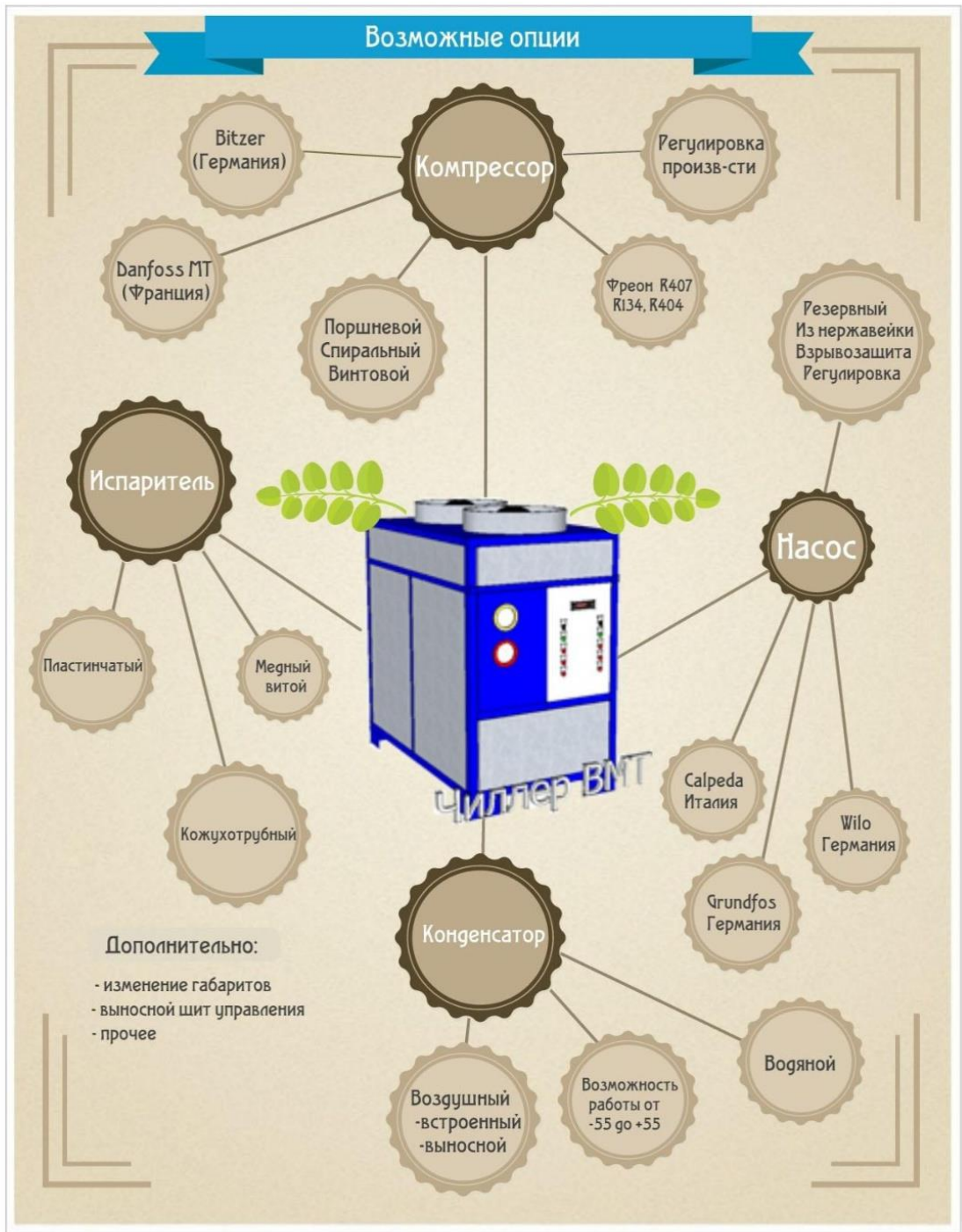


The certification body of
management systems
LLC «Independent European
Certification»,
111020, Moscow, street Borovaya,
7, Building 10, Suite 405
Phone / Fax: (499) 346-20-85

Референц-лист

Компанией «Ксирон-Холод» накоплен большой опыт работы в области промышленного холодильного оборудования. На сегодняшний день Заказчиками услуг стали более 250 предприятий и организаций по всей России. Среди них:

- ФГУП "ГКНПЦ им. М.В. Хруничева"
- ООО "LG Электроникс РУС"
- ФГУП "НИИ НПО "ЛУЧ"
- Нефтеюганский филиал компании "Салым Петролеум Девелопмент Н.В."
- ОАО "Сарапульский электрогенераторный завод"
- ЗАО "Завод имени Красина"
- ОАО РУБИН, авиационная корпорация
- ЗАО ТВСЗ (Тихвинский вагоностроительный завод)
- ОАО "Уралмашзавод"
- ОАО "НПП "Салют"
- ООО «Ишимский вино-водочный завод»
- ЗАО "ЗАВОД СВАРОЧНЫХ ЭЛЕКТРОДОВ "СИБЭС"
- ОАО "ОКБМ Африкантов"
- ФГУП НИИ "КВАНТ"
- ОАО "Электрокабель" Кольчугинский завод"
- ОАО "Выксунский металлургический завод"
- ФГБУ НИИ ЦПК им Ю. Гагарина
- ОАО "Ульяновский моторный завод"
- ОАО "Уралхиммаш"
- ОАО "Уральская Сталь"
- ООО "Уральские локомотивы"
- ФГБОУ ВПО "НИУ"МЭИ"
- ТООО "Ассоциация инженерного образования ТюмГНГУ"
- ООО "Шлеммер Руссланд"
- ЗАО "Ферри Ватт"
- ФГУП "ОНПП"Технология"
- ЗАО "Экосистема"
- ЗАО "ОРФЕ"
- ООО "Ависанко"
- ООО "Алмаз-Антей Телекоммуникации"
- ООО "Анод"
- ООО "Бассоль"
- ООО "Бентелер Аутомотив"
- ЗАО "ПЕТРОХИМ"
- ОАО "БИОМЕД" им.И.И.Мечникова
- ООО "Лизинговая компания "ЖЕЛ-ДОРЛИЗИНГ"
- ОАО НИИ "Изотерм"
- ЗАО "КДВ Павловский Посад"
- ООО "КОНДИТЕРСКАЯ ФАБРИКА "БОГАТЫРЬ"
- ЗАО "Копейский пластик"
- Курское ОАО "Прибор"
- ЗАО "Ксенон"
- ООО "НИССА МЕДИАПРОЕКТ"
- ЗАО "Тиоком-герметик"
- ООО "Гекса-нетканые материалы"
- ЗАО "Инфосистемы Джет"
- ЗАО НПО "Европа-Биофарм"
- ООО "Остек-Сервис-Технология"



ПРИЛОЖЕНИЕ И

Характеристика насоса UPS 100-30 F



Документ на согласование

ПРОЕКТ: _____	УСТРОЙСТВО: _____	КОЛИЧЕСТВО: _____
ПРЕДСТАВЛЕНИЕ: _____	ВИД ОБСЛУЖИВАНИЯ: _____	ДАТА: _____
ИНЖЕНЕР: _____	СОГЛАСОВАНО: _____	ДАТА: _____
ПОСТАВЩИК: _____	ОДОБРЕНО: _____	ДАТА: _____
	№ ЗАКАЗА: _____	ДАТА: _____

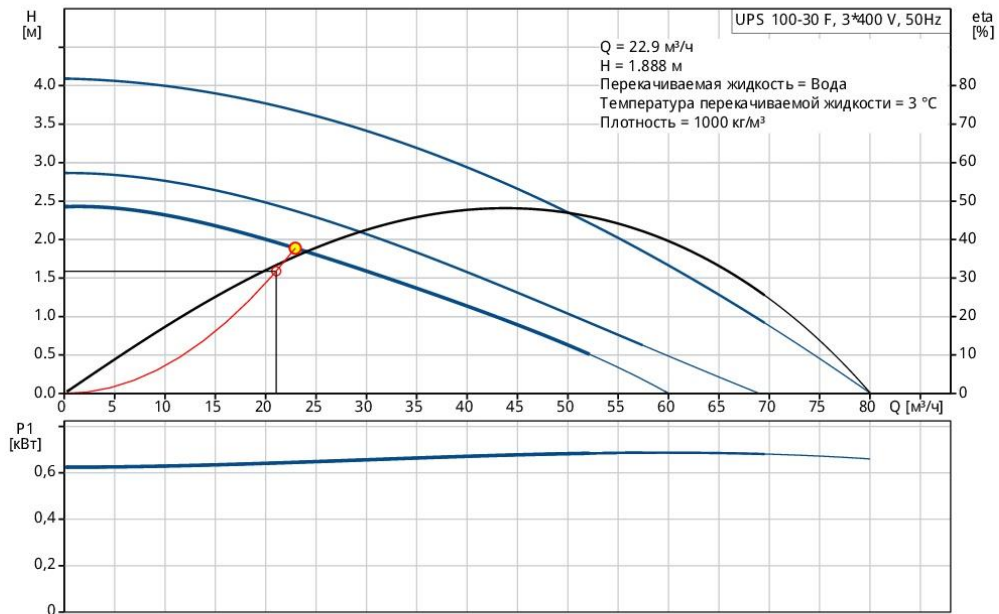


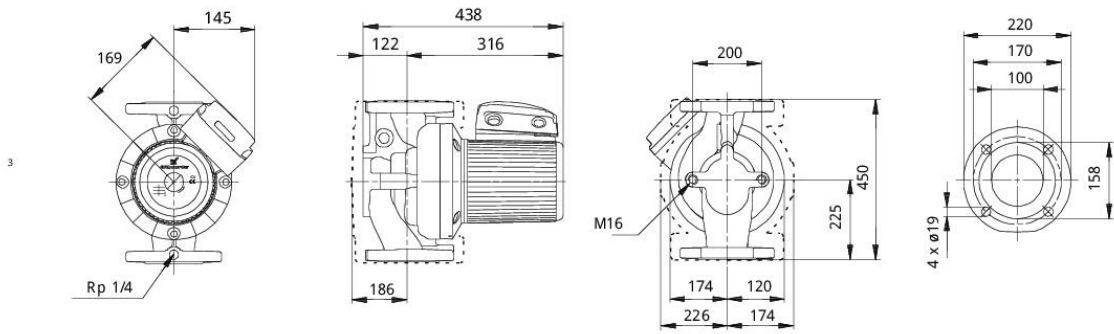
UPS 100-30 F

Циркуляционные насосы

Внимание! Фотография продукта может отличаться от существующего.

Условия эксплуатации	Насос	Двигатель
Расход: 22.9 м³/ч	Макс. рабочее давление: 6 бар	Макс. потребляемая мощность: 670 Вт
Напор: 1.888 м	Диапазон температур жидкости: -10 .. 120 °С	Номинальное напряжение: 400-415 В
Эффективн.: _____	Максимальная температура окружающей среды: 40 °С	Частота питающей сети: 50 Hz
Жидкость: Вода	Сертификаты: ААА,ЕАС	Класс защиты: Х4Д
Температура: 3 °С	Трубное присоединение: DIN	Класс изоляции: Н
NPSH потребн.: м	Соединение труб: DN 100	Защита двигателя: CONTACT
Вязкость: _____	Номер продукта: По запросу	Тепловая защита: внешн.
Удельная масса: 1.002		





Материалы:
 Корпус насоса: Чугун
 EN-J L1040
 ASTM 35 B - 40 B
 Рабочее колесо: Нержавеющая сталь
 DIN W.-Nr. 1.4301
 AISI 304

Текст предложения

Внимание! Фотография продукта может отличаться от существующего.

Номер изделия: По запросу
UPS 100-30 F

Насос с «мокрым» ротором, т.е. насос и электродвигатель образуют единый узел без уплотнения вала, только с двумя прокладками для уплотнения. Подшипники смазываются перекачиваемой жидкостью.

Чтобы избежать проблем в связи с утилизацией, большое внимание было уделено применению как можно меньшего количества различных материалов.

Характеристики насоса следующие:

- * 3 скорость электродвигателя.
- * Керамические радиальные подшипники.
- * Карбонный упорный подшипник.
- * Оболочка ротора, покрытие ротора, опорный диск из нержавеющей стали.
- * Кожух статора из алюминиевого сплава.
- * корпус насоса Чугун.
- * Статор со встроенным тепловым реле.

Электродвигатель – 3-фазный электродвигатель.

Насос поставляется со стандартным модулем в клеммной коробке.
Стандартный модуль необходимо подключить к сетевому питанию через внешний пускатель.

Система управления:

Реле: без реле

Жидкость:

Рабочая жидкость: Вода
Диапазон температур жидкости: -10 .. 120 °C
Температура перекачиваемой жидкости: 3 °C
Плотность: 1000 кг/м³

Технические данные:

Текущий рассчитанный расход: 22.9 м³/ч
Общий гидростатический напор насоса: 1.888 м
Данные на фирменной табличке: AAA,EAC

Материалы:

Корпус насоса: Чугун
EN-J L1040
ASTM 35 В - 40 В
Рабочее колесо: Нержавеющая сталь

DIN W.-Nr. 1.4301
AISI 304**Монтаж:**

Диапазон температуры окружающей среды: 0 .. 40 °C
Макс. рабочее давление: 6 бар
Трубное присоединение: DIN
Соединение труб: DN 100
Допустимое давление: PN 6
Монтажная длина: 450 мм

Данные электрооборудования:

Потребляемая мощность при скорости 1: 410 Вт
Потребляемая мощность при скорости 2: 460 Вт
Макс. потребляемая мощность: 670 Вт
Частота питающей сети: 50 Hz
Номинальное напряжение: 3 x 400-415 В
Ток при частоте вращения 1: 0.72 А
Ток при частоте вращения 2: 0.84 А
Ток при скорости 3: 1.55 А
Cos фи на скорости 1: 0.82
Cos фи на скорости 2: 0.79
Cos фи: 0.62
Класс изоляции (IEC 85): H
Enclosure class (IEC 60529): X4D

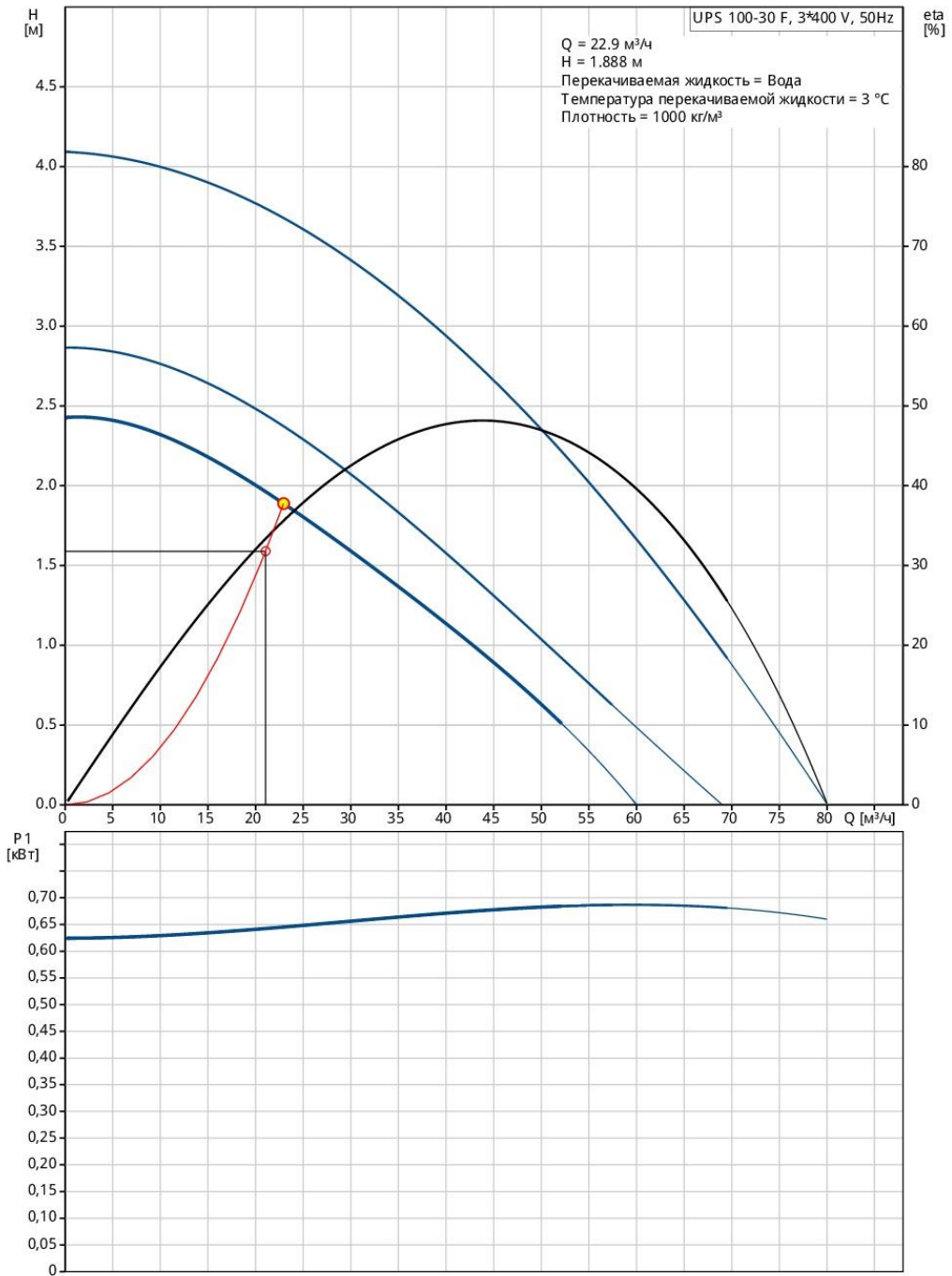
Другое:

Нетто вес: 46.4 кг
Брутто вес: 54.2 кг
Объем упаковки: 0.2 м³
Страна происхождения: RS
ТН ВЭД ЕАЭС Код: 8413703000

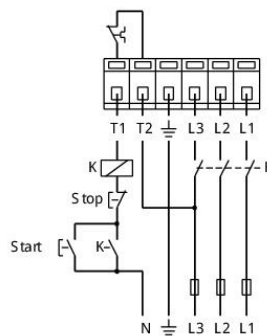
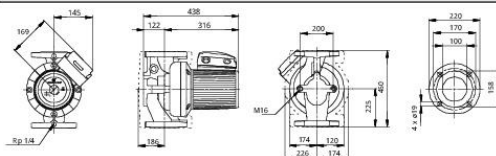
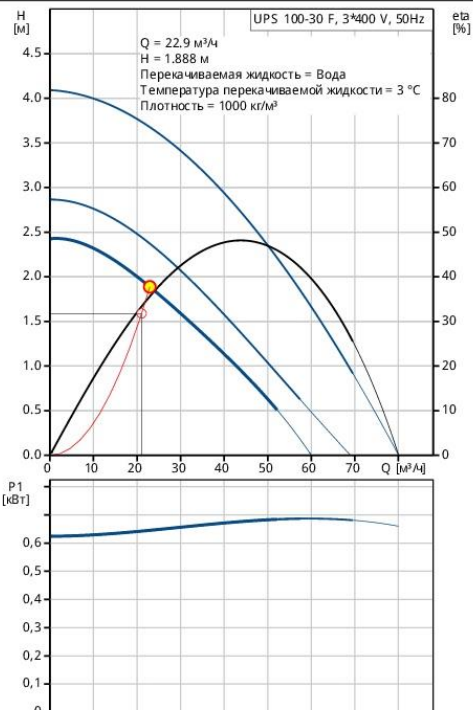
Позиция	Счет	Параметр
	1	<p>UPS 100-30 F</p>  <p>Внимание! Фотография продукта может отличаться от существующего.</p> <p>Номер изделия: По запросу Насос с «мокрым» ротором, т.е. насос и электродвигатель образуют единый узел без уплотнения вала, только с двумя прокладками для уплотнения. Подшипники смазываются перекачиваемой жидкостью.</p> <p>Чтобы избежать проблем в связи с утилизацией, большое внимание было уделено применению как можно меньшего количества различных материалов.</p> <p>Характеристики насоса следующие:</p> <ul style="list-style-type: none"> * 3 скорость электродвигателя. * Керамические радиальные подшипники. * Карбонный упорный подшипник. * Оболочка ротора, покрытие ротора, опорный диск из нержавеющей стали. * Кожух статора из алюминиевого сплава. * корпус насоса Чугун. * Статор со встроенным тепловым реле. <p>Электродвигатель – 3-фазный электродвигатель.</p> <p>Насос поставляется со стандартным модулем в клеммной коробке. Стандартный модуль необходимо подключить к сетевому питанию через внешний пускатель.</p> <p>Система управления: Реле: без реле</p> <p>Жидкость: Рабочая жидкость: Вода Диапазон температур жидкости: -10 .. 120 °C Температура перекачиваемой жидкости: 3 °C Плотность: 1000 кг/м³</p> <p>Технические данные: Текущий рассчитанный расход: 22.9 м³/ч Общий гидростатический напор насоса: 1.888 м Данные на фирменной табличке: AAA,EAC</p> <p>Материалы: Корпус насоса: Чугун EN-J L1040 ASTM 35 B - 40 B Рабочее колесо: Нержавеющая сталь DIN W.-Nr. 1.4301</p>

Позиция	Счет	Параметр
		AISI 304
		<p>Монтаж: Диапазон температуры окружающей среды: 0 .. 40 °C Макс. рабочее давление: 6 бар Трубное присоединение: DIN Соединение труб: DN 100 Допустимое давление: PN 6 Монтажная длина: 450 мм</p> <p>Данные электрооборудования: Потребляемая мощность при скорости 1: 410 Вт Потребляемая мощность при скорости 2: 460 Вт Макс. потребляемая мощность: 670 Вт Частота питающей сети: 50 Hz Номинальное напряжение: 3 x 400-415 В Ток при частоте вращения 1: 0.72 А Ток при частоте вращения 2: 0.84 А Ток при скорости 3: 1.55 А Cos φ на скорости 1: 0.82 Cos φ на скорости 2: 0.79 Cos φ: 0.62 Класс изоляции (IEC 85): H Enclosure class (IEC 60529): X4D</p> <p>Другое: Нетто вес: 46.4 кг Брутто вес: 54.2 кг Объем упаковки: 0.2 м³ Страна происхождения: RS ТН ВЭД ЕАЭС Код: 8413703000</p>

По запросу UPS 100-30 F 50 Гц



Описание	Значение
Общие сведения:	
Наименование продукта:	UPS 100-30 F
№ продукта:	По запросу
EAN код:	По запросу
Цена:	1.311,00 UER
Технические данные:	
Количество скоростей:	3
Текущий рассчитанный расход:	22.9 м³/ч
Общий гидростатический напор насоса:	1.888 м
Макс гидростатический напор:	30 дм
Данные на фирменной табличке:	AAA, EAC
Материалы:	
Корпус насоса:	Чугун EN-J L1040 ASTM 35 B - 40 B
Рабочее колесо:	Нержавеющая сталь DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304
Монтаж:	
Диапазон температуры окружающей среды:	0 .. 40 °C
Макс. рабочее давление:	6 бар
Трубное присоединение:	DIN
Соединение труб:	DN 100
Допустимое давление:	PN 6
Монтажная длина:	450 мм
Жидкость:	
Рабочая жидкость:	Вода
Диапазон температур жидкости:	-10 .. 120 °C
Температура перекачиваемой жидкости:	3 °C
Плотность:	1000 кг/м³
Данные электрооборудования:	
Потребляемая мощность при скорости 1:	410 Вт
Потребляемая мощность при скорости 2:	460 Вт
Макс. потребляемая мощность:	670 Вт
Частота питающей сети:	50 Hz
Номинальное напряжение:	3 x 400-415 В
Ток при частоте вращения 1:	0.72 А
Ток при частоте вращения 2:	0.84 А
Ток при скорости 3:	1.55 А
Сos φи на скорости 1:	0.82
Сos φи на скорости 2:	0.79
Сos φи:	0.62
Класс изоляции (IEC 85):	H
Enclosure class (IEC 60529):	X4D
Защита электродвигателя:	CONTACT
Тепловая защита:	внешн.
Система управления:	
Реле:	без реле
Положение коробки выводов:	1.30H
Другое:	
Нетто вес:	46.4 кг
Брутто вес:	54.2 кг
Объем упаковки:	0.2 м³
Страна происхождения:	RS
TN ВЭД ЕАЭС Код:	8413703000





Название компании:

Разработано:

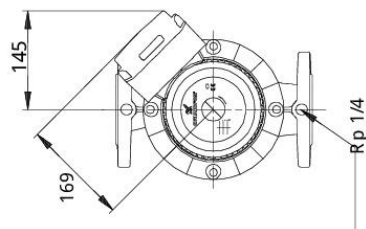
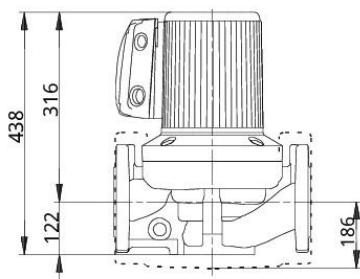
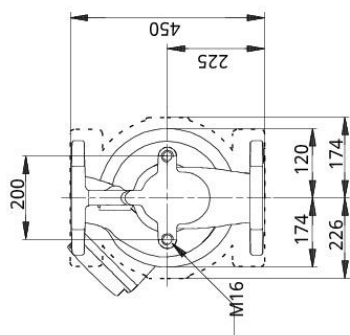
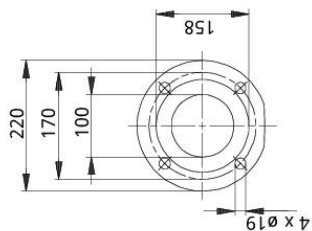
Телефон:

Дата:

24.06.2018

По запросу UPS 100-30 F 50 Гц

По запросу UPS 100-30 F 50 Гц



Внимание! Все размеры даны в [мм], если не указано иное.
Правовая оговорка: На данном упрощенном габаритном чертеже представлены не все компоненты.



Название компании:
Разработано:
Телефон:

Дата: 24.06.2018

Данные заказа:

Наименование продукции: UPS 100-30 F
Кол-во: 1
№ продукта: По запросу
Цена: 1.311,00 UER

Итого: 1.311,00 UER

ПРИЛОЖЕНИЕ К

Подбор оборудования для системы вентиляции



PRIO 160EC CIRC. DUCT FAN

Артикул 78185

Цена: 459,00 EUR

Document type: Технический паспорт

Дата создания: 2018-06-24

Кем создан: Systemair Онлайн Каталог



Описание

Вентиляторы ЕС - это интеллектуальные устройства со встроенной электроникой, всегда обеспечивающей работу двигателя оптимальной нагрузкой.

С ЕС-двигателями доля электроэнергии, используемой эффективно, выше, что в результате значительно снижает потребление электроэнергии по сравнению с асинхронными двигателями.

Еще одной особенностью вентиляторов ЕС является их энергосберегающий потенциал не только при полной нагрузке, но особенно при регулировании скорости, то есть при частичной нагрузке.

Вентилятор с ЕС-двигателем при частичной нагрузке использует намного меньше электроэнергии, чем вентилятор с асинхронным двигателем аналогичной мощности.

Снижение энергопотребления обеспечивает снижение эксплуатационных расходов.

Серия prioAir предназначена для установки в воздуховоды. Модели prioAir имеют патрубки длиной 25 мм в соотв. EN 1506:1997. Вентиляторы оснащены аэродинамически оптимизированными крыльчатками и рабочими колесами.

Устройства защиты электродвигателя встроены в его электронику. Герметичный корпус (класс герметичности С в соответствии с EN12237:2003) изготовлен из специального композитного материала. Монтажные крепежи облегчают установку и демонтаж, а также предотвращают передачу вибраций в канал. Крепежный кронштейн к стене или потолку может быть заказан в качестве аксессуара. Для установки в местах с повышенной влажностью мы рекомендуем использовать таймер включения.

Вентилятор поставляется с предварительно установленным потенциометром (0-10 В), что позволяет его легко настроить на нужную рабочую точку.



Технические данные

Номинальные параметры	
Напряжение	230 В
Частота	50/60 Гц
Фазность	1 ~
Входная мощность (P1)	77,1 Вт
Ток	0,659 А
Макс. расход воздуха	806 м³/ч
Частота вращения	4304 1/мин
Вес	1,6 кг
Температурные параметры	
Максимальная температура перемещаемого воздуха	55 °С
Акустические параметры	
Уровень звукового давления на расстоянии 3м (20м² Сэбин)	47 дБ(А)

Наименование: PRIO 160EC CIRC. DUCT FAN | Артикул: 78185

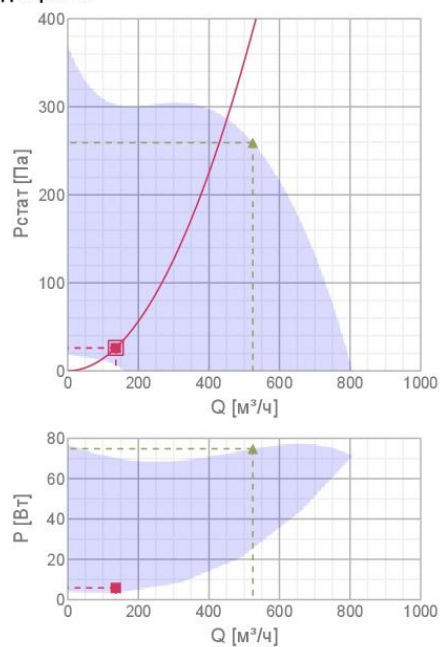
Document type: Product card | Дата создания: 2018-06-24 | Кем создан: Онлайн каталог

1 / 5

Защита / Классификация	
Класс изоляции	B
Класс защиты двигателя	IP44

Характеристики

Диаграммы



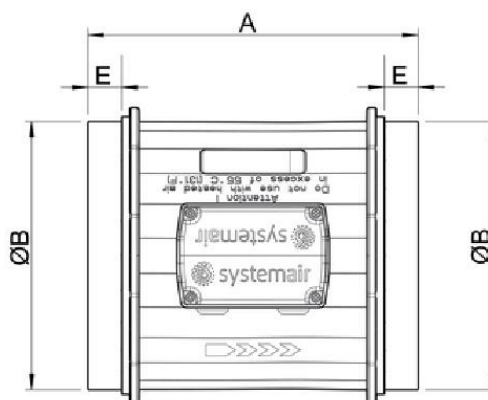
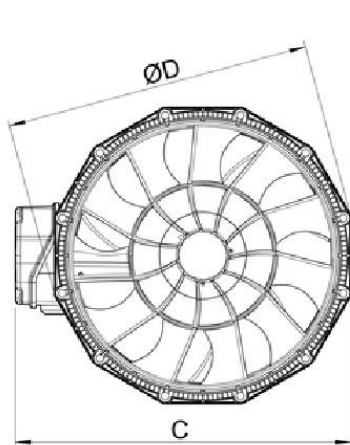
Подбор

Гидравлические данные	
<input type="checkbox"/> Заданный расход воздуха	136 м³/ч
<input type="checkbox"/> Заданное статическое давление	26 Па
<input checked="" type="checkbox"/> Рабочий расход	136 м³/ч
<input checked="" type="checkbox"/> Рабочее статическое давление	26 Па
<input checked="" type="checkbox"/> Мощность	5,86 Вт
Скорость	1336 1/мин
Ток	0,081 А
SFP	0,155 кВт/м³/с
Напряжение	230 В

Макс. эффективность

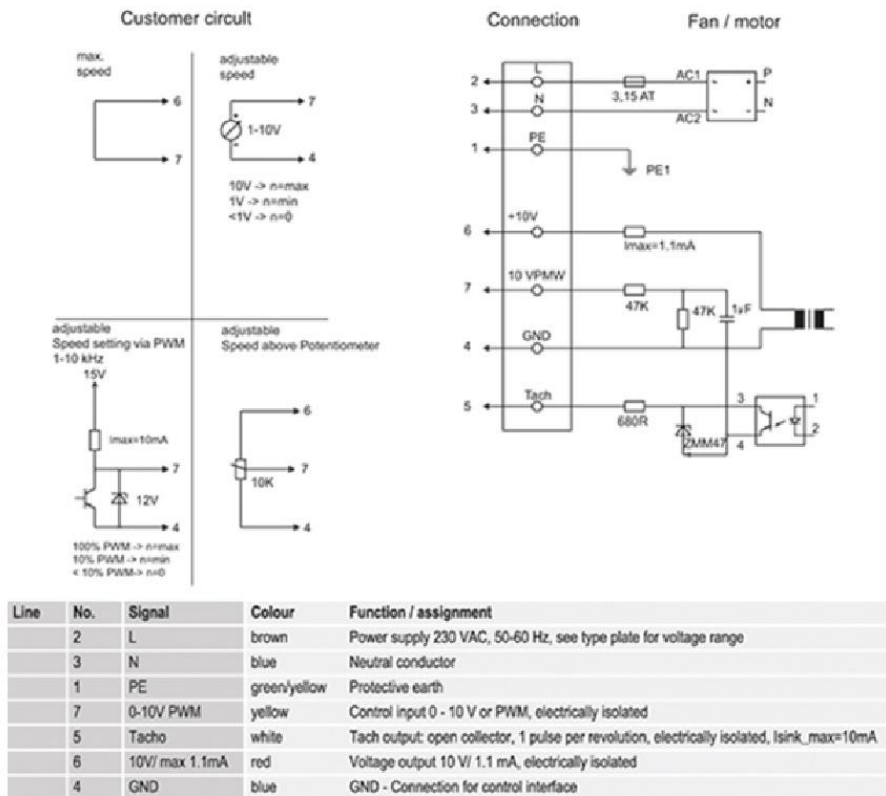
Гидравлические данные	
▲ Рабочий расход	524 м³/ч
▲ Рабочее статическое давление	259 Па
▲ Мощность	74,8 Вт
Скорость	4340 1/мин
Ток	0,643 А
SFP	0,514 кВт/м³/с
Напряжение	230 В

Размеры



	A	ØB	C	ØD	E
prio 160	220	159	211	187	25

Схема подключения



Принадлежности

Электрические принадлежности


[HR 1 Room Humidistat IP21 \(5150\)](#)
[RT 0-30 Room Thermostat \(5151\)](#)
[CO2RT-R-D Transmitter \(6993\)](#)
[Presence detector/IR24-P \(6995\)](#)
[MTV-1/010 Controller 0...10V+ \(30650\)](#)
[DMD-C Pressure controller \(15793\)](#)
[MTP 10...10K...Speed control \(32731\)](#)
[EC-Vent Room Unit \(3018\)](#)
[EC-Vent control board \(3115\)](#)
[REV-3POL/03 ON/OFF \(33978\)](#)
[MTP 20...on/off...3-step \(310220\)](#)
[EC-Basic-T temperature \(24805\)](#)
[EC-Basic-U universal 0-10V \(24806\)](#)
[EC-Basic-H humidity \(24807\)](#)


Принадлежности

[CB 160-1,2 230V/1 Duct heater \(5291\)](#)
[CB 160-2,1 230V/1 Duct heater \(5292\)](#)
[CB 160-2,7 230V/1 Duct heater \(5382\)](#)
[CB 160-5,0 400V/2 Duct heater \(5383\)](#)
[CBM 160-2,1 230V/1 Duct heater \(5482\)](#)
[VBF 160 Water heating battery \(1731\)](#)
[CWK 160-3-2,5 Duct cooler.circ \(30022\)](#)
[VBC 160-2 Water heating batt \(5458\)](#)
[LDC 160-600 Silencer \(5192\)](#)
[LDC 160-900 Silencer \(5193\)](#)
[FFR 160 Filter cassette \(1770\)](#)
[FGR 160 Filter cassette G3 \(1809\)](#)
[FK 160 Fast clamp \(1610\)](#)
[VKK-160 Back draft damper \(1625\)](#)
[IGK-160 Wall Grid \(1632\)](#)
[RSK-160 Back draft damper \(5601\)](#)
[VK-15 Louvre shutter \(5605\)](#)
[SG 160 Protection guard \(5608\)](#)
[THB 160 Hood w. cover pl. Red \(2034\)](#)
[THB 160 Hood w.cover pl. black \(1764\)](#)
[THS 160 Hood w.cover pl. black \(1839\)](#)
[THS 160 Hood w. cover pl. Red \(2044\)](#)
[VBC 160-3 Water heating batt \(9840\)](#)

Документация

 [PrioAir EC und E2_160114_DE,EN,SE,RU_002_313047_web.pdf \(3,31MB\)](#)

 [eu declaration of conformity_prioAir_en_\[001\].pdf \(47,80kB\)](#)

 [prioair160_o_rahmen.dxf \(4,72MB\)](#)

Шумовые характеристики

	Гц	общ	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
LwA к входу	дБ(A)	71	58	60	64	66	65	62	47	50
LwA к выводу	дБ(A)	73	60	62	66	68	67	64	59	52
LwA к окружению	дБ(A)	56	43	45	49	51	50	47	42	35

Условия измерений: qv = 0,8 м3/с, Ps = 500 Па

DVG-H 450D4-8/F400

Артикул 95010

Version: 4-pol
Цена: 2273,00 EUR

Document type: Технический паспорт
Дата создания: 2018-06-24
Кем создан: Systemair Онлайн Каталог

Описание

- Smoke and heat extract unit + normal ventilation
- Horizontal exhaust
- Up to 400°C / 120 min (F400/120, F400/90, F300, F200)
- Normal ventilation up to 120°C continuous operation
- Service switch serial
- Suitable for coastal applications
- Snow load class SL 1000 (suitable for heated or unheated buildings up to SL 1000)
- Wide range of accessories
- Tested acc. to EN 12101-3 at LGAI, Barcelona
- CE-certified acc. to EN 12101-3 at BSI, UK

DVG smoke and heat extract fans are used in case of fire to extract smoke gases from rooms, and also during normal working conditions for standard ventilation. Smoke-free escape ways increase the chances to rescue people in case of fire.

The casing is manufactured from seawater resistant aluminium. The base frame is made of pre-galvanised steel, zinc-magnesium (ZM) coated. Impeller with backward-curved blades is manufactured from pre-galvanized steel (sizes 355, 450), respectively from steel, welded and galvanized. Motor outside air stream is cooled with fresh air.

Electric motor of **IE1 standard efficiency, single or two speed, respectively IE2 high efficiency single speed motor at 4 and 6 pole fans from 0,75 kW output power**. PTC serial built-in. For two speed fans (up to 4 kW) two speed switch is available as accessory (in this case thermal contact must be ordered; not suitable for PTC or without thermal contact). In case of fire eventual two speed switch and all motor protective devices must be bridged to guarantee functional capability (connection direct to the mains). For speed control use only frequency converter (please see instructions for details). Not suitable for voltage control. If frequency converter used in case of fire, PTC must be bridged and switching on max. speed even after eventual short supply cut off assured. Operating over 50 Hz is allowed at units on request only. At frequency controlled units additional EMC protection could be needed (on request). Please observe capability of service switch for cable connection. The data of input power and current may slightly vary due to different motor supplier.



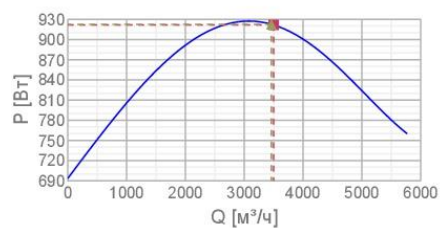
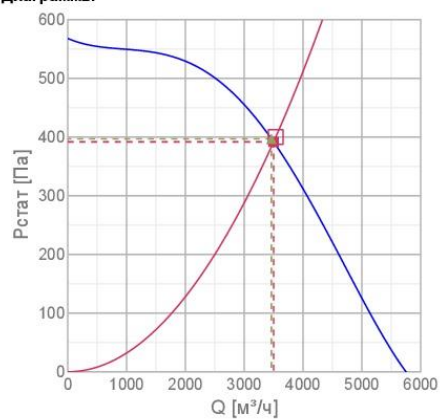
Технические данные

Номинальные параметры	
Напряжение	400 В
Частота	50 Гц
Фазность	3 ~
Входная мощность (P1)	927 Вт
Номинальная мощность на валу (P2)	1100 Вт
Ток	3,1 А
Пусковой ток	12,4 А
Макс. расход воздуха	5770 м³/ч
Частота вращения	1400 1/мин
Вес	55 кг
Температурные параметры	
Максимальная температура перемещаемого воздуха	120 °C
Акустические параметры	
Уровень звукового давления на расстоянии 4м (свободный объем)	67 дБ(А)
Уровень звукового давления на расстоянии 10м (свободный объем)	60 дБ(А)

Защита / Классификация	
Класс изоляции	F
Класс защиты двигателя	IP55
Номинальные параметры	
Максимальная температура перемещаемого воздуха, 120 мин	400 °C
Control/motor data	
Подключение двигателя	YY

Характеристики

Диаграммы



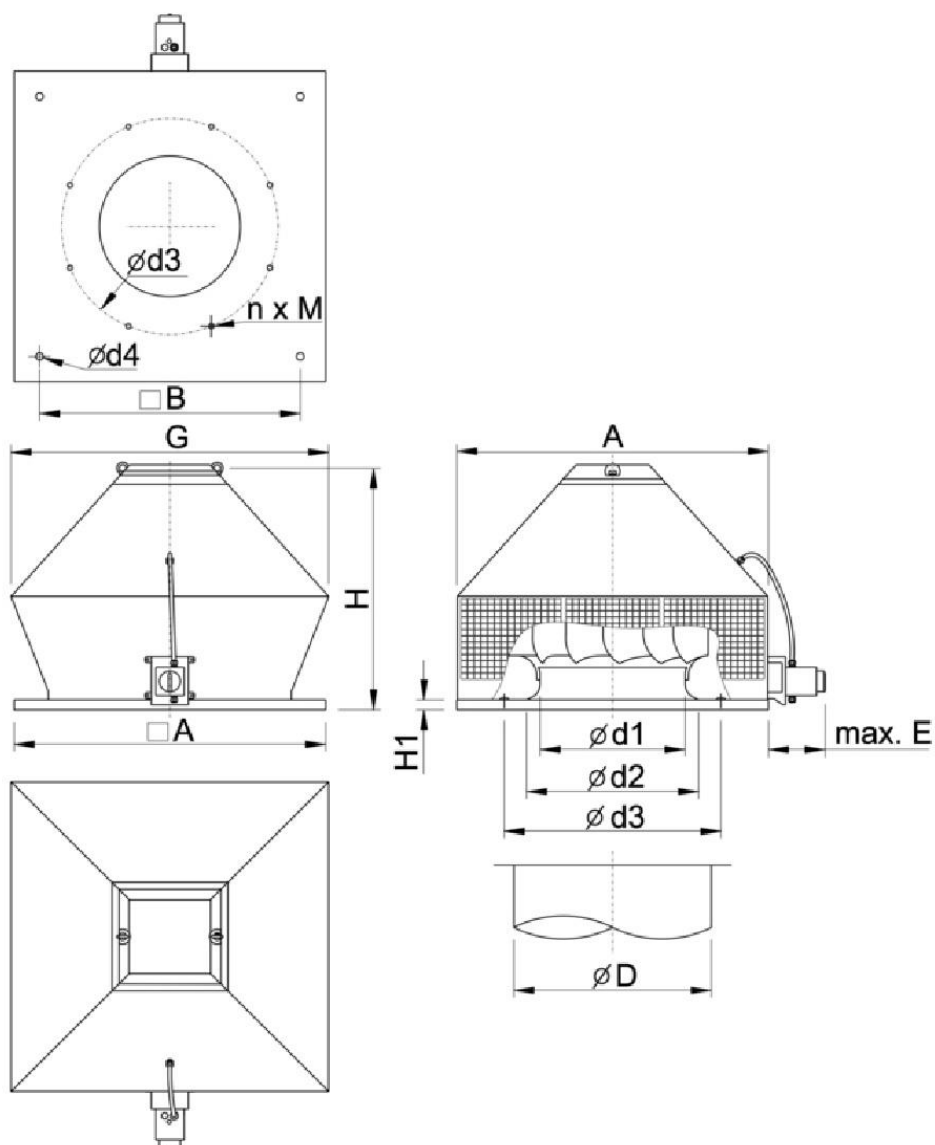
Подбор

Гидравлические данные	
<input type="checkbox"/> Заданный расход воздуха	3536 м³/ч
<input type="checkbox"/> Заданное статическое давление	400 Па
<input checked="" type="checkbox"/> Рабочий расход	3499 м³/ч
<input checked="" type="checkbox"/> Рабочее статическое давление	392 Па
<input checked="" type="checkbox"/> Мощность	922 Вт
Скорость	1409 1/мин
Ток	1,73 А
SFP	0,948 кВт/м³/с
Напряжение	400 В

Макс. эффективность

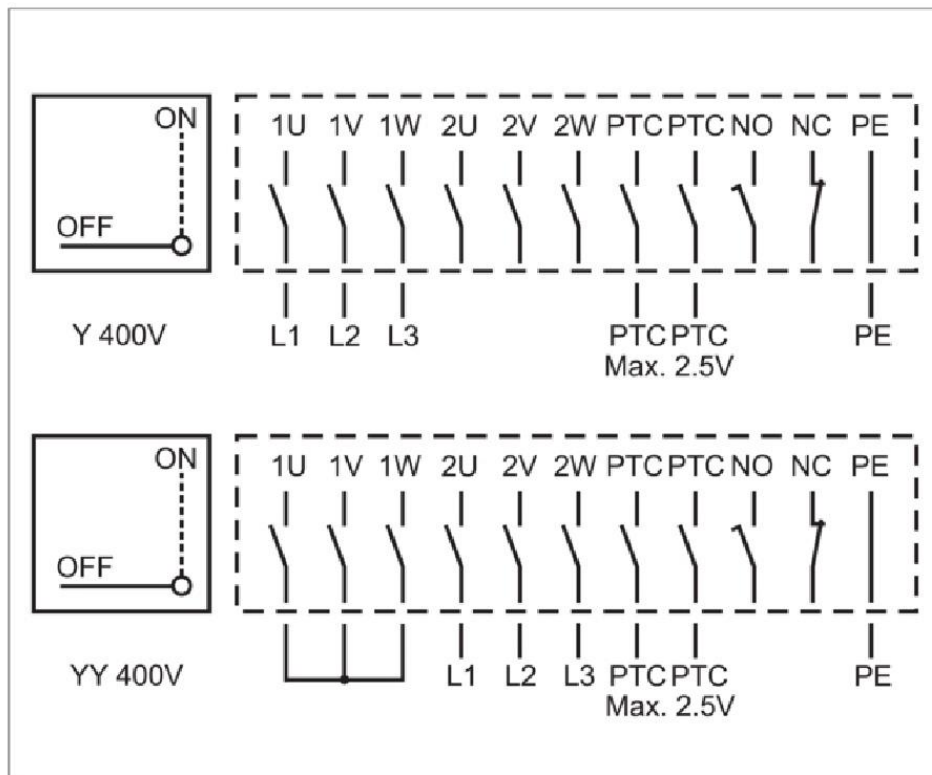
Гидравлические данные	
▲ Рабочий расход	3462 м ³ /ч
▲ Рабочее статическое давление	397 Па
▲ Мощность	923 Вт
Скорость	1409 1/мин
Ток	1,73 А
SFP	0,959 кВт/м ³ /с
Напряжение	400 В

Размеры



	A	B	G	ød1	ød2	ød3	nxM	ød4	øD	E	H1	H
DVG-H 400, 450	668	535	854	286	379	438	6xM8	12	400	240	30	650

Схема подключения



Lock the service switch in position ON to prevent unintended switch OFF!

Lock is not in scope of fan.
Upper connection: low speed
Lower connection: high speed

Принадлежности

Электрические принадлежности

[S-DT2DKT Two speed switch Y/YY \(2698\)](#)

[U-EK230E EX Motorprot. \(30199\)](#)

Принадлежности

[ASFV G315-450 flange \(3700\)](#)

[ASG/F 400-450 in flow box \(309949\)](#)

[ASSG/F 315-450 Flex. conn. \(309955\)](#)

[FDG/F 400-450 flat roof socket \(309941\)](#)

[SSG/F 400-450 socket silencer \(309945\)](#)

[VKG/F 315-450 shutter \(309952\)](#)


[SSGE/F 400-450 socket silencer \(95113\)](#)

[FDGE/F 400-450 roof socket \(95117\)](#)


Документация


[IMO_DVG_de_gb_s_ru_28_09_2011.pdf \(713,05kB\)](#)

 Certif_DVV_XS_XL_DVAX_DVG_BKF_2015_0086_CPR_597958.pdf (719,51kB)

 Certif_DVV_DVAX_DVG_BKF_2015_Kitemark_KM_646474.pdf (750,76kB)

 I058AA_06_DVG_F400_DoP_25_07_2017.pdf (67,03kB)

 DVG_H_400_450_M1_10_04.dxf (2,26MB)

 DVG_E8303_26_03_2018.pdf (2,38MB)

Шумовые характеристики

450D4	Гц	Общ.	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
LwA к входу	дБ(A)	88	56	71	73	78	86	74	67	63
LwA к окружению	дБ(A)	88	60	75	79	83	84	78	71	67

DVG-H 630D4-6-S/F400

Артикул 95022

Version: 4-pol
Цена: 3764,00 EUR

Document type: Технический паспорт
Дата создания: 2018-06-24
Кем создан: Systemair Онлайн Каталог

Описание

- Smoke and heat extract unit + normal ventilation
- Horizontal exhaust
- Up to 400°C / 120 min (F400/120, F400/90, F300, F200)
- Normal ventilation up to 120°C continuous operation
- Service switch serial
- Suitable for coastal applications
- Snow load class SL 1000 (suitable for heated or unheated buildings up to SL 1000)
- Wide range of accessories
- Tested acc. to EN 12101-3 at LGAI, Barcelona
- CE-certified acc. to EN 12101-3 at BSI, UK

DVG smoke and heat extract fans are used in case of fire to extract smoke gases from rooms, and also during normal working conditions for standard ventilation. Smoke-free escape ways increase the chances to rescue people in case of fire.

The casing is manufactured from seawater resistant aluminium. The base frame is made of pre-galvanised steel, zinc-magnesium (ZM) coated. Impeller with backward-curved blades is manufactured from pre-galvanized steel (sizes 355, 450), respectively from steel, welded and galvanised. Motor outside air stream is cooled with fresh air.

Electric motor of **IE1 standard efficiency, single or two speed, respectively IE2 high efficiency single speed motor at 4 and 6 pole fans from 0,75 kW output power**. PTC serial built-in. For two speed fans (up to 4 kW) two speed switch is available as accessory (in this case thermal contact must be ordered; not suitable for PTC or without thermal contact). In case of fire eventual two speed switch and all motor protective devices must be bridged to guarantee functional capability (connection direct to the mains). For speed control use only frequency converter (please see instructions for details). Not suitable for voltage control. If frequency converter used in case of fire, PTC must be bridged and switching on max. speed even after eventual short supply cut off assured. Operating over 50 Hz is allowed at units on request only. At frequency controlled units additional EMC protection could be needed (on request).



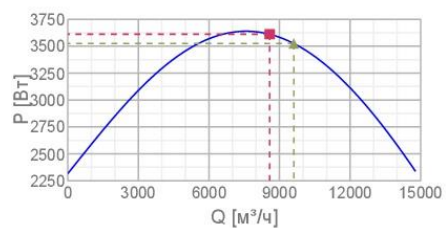
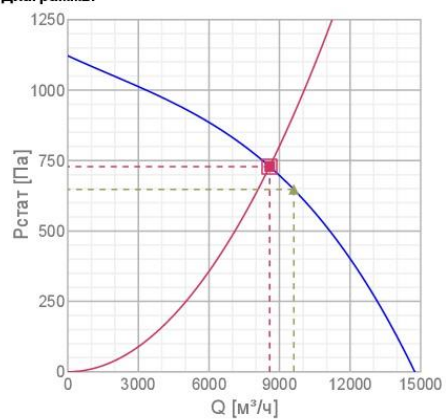
Технические данные

Номинальные параметры		
Напряжение	400	В
Частота	50	Гц
Фазность	3	~
Входная мощность (P1)	3580	Вт
Номинальная мощность на валу (P2)	3000	Вт
Ток	6,9	А
Пусковой ток	38	А
Макс. расход воздуха	14800	м³/ч
Частота вращения	1450	1/мин
Вес	123	кг
Температурные параметры		
Максимальная температура перемещаемого воздуха	120	°C
Акустические параметры		
Уровень звукового давления на расстоянии 4м (свободный объем)	74	дБ(А)
Уровень звукового давления на расстоянии 10м (свободный объем)	68	дБ(А)

Защита / Классификация	
Класс изоляции	F
Класс защиты двигателя	IP55
Номинальные параметры	
Максимальная температура перемещаемого воздуха, 120 мин	400 °C
Control/motor data	
Подключение двигателя	Y

Характеристики

Диаграммы



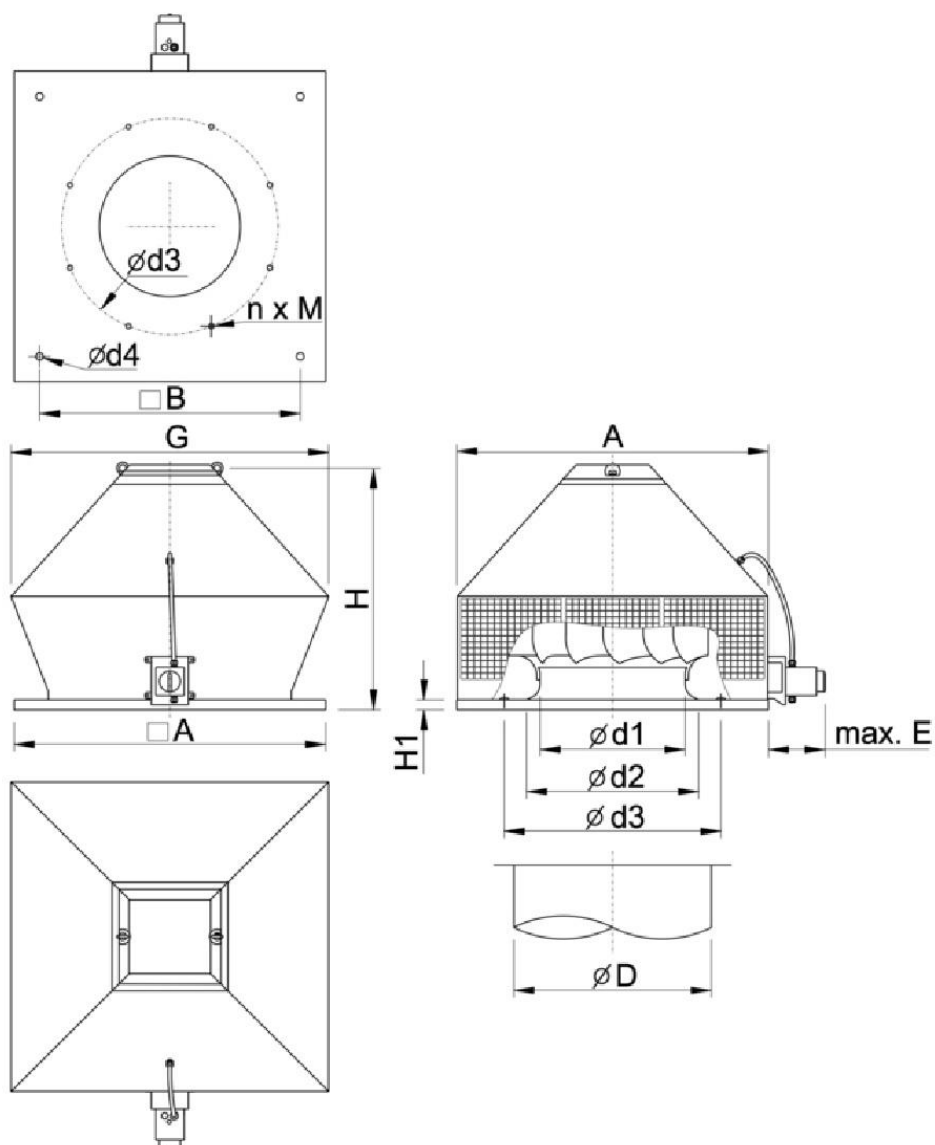
Подбор

Гидравлические данные	
<input type="checkbox"/> Заданный расход воздуха	8576 м³/ч
<input type="checkbox"/> Заданное статическое давление	728 Па
<input checked="" type="checkbox"/> Рабочий расход	8581 м³/ч
<input checked="" type="checkbox"/> Рабочее статическое давление	729 Па
<input checked="" type="checkbox"/> Мощность	3612 Вт
Скорость	1428 1/мин
Ток	6,17 А
SFP	1,52 кВт/м³/с
Напряжение	400 В

Макс. эффективность

Гидравлические данные	
▲ Рабочий расход	9607 м ³ /ч
▲ Рабочее статическое давление	647 Па
▲ Мощность	3526 Вт
Скорость	1431 1/мин
Ток	6,07 А
SFP	1,32 кВт/м ³ /с
Напряжение	400 В

Размеры

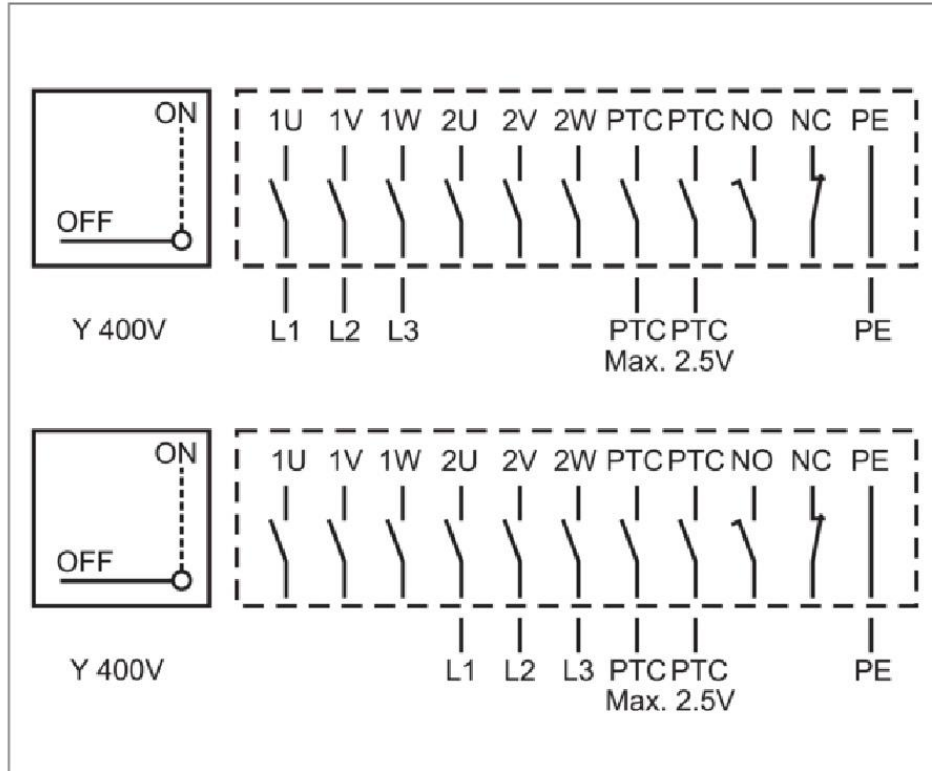


Наименование: **DVG-H 630D4-6-S/F400** | Артикул: **95022** | Version: **4-pol**
Document type: **Product card** | Дата создания: **2018-06-24** | Кто создан: **Онлайн каталог**

3 / 5

	A	B	G	ød1	ød2	ød3	nxM	ød4	øD	E	H1	H
DVG-H 630	1039	840	1072	451	570	690	12xM8	14	630	240	40	858

Схема подключения



Lock the service switch in position ON to prevent unintended switch OFF!
 Lock is not in scope of fan.
 Upper connection: low speed
 Lower connection: high speed

Принадлежности

Электрические принадлежности
[S-DT2GKT Two speed switch Y/Y \(2699\)](#)

Принадлежности
[ASFV G630 flange \(3702\)](#)
[ASG/F 630 inflow box \(309951\)](#)
[ASSG/F 630 Flex. conn. \(309957\)](#)
[FDG/F 630 flat roof socket \(309943\)](#)
[SSG/F 630 socket silencer \(309947\)](#)
[VKG/F 630 shutter \(309954\)](#)
[SSGE/F 630 socket silencer \(95115\)](#)
[FDGE/F 630 roof socket \(95119\)](#)

Документация

[IMO_DVG_de_gb_s_ru_28_09_2011.pdf \(713,05kB\)](#)

 Certif_DVV_XS_XL_DVAX_DVG_BKF_0086_CPR_597958.pdf (732,14kB)

 Certif_DVV_DVAX_DVG_BKF_Kitemark_KM_646474.pdf (798,16kB)

 I058AA_06_DVG_F400_DoP_25_07_2017.pdf (67,03kB)

Шумовые характеристики

630D4-S	Гц	Общ.	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
LwA к входу	дБ(A)	94	60	86	80	83	87	87	87	72
LwA к окружению	дБ(A)	96	66	85	87	90	91	88	85	73

Изображение CAD

 DVG_H_630_M1_10_02.dxf (726,51kB)

TOPVEX SF03 EL 15,3KW

Артикул **39397**

Цена: 5410,00 EUR

Document type: **Технический паспорт**
 Дата создания: **2018-06-24**
 Кем создан: **Systemair Онлайн Каталог**

Описание

- **6 типоразмеров с расходом воздуха от 150 до 4500 м³/ч**
- **Низкое потребление электроэнергии**
- Энергоэффективный приточный вентилятор с EC- двигателем
- **Встроенная запрограммированная система автоматики**
- Встроенный годовой планировщик позволяет устанавливать параметры работы на каждую неделю с учетом праздничных и выходных дней в течение года
- Эффективные энергосберегающие функции
- **Бесступенчатое управление вентилятором**
- Поддержание постоянного давления в системе
- VAV, доступно как аксессуар
- **Большие инспекционные двери для легкого сервисного и технического обслуживания**
- Легкий доступ к основным компонентам и электрическим соединениям облегчает ввод агрегата в эксплуатацию и техническое обслуживание
- **Корпус из листовой стали с алюминиевым покрытием (AZ185)**
- Коррозионный класс C4 (Промышленные и прибрежные районы с умеренной солёностью)
- Срок службы листовой стали с покрытием AZ185 – более 50 лет
- **Управление внешним водяным или фреоновым охладителем**
- **Управление внешним вытяжным EC- вентилятором**
- **Заводское тестирование**



Torvex SF серия эффективных приточных воздухообрабатывающих агрегатов, разработанных для вентиляции автозаправочных станций, магазинов, офисов и других небольших помещений. Агрегаты легко монтировать и вводить в эксплуатацию.

Корпус агрегата представляет собой сэндвич-конструкцию с двух сторонней обшивкой из листовой стали с алюминиевым покрытием, AZ 185, с тепло-звукоизоляцией из минеральной ваты толщиной 50мм. Мешочный фильтр M5 с большой фильтрующей поверхностью обеспечивает длительный промежуток времени между заменами и низкие перепады давления. Агрегаты Torvex SF доступны к заказу в комплектации с электрическим нагревателем, в двух вариантах мощности на выбор, для типоразмеров SF02–SF06 или с водяным нагревателем, так же с двумя разными по мощности нагревателями, для типоразмеров SF02 – SF12.

Удобный доступ к клеммной коробке, которая включает в себя все электрические соединения, облегчает сервисное и техническое обслуживание агрегата.

Встроенная и запрограммированная система управления упрощает монтаж и ввод агрегата в эксплуатацию. Torvex SF имеет удобную для пользователя русифицированную систему управления с удобно структурированным меню. Встроенный «Мастер запуска» укажет какие настройки необходимо задать для корректной работы агрегата. Встроенная система управления позволяет управлять скоростью вентилятора, температурой воздуха, и параметрами работы в течение недели. Torvex SF имеет другие энергосберегающие функции, такие как свободное охлаждение, сезонное соотношение температур, управление вентилятором. Переключение между нормальной и сниженной скоростью вентилятора в зависимости от показателей датчиков CO₂-, VOC-, датчика влажности или детектора движения.

VAV, постоянное поддержание расхода в системе доступно опционально.

В стандартную комплектацию Torvex SF входят следующие коммуникационные функции: Built-inweb, Cloud, Modbus, BACnet, Exoline. LON доступен опционально.

Конфигуратор E-tool. Etool© это компьютерная программа с графическим интерфейсом. Программа дает прекрасную возможность просмотра настроек контроллера Соггиге. Используя программу Etool©, все настройки могут быть выполнены на компьютере и загружены в контроллер. Определенная конфигурация контроллера может быть сохранена на компьютере для дальнейшего использования. Etool© можно скачать бесплатно а сайте: <http://www.regincontrols.com>

Обозначение агрегата.

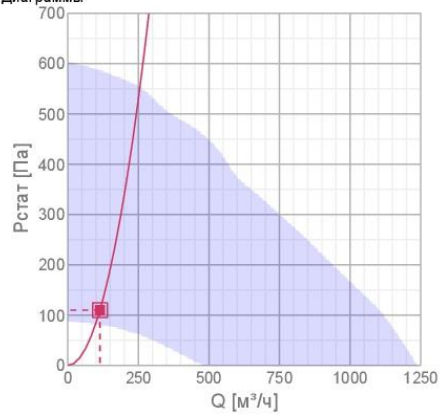
- **Модель: SF** (Приточный воздухообрабатывающий агрегат)
- **Типоразмеры: 02, 03, 04, 06, 08 и 12** (02 ≈ 0,2 м³/с при номинальном расходе воздуха).
- **Нагреватель:**
- EL** (Электрический, два варианта мощности на выбор). Доступен для типоразмеров SF02-SF06.
- HWL** (Водянойнагреватель, низкой мощности). Доступен для типоразмеров SF02 - SF12.
- HWH**(Водянойнагреватель, высокой мощности). Доступен для типоразмеров SF02 - SF12.
- **Регулирование воздушного потока (аксессуар):**
- VAV** (Переменный расход воздуха = поддержание постоянного давления в системе).

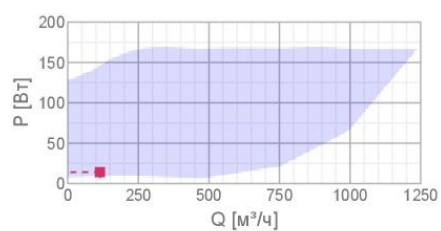
Технические данные

Агрегат	
Частота	50 Гц
Предохранитель	3 x 32 А
Диапазон расходов	749-1170 м³/ч
Класс защиты корпуса	IP23
Вес	60 кг
Напряжение	400 В
Фазность	3N ~
Нагреватель	
Тип нагревателя	Электрический
Мощность электрического нагревателя	15,3 кВт
Вентилятор, приточный	
Напряжение	230 В
Фазность	1 ~
Ток	1,19 А
Входная мощность (P1)	169 Вт
Частота вращения	2466 1/мин
Фильтр, приточный воздух	
Класс фильтра	M5
Акустические параметры	
Уровень звукового давления на расстоянии 3м (20м² Сэбин)	48,6 дБ(А)
ErP	
ErP ready	ErP 2018

Характеристики

Диаграммы





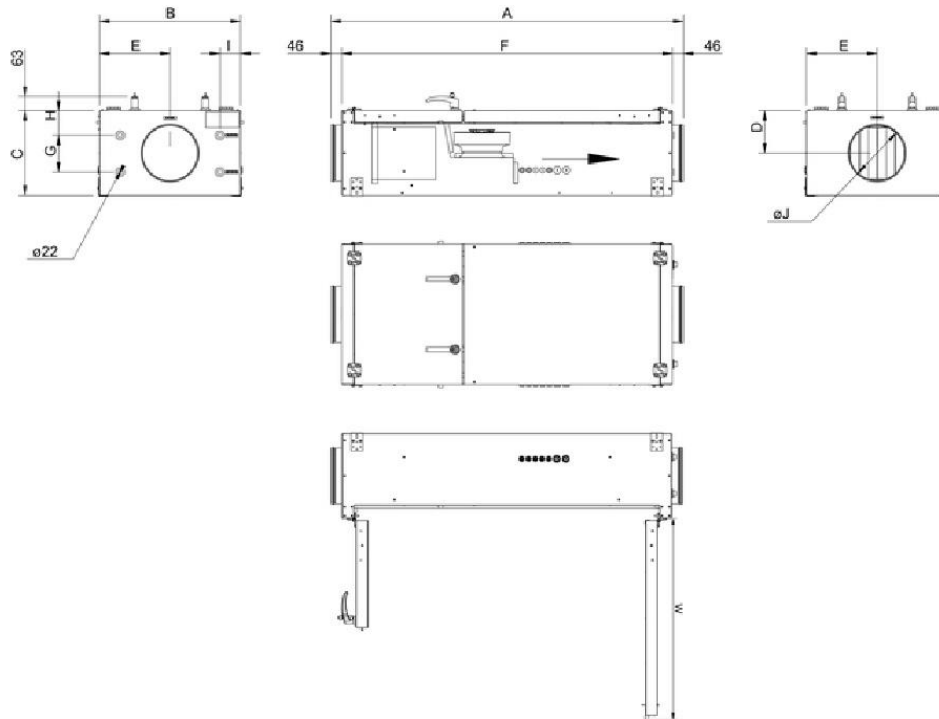
Подбор

Ед. измер.	
Расход воздуха	114 м³/ч
Статическое давление	110 Па
Расход воздуха	114 м³/ч
Статическое давление	110 Па
Мощность	14 Вт
SFP	0,441 кВт/м³/с
Напряжение	230 В

Уровень звуковой мощности		63	125	250	500	1к	2к	4к	8к	Общ
Вход	дБ(А)	43	39	42	34	32	22	11	9	47
Выход	дБ(А)	38	39	38	40	39	35	22	20	46
Кокружению	дБ(А)	19	22	24	18	12	4	-	-	27

Электрический нагреватель	
Температура воздуха на выходе	25 °С
Влажность воздуха на выходе	2 %
Номинальная мощность	15,3 кВт
Выходная мощность	13,7 %
Требуемая мощность	0 кВт

Размеры



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	øJ	W
Topvex SF02	1463	557	321	161	278	1366	150	88	92	200	844
Topvex SF03	1550	619	373	187	310	1454	162	109	92	250	893

Принадлежности

Электрические принадлежности

[TG-UH/PT1000 Wall sensor \(35203\)](#)
[F-T120 Timer frame \(5137\)](#)
[T 120 Timer \(5165\)](#)
[TG-R5/PT1000 Room sensor 0-50° \(5404\)](#)
[CO2RT-R-D Transmitter \(6993\)](#)
[TG-KH/PT1000 Duct sensor \(202705\)](#)
[Presence detector/IR24-PC \(7288\)](#)
[VAV Duct pressure control \(124197\)](#)
[E0R230K- Corrijo Remote Displ. \(27413\)](#)
[Room Controller S-ED-RU-DF0 \(27989\)](#)

Принадлежности

[CWK 315-3-2,5 Duct cooler circ \(30025\)](#)
[LDC 250-900 Silencer \(5196\)](#)
[ASF 250/KB Flex. connection \(2716\)](#)
[ITA 250 Intake grid \(8422\)](#)
[EFD 250 Damper + LF24 motor \(203915\)](#)
[Connectduct Ø 250/1_0 M/F \(2561\)](#)
[BFT SF03 Filter ePM10 60% \(209801\)](#)
[BFT SF03 Filter Coarse 50% \(209843\)](#)
[BFT SF03 Filter ePM1 60% \(209844\)](#)
[ODS Topvex SF03 \(133701\)](#)

13-4 4 14 15 16 11(6)3 10 4 12 12(6) 4 7 16 14 4(1) 7 10(7) 12(6) 4 1 4 12 17 7 10



111397, Москва, Зеленый пр-т, д20, 6 этаж
 www.veza.ru
 veza@veza.ru

Тел./факс: +7(495)989-47-20
 /факс +7(495)626-99-02



Новый

10 12 9 - 6 9 6 12 5. (13) 18. (20) 5. 9. 25.06

Заказчик:
 Адрес:

Тел./Факс: /
 E-mail:
 Для:
 Выполнил:

6(11)15(11) 4. 5.

Задача:Прямая; Типы:ВРАН6,ВРАН9-ЧР,ВРАН9,ВРАВ,ВРАВ; $R_o=1.2\text{кг/м}^3$; $Q_v=3510\text{м}^3/\text{ч}$; $P_{v\text{сет}}=559\text{Па}$

1(16) 4. 9. (19) 2. (b) 9. 5. 7.

Индекс:ВРАН9-4,5; Обл.прим.:Общепром.; Вид:Центробежный; Констр.:Односторонний; Схема:схема_1;
 Индекс:ВРАН9-ЧР; Давление:Полное; $D_{\text{ном}}=450\text{мм}$; Выхлоп=315x572мм; Исполнения по назначению и
 материалам:Общепромышленный; Климатическое исполнение:У1; Положение корпуса:П0;
 Сейсмостойкость:несейсмостойкое; $M=66.5\text{кг}$; Строка заказа:ВРАН9-4,5-Н-У1-1-1,1x1420-220/380-П0-0

15(16)17(19) 3.

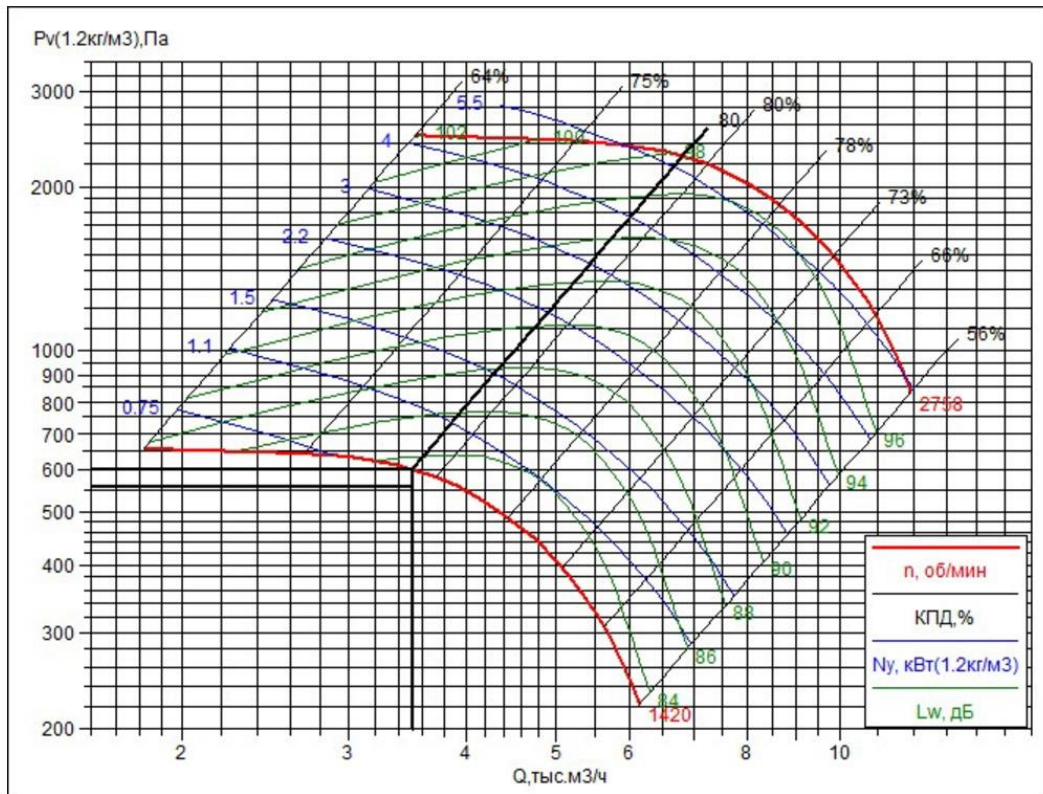
$R_o=1.2\text{кг/м}^3$; Сеть:Нет; $n_{\text{рк}}=1420\text{мин}^{-1}$; $Q_v=3510\text{м}^3/\text{ч}$; $P_v=604\text{Па}$; $P_{vs}=586\text{Па}$; $N_{\text{п}}=0.74\text{кВт}$; $N_y^*=0.81\text{кВт}$; $N_y=1.1\text{кВт}$;
 $\text{КПД}=80\%$; $V_{\text{вых}}=5.4\text{м/с}$; $L_{\text{вых}}=83\text{дБ}$

11 5. 9. 5. 7.

Двигатель:А80А4; $N_y=1.1\text{кВт}$; $n=1420\text{мин}^{-1}$; $f=50\text{Гц}$; $U=220/380\text{В}$; $2p=4$

16 9. 7. 5. 1. (11) (18) (11) 1. (11) (18) (11)

ВРАН9-4,5-Н-У1-1-1,1x1420-220/380-П0-0



RB 100-50/68-4 400V/3 DUCT HEA

Артикул **9650**
Цена: 2431,00 EUR

Document type: **Технический паспорт**
Дата создания: **2018-06-24**
Кем создан: **Systemair Онлайн Каталог**

Описание

Канальный воздушнонагреватель для установки в каналах прямоугольного сечения.

Изготовлен из стального листа с алюминиевым покрытием, имеет нагревательный элемент из нержавеющей стали, встроенную защиту от перегрева и ручную функцию управления. Может управляться как комнатным термостатом, так и ТТС. Минимальный расход воздуха принят из расчета минимальной скорости воздуха 1,5 м/сек. Нагреватели разработаны для получения максимальной температуры на выходе до 40°С.



Технические данные

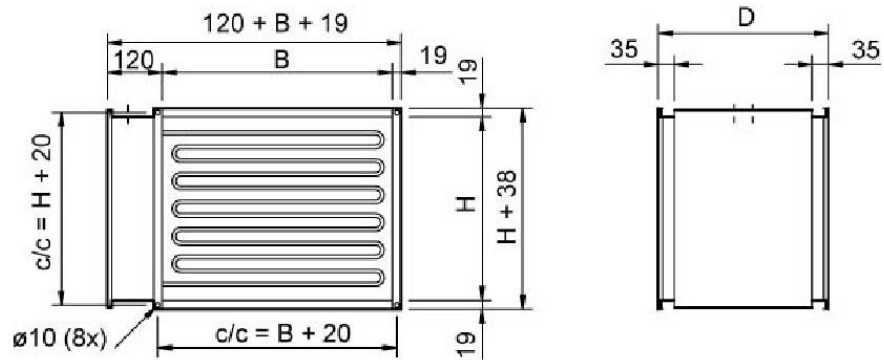
Мощность	68	кВт
Напряжение	400 3~	В
Ток	98,2	А
Минимальный расход воздуха	2800	м³/ч
Вес	42,1	кг

Принадлежности

Электрические принадлежности

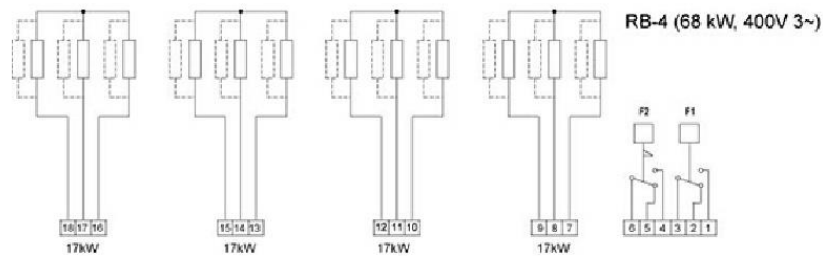
[TG-K330 Duct Sensor 0-30°C \(5160\)](#)
[TG-R430 Room sensor 0-30°C \(5162\)](#)
[TG-R530 Room sensor 0-30°C \(5163\)](#)
[TG-R630 External sensor \(5164\)](#)
[TTC-2000 Temp. control 25A \(5171\)](#)
[DTV500-OEM incl connection kit \(5044\)](#)
[TT-S4/D Step switching unit \(9154\)](#)

Размеры



	B	H	D
RB 40-20/9-1	400	200	370
RB 40-20/15-1	400	200	500
RB 50-25/15-1	500	250	370
RB 50-25/22-2	500	250	500
RB 50-30/15-1	500	300	370
RB 50-30/27-2	500	300	500
RB 60-30/22-2	600	300	500
RB 60-30/34-2	600	300	500
RB 60-35/27-2	600	350	370
RB 60-35/45-3	600	350	500
RB 70-40/27-2	700	400	370
RB 70-40/45-3	700	400	370
RB 80-50/45-3	800	500	370
RB 80-50/68-4	800	500	370
RB 80-50/68-4	1000	500	370
RB 100-50/68-4	1000	500	370
RB 100-50/80-5	1000	500	370

Схема подключения



F1 = Защита от перегрева, с автоматическим сбросом (60°C)

F2 = Защита от перегрева, с ручным сбросом (120°C)

Документация

RB RBM RBK IMO.pdf (102,09kB)

Conformity decl. RB RBM RBK 021024.pdf (32,12kB)

Теплопроизводительность

Electric heater calculation result

	Q [М ² /ч]	Отн. влажность вх/вых [%]	Т вх/вых [°C]	P nominal [кВт]	Требуемая мощность [кВт]	P output [%]
Подбор	3510	90/2	-22/25	68	0	95,1

LDC 400-900 SILENCER

Артикул 5198
Цена: 3 14,00 EUR

Document type: Технический паспорт
Дата создания: 2018-06-24
Кем создан: Systemair Онлайн Каталог

Описание

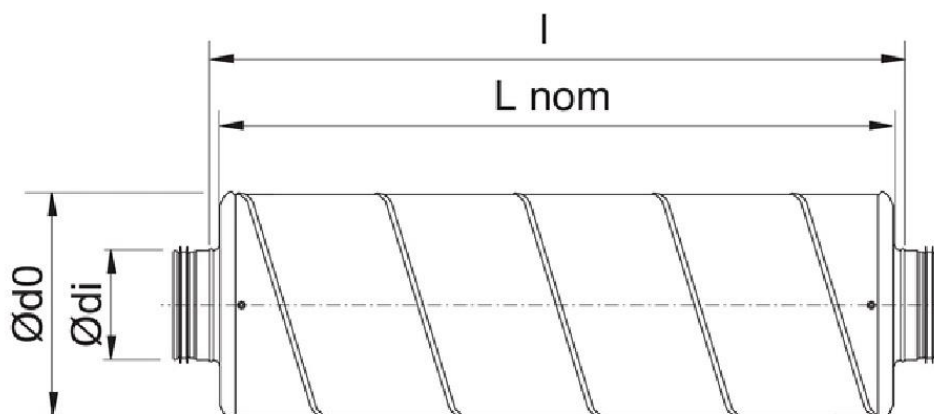
Шумоглушитель LDC

Шумоглушитель LDC устанавливается в круглых воздуховодах. Оснащен соединительными фланцами для монтажа в спиральных воздуховодах. Фланцы могут поставляться отдельно от шумоглушителя в целях безопасности транспортировки. Шумоглушитель значительно снижает уровень шума в воздуховоде. В установках, к которым предъявляются особо жесткие требования по уровню шума, особенно эффективным является использование двух шумоглушителей последовательно.

Для максимального снижения уровня шума шумоглушитель следует установить непосредственно после вентилятора. В тех случаях, когда требования по снижению уровня шума предъявляются не только к воздуховоду, но и к оборудованию в целом, шумоглушитель устанавливается совместно со звукоизолированным вентилятором. Толщина изоляции 100 мм. Отличное понижение уровня шума в диапазонах 125 и 250 Гц.



Размеры

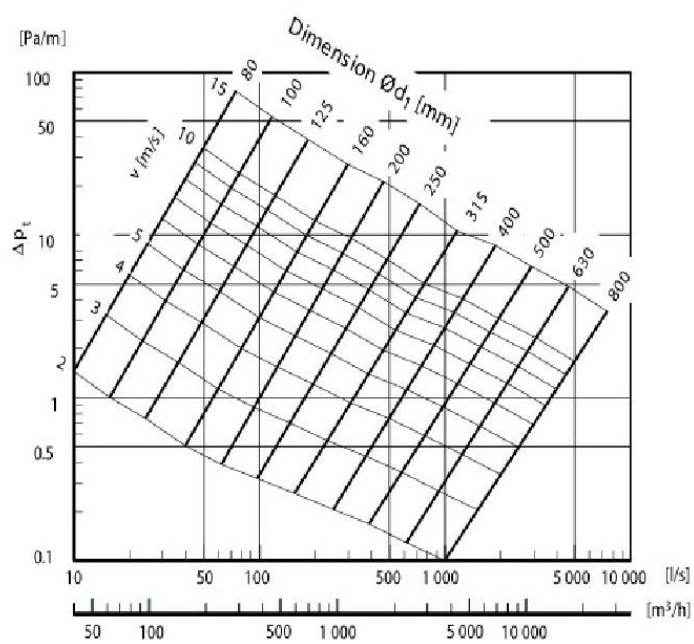


	L nom	ø d1	ø d0	l	kg
LDC 100-300	300	100	200	360	2,28
LDC 100-600	600	100	200	660	4,09
LDC 100-900	900	100	200	960	5,18
LDC 100-1200	1200	100	200	1260	6,46
LDC 125-300	300	125	224	365	2,66
LDC 125-600	600	125	224	665	4,39
LDC 125-900	900	125	224	965	6,20
LDC 125-1200	1200	125	224	1265	7,47
LDC 150-300	300	150	250	300	3,77
LDC 150-600	600	150	250	600	5,37
LDC 160-300	300	160	260	375	2,98
LDC 160-600	600	160	260	670	5,37
LDC 160-900	900	160	260	970	7,48
LDC 200-300	300	200	300	385	4,11
LDC 200-600	600	200	300	685	6,90
LDC 200-900	900	200	300	985	9,74
LDC 250-600	600	250	355	600	8,55
LDC 250-900	900	250	355	900	11,7
LDC 315-600	600	315	415	600	11,8
LDC 315-900	900	315	415	900	16,3
LDC 355-900	900	355	560	900	25,2
LDC 400-900	900	400	600	900	24,3
LDC 500-900	900	500	710	900	30

Документация

Диаграммы

Pressure drop diagram



Шумовые характеристики

Снижение уровня шума, дБ (октавные полосы частот, Гц)

	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
LDC 100-300	2	2	6	14	21	25	20	11
LDC 100-600	4	3	11	24	36	49	34	17
LDC 100-900	5	4	15	34	50	50	48	23
LDC 100-1200	6	5	19	45	50	50	50	29
LDC 125-300	2	2	6	13	16	20	15	10
LDC 125-600	3	3	9	23	30	40	22	14
LDC 125-900	4	4	12	33	45	50	30	17
LDC 125-1200	5	5	15	43	50	50	38	21
LDC 150-300	1	2	4	10	12	15	8	8
LDC 150-600	-	3	7	20	27	31	16	11
LDC 160-300	1	2	4	10	12	15	8	8
LDC 160-600	2	3	7	19	27	29	14	11
LDC 160-900	2	4	10	28	42	43	20	15
LDC 200-300	1	2	5	8	10	11	5	5
LDC 200-600	2	3	7	16	21	23	9	8
LDC 200-900	2	4	8	24	32	34	13	10
LDC 250-600	3	2	7	13	17	16	8	6
LDC 250-900	3	4	8	20	26	23	10	8
LDC 315-600	0	2	6	11	14	9	4	5
LDC 315-900	1	3	7	16	22	12	6	7
LDC 355-900	-	3	6	13	18	10	6	7
LDC 400-900	1	3	5	10	13	7	5	6

⑬-④④⑭⑮⑯⑰⑱⑲⑳㉑㉒㉓㉔㉕㉖㉗㉘㉙㉚㉛㉜㉝㉞㉟㊱㊲㊳㊴㊵㊶㊷㊸㊹㊺



✉ 111397, Москва, Зеленый пр-т, д20, 6 этаж
 🌐 www.veza.ru
 📧 veza@veza.ru

☎ /тел. +7(495)989-47-20
 📠 /факс +7(495)626-99-02



Новый

—⑩⑪⑫⑬⑭⑮⑯⑰⑱⑲⑳㉑㉒㉓㉔㉕㉖㉗㉘㉙㉚㉛㉜㉝㉞㉟㊱㊲㊳㊴㊵㊶㊷㊸㊹㊺

Заказчик:
 Адрес:

Тел./Факс: /
 E-mail:
 Для:
 Выполнил:

⑥(т)⑵(т) 4. 5.

Задача:Прямая; Типы:ВРАН6,ВРАН9-ЧР,ВРАН9,ВРАВ,ВРАВ; $R_o=1.2\text{кг/м}^3$; $Q_v^*=8677\text{м}^3/\text{ч}$; $P_v\text{сетт}=821\text{Па}$

①(б) 4. 9. (б) 2. (б) 9. 5. 7.

Индекс:ВРАН9-6,3; Обл.прим.:Общепром.; Вид:Центробежный; Констр.:Односторонний; Схема:схема_5;
 Индекс:ВРАН9; Давление:Полное; $D_{\text{ном}}=630\text{мм}$; Выхлоп=441x800мм; Исполнения по назначению и
 материалам:Общепромышленный; Климатическое исполнение:У1; Положение корпуса:П0;
 Сейсмостойкость:сейсмостойкое; $M=186\text{кг}$; Строка заказа:ВРАН9-6,3-Н-У1-5-3x1395(1183)-220/380-П0-0

⑮(б)⑴⑵⑶ 3.

$R_o=1.2\text{кг/м}^3$; Сеть:Нет; $n_{\text{рк}}=1183\text{мин}^{-1}$; $Q_v=8677\text{м}^3/\text{ч}$; $P_v=814\text{Па}$; $P_{\text{vs}}=786\text{Па}$; $N_{\text{п}}=2.39\text{кВт}$; $N_y^*=2.67\text{кВт}$; $N_y=3\text{кВт}$;
 $\text{КПД}=82\%$; $V_{\text{вых}}=6.8\text{м/с}$; $L_{\text{вых}}=89\text{дБ}$

⑩ 5. 9. 5. 7.

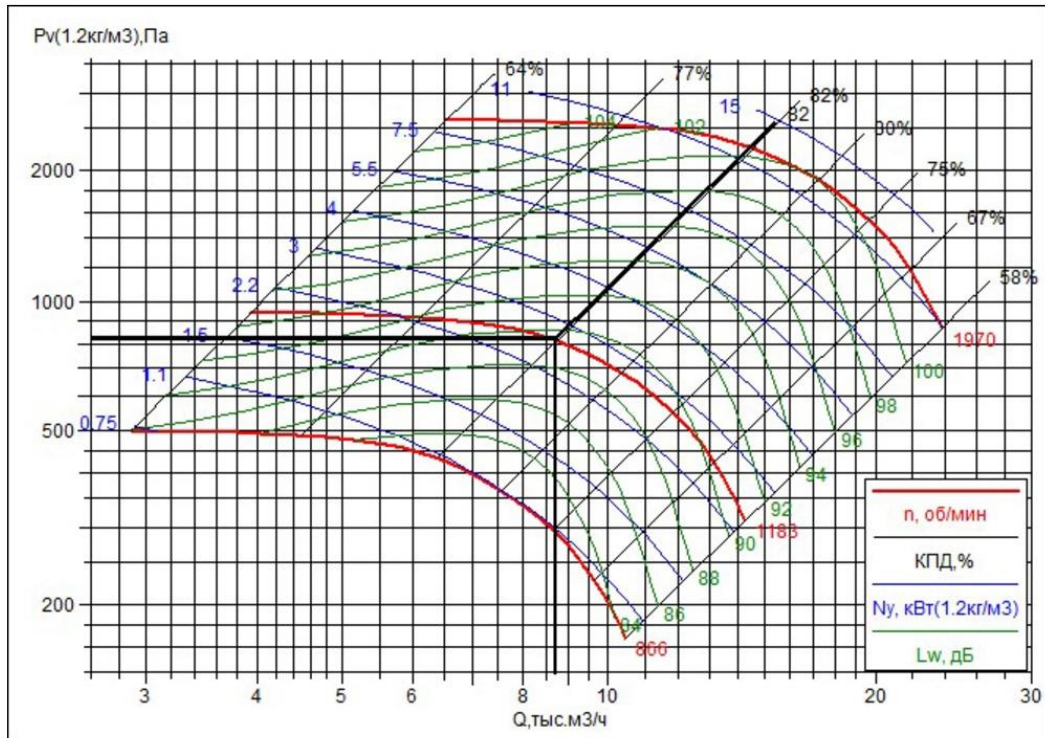
Двигатель:А100S4; $N_y=3\text{кВт}$; $n=1395\text{мин}^{-1}$; $f=50\text{Гц}$; $U=220/380\text{В}$; $2p=4$

⑭(б) 7. (б)⑵⑶⑷⑸⑹⑺⑻⑼⑽⑾⑿⑿

Ремень:SPZ-722; Шкив_{вент}=2-SPZ-112мм; Шкив_{двиг}=2-SPZ-95мм; $L_{\text{центр}}=198\text{мм}$; $V_{\text{ремня}}=6.9\text{м/с}$

⑯ 9. 7. 5. 1. (т) (б)⑴⑵⑶⑷⑸⑹⑺⑻⑼⑽⑾⑿⑿

ВРАН9-6,3-Н-У1-5-3x1395(1183)-220/380-П0-0



RB 100-50/80-5 400V/3 DUCT HEA

Артикул **9661**
 Цена: 2752,00 EUR

Document type: **Технический паспорт**
 Дата создания: **2018-06-24**
 кем создан: **Systemair Онлайн Каталог**

Описание

Канальный воздушнонагреватель для установки в каналах прямоугольного сечения.

Изготовлен из стального листа с алюминиевым покрытием, имеет нагревательный элемент из нержавеющей стали, встроенную защиту от перегрева и ручную функцию управления. Может управляться как комнатным термостатом, так и ТТС. Минимальный расход воздуха принят из расчета минимальной скорости воздуха 1,5 м/сек. Нагреватели разработаны для получения максимальной температуры на выходе до 40°С.



Технические данные

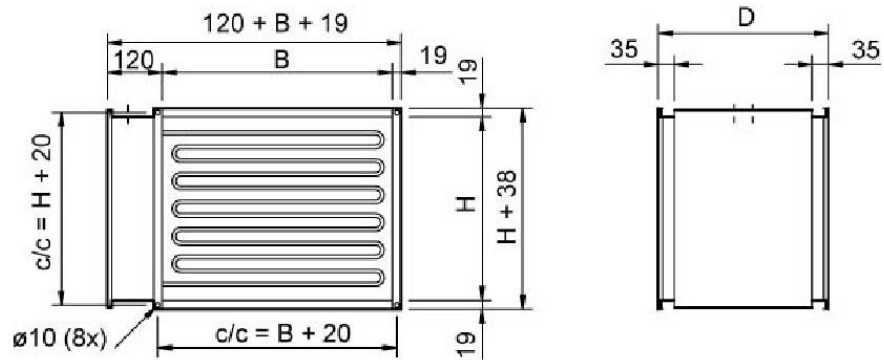
Мощность	80	кВт
Напряжение	400 3~	В
Ток	116	А
Минимальный расход воздуха	2800	м³/ч
Вес	44,8	кг

Принадлежности

Электрические принадлежности

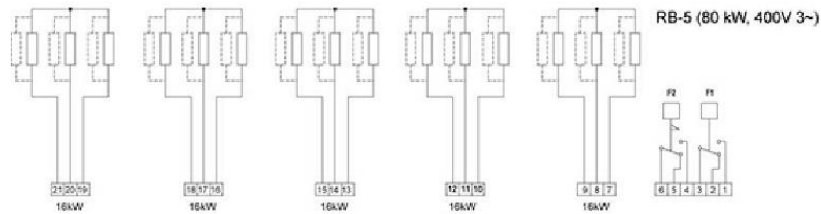
[TG-K330 Duct Sensor 0-30°C \(5160\)](#)
[TG-R430 Room sensor 0-30°C \(5162\)](#)
[TG-R530 Room sensor 0-30°C \(5163\)](#)
[TG-R630 External sensor \(5164\)](#)
[TTC-2000 Temp. control 25A \(5171\)](#)
[DTV500-OEM incl connection kit \(5044\)](#)
[TT-S4/D Step switching unit \(9154\)](#)

Размеры



	B	H	D
RB 40-20/9-1	400	200	370
RB 40-20/15-1	400	200	500
RB 50-25/15-1	500	250	370
RB 50-25/22-2	500	250	500
RB 50-30/15-1	500	300	370
RB 50-30/27-2	500	300	500
RB 60-30/22-2	600	300	500
RB 60-30/34-2	600	300	500
RB 60-35/27-2	600	350	370
RB 60-35/45-3	600	350	500
RB 70-40/27-2	700	400	370
RB 70-40/45-3	700	400	370
RB 80-50/45-3	800	500	370
RB 80-50/68-4	800	500	370
RB 80-50/68-4	1000	500	370
RB 100-50/68-4	1000	500	370
RB 100-50/80-5	1000	500	370

Схема подключения



F1 = Защита от перегрева, с автоматическим сбросом (60°C)
 F2 = Защита от перегрева, с ручным сбросом (120°C)

Документация

RB RBM RBK IMO.pdf (102,09kB)

Conformity decl. RB RBM RBK 021024.pdf (32,12kB)

Теплопроизводительность

Electric heater calculation result

	Q [М ² /ч]	Отн. влажность вх/вых [%]	Т вх/вых [°C]	P nominal [кВт]	Требуемая мощность [кВт]	P output [%]
Подбор	8576	90/11	-22/2	80	0	100

Наименование: **RB 100-50/80-5 400V/3 DUCT HEA** | Артикул: **9661**
 Document type: **Product card** | Дата создания: **2018-06-24** | Кем создан: **Онлайн каталог**

2 / 2

LDR-B 50-30 SILENCER, BAFFLE

Артикул **9239**
 Цена: 970,00 EUR

Document type: Технический паспорт
 Дата создания: 2018-06-24
 кем создан: Systemair Онлайн Каталог

Описание

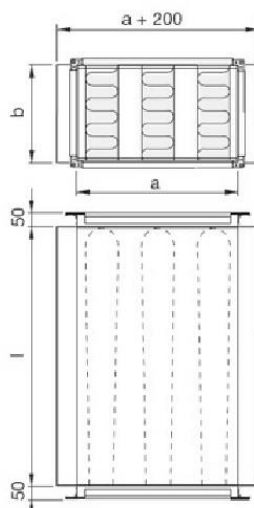
Прямоугольный шумоглушитель LDR-B

Описание: Шумоглушитель LDR-B оснащен встроенными шумопоглощающими пластинами, в том числе двумя внешними боковыми шумопоглощающими пластинами. Присоединительный размер остается неизменным.

Конструкция: Шумоглушитель LDR-B в комбинации с двумя внешними шумопоглощающими пластинами уменьшают риск свободных колебаний, а так же существенно снижают шум, особенно на низких частотах. Специально разработанный изоляционный материал Lindtec имеет хорошие шумопоглощающие свойства, малый вес и легко чистится. LDR-B соответствует требованиям герметичности класса С и имеет класс давления 2 в соответствии с EN 1507:2006.



Размеры



	a	b	l	
LDR-B 40-20	400	200	1250	16.0 kg
LDR-B 50-25	500	250	1250	19.7 kg
LDR-B 50-30	500	300	1250	21.6 kg
LDR-B 60-30	600	300	1250	23.6 kg
LDR-B 60-40	600	400	1250	27.6 kg
LDR-B 70-30	700	300	1250	25.6 kg
LDR-B 70-40	700	400	1250	29.8 kg
LDR-B 80-35	800	350	1250	29.1 kg
LDR-B 80-40	800	400	1250	31.2 kg
LDR-B 90-50	900	500	1250	41.6 kg
LDR-B 100-35	1000	350	1250	39.2 kg
LDR-B 110-60	1100	600	1250	56.4 kg
LDR-B 120-60	1200	600	1250	57.7 kg

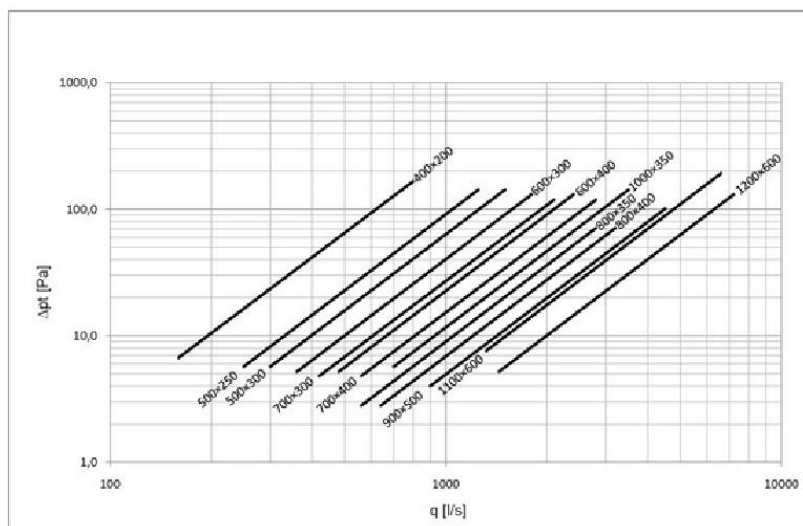
Документация

Шумовые характеристики

Шумоподавление dB (средние частоты Hz)

	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
LDR-B 40-20	4	12	21	38	46	34	25	19
LDR-B 50-25	4	12	20	34	36	27	19	14
LDR-B 50-30	4	12	20	34	36	27	19	14
LDR-B 60-30	4	12	20	30	29	22	16	12
LDR-B 60-40	4	12	20	30	29	22	16	12
LDR-B 70-30	5	12	19	27	25	18	13	10
LDR-B 70-40	5	12	19	27	25	18	13	10
LDR-B 80-35	4	11	16	22	19	14	10	8
LDR-B 80-40	4	11	16	22	19	14	10	8
LDR-B 90-50	3	9	16	26	27	20	14	11
LDR-B 100-35	4	11	18	27	27	20	14	11
LDR-B 110-60	5	12	19	28	27	20	14	11
LDR-B 120-60	4	11	17	24	22	16	12	9

Диаграммы





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.

З А Д А Н И Е

на выпускную квалификационную работу

Студенту (ке)

Чекунову Никите Демьяновичу

Группа

Б3431д

(Фамилия, Имя, Отчество)

(номер группы)

1. Наименование темы Разработка проекта вентиляции и кондиционирования столовой административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый Лебедь» в г. Владивостоке

2. Основания для разработки Приказ о закреплении темы ВКР от

3. Источники разработки СП, пособия к СП, технические регламенты, 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 нетрадиционного источника энергии, технико-экономический анализ системы кондиционирования

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

Планы здания с разводкой вентиляции, планы венткамеры, аксонометрические схемы, технико-экономический анализ системы, схемы холодохранилищ, разрез дороги

КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

№ п/п	Наименование этапов дипломного проекта (работы)	Срок выполнения	Примечание
1	Обзор схем систем кондиционирования с использованием естественных источников холода	28.12.2017- 28.01.2018	Выполнил
2	Проектирование системы кондиционирования воздуха столовой	29.01.2018- 28.02.2018	Выполнил
3	Проектирование системы вентиляции для горячих цехов и вспомогательных помещений	29.02.2018- 28.03.2018	Выполнил
4	Подбор и расчет традиционного и нетрадиционного источника холода для системы кондиционирования	01.04.2018- 28.04.2018	Выполнил
5	Технико-экономический анализ системы кондиционирования воздуха обеденного зала столовой	29.04.2018- 28.05.2018	Выполнил
6	Оформление графического материала	28.05.2018- 23.06.2018	Выполнил

Дата выдачи задания _____

Срок представления к защите _____

Руководитель ВКР _____ **Тарасова Е.В.** _____

_____ (ФИО) _____

_____ **Кобзарь А.В.** _____

_____ (подпись) _____ (ФИО)

Студент _____

_____ (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)

Чекунова Никиты Демьяновича

(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 вентиляции и кондиционирования столовой
административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый Лебедь»
в г. Владивостоке»

Дата защиты ВКР «27» июня 2018 г.

Чекуновым Никитой Демьяновичем разработан проект вентиляции кондиционирования воздуха административно-приемного корпуса санатория – профилактория «Белый Лебедь» с использованием естественных источников холода. Дипломантом изучен зарубежный и отечественный опыт по использованию снега и льда для систем кондиционирования воздуха в теплый период, аккумуляцией естественного холода в различных сооружениях и природной среде. Рассмотрены различные типы снега и льдо – хранилищ, произведен анализ и возможности использования различных систем кондиционирования воздуха и оборудования –тепловых труб.

При проектировании систем вентиляции и кондиционировании воздуха Чекунов Н. Д. произвел расчет выделяющихся вредностей, на основании которого составил тепловой баланс расчетных помещений для теплого и холодного периодов и определил необходимый воздухообмен в помещениях. На основании процесса обработки воздуха на I-d диаграмме и конструктивных особенностей помещений дипломантом предложена схема обработки, подачи и удаления воздуха и подобрано воздухораспределительное оборудование, произведен расчет этого оборудования.

Чекунов Н.Д. на основании схемы обработки воздуха подобрал и обосновал установку центрального кондиционера.

Дипломантам также запроектирована системы вентиляции горячего цеха и вспомогательных помещений. Подобрано оборудование, сделан аэродинамический расчет воздуховодов систем вентиляции и кондиционирования.

Чекуновым Н.Д. рассмотрены два варианта источников холода для системы кондиционирования воздуха на основе традиционного оборудования и естественных источников холода.

Определено оборудование традиционного источника холода - холодильная установка ВМТ-Ксирон-118 и нетрадиционный источник холода – снегохранилище, сделан его расчет, определен объем (масса аккумуляции снега), подобрано требуемое оборудование и материалы. Дипломантом проведено технико-экономическое сравнение вариантов холодоснабжения на основании которого определено, что система кондиционирования воздуха на естественном источнике (снеге) более эффективна и менее затратна.

В процессе выполнения ВКР Чекунов Н.Д. проявил самостоятельность и умение работать с научной и технической литературой, изучил зарубежный опыт в данной области систем СКВ, самостоятельно предложил и запроектировал системы вентиляции и СКВ, проявив при этом высокий уровень знаний и умений в проектировании систем вентиляции и СКВ. Чертежи и графические материалы выполнены в программе AUTOCAD, соответствуют нормам технического черчения.

ВКР студента, технически грамотна, аргументирована и подтверждена расчетами, имеет законченный вид и весьма актуальна с точки зрения энергоэффективности и энергосбережения. На основании выполненной выпускной квалификационной работы написана статья к конференции «Молодежь и научно – технический прогресс - 2018», которая будет размещена в сборнике трудов конференции.

Оригинальность текста ВКР составляет 80 %.


В целом **выпускная квалификационная работа** выполнена в соответствии с заданием, отвечает современному уровню техники и технологии в области систем вентиляции и СКВ, заслуживает оценки – **отлично**.

а **Чекунов Никита Демьянович** 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.

