

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Институт «Архитектурно-строительный»
Кафедра «Градостроительство, инженерные сети и системы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН
Директор ООО «Консерватор»
к.ф.м.н.
_____ Е.П. Шершаков
_____ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой,
к.т.н., доцент
_____ Д.В. Ульрих
_____ 2019 г.

ИЗУЧЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ПОМЕЩЕНИЯ АТРИУМА ПРИ ЗНАЧИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОИЗБЫТКАХ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 13.04.01.2019.057.01. ПЗ ВКР

Руководитель проекта:
к.т.н., доцент
_____ А.Н. Нагорная
_____ 2019 г.

Автор проекта:
студент группы АС-229
_____ Н.Д. Данилова
_____ 2019 г.

Нормоконтролер:
к.т.н., доцент
_____ А.Н. Нагорная
_____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Даниловой Н.Д. Изучение температурного режима помещения атриума при значительных теплоизбытках
 Челябинск: ЮУрГУ, АС-229, 2017, 71 с. Библиогр. список – 21 наим., 4 табл., 14 рис., 2 прил., 6 листов чертежей ф. А2

Температурный режим атриума является предметом исследования данной работы. Тепловыделения от мультимедийного оборудования создают специальные условия проектирования для систем вентиляции и кондиционирования, помимо распространенных сложностях при проектировании, таких как: большие теплопоступления от солнечной радиации, организация воздухообмена, поддержание заданных параметров.

Целью исследования является :изучение температурных полей помещения атриума для поддержания комфортных параметров в рабочей зоне.

Результат работы представлен в виде визуализаций скоростных и температурных полей.

Тема создания комфортного микроклимата достаточно раскрыта в русской и зарубежной литературе, но примеров компьютерного моделирования атриума крайне мало.

13.03.01.2019.057.01 ПЗ ВКР

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Зав. каф.		Ульрих			Изучение температурного режима помещения атриума при значительных теплоизбытках	Стадия	Лист	Листов
Н.контр.		Нагорная				ДП	3	71
Руководит.		Нагорная				ЮУрГУ Кафедра ГИСиС		
Консульт.		Нагорная						
Дипломник		Данилова						

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРЫ ПО ТЕМЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	6
1.1 Русскоязычные источники литературы.....	6
1.2 Зарубежные источники литературы.....	22
2 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБЪЕКТА	25
2.1 Расчетные параметры воздуха	25
3 РАСЧЕТ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЙ В ПОМЕЩЕНИЕ АТРИУМА.....	27
3.1 Расчет выделений тепла от людей	27
3.2 Расчёт теплопоступлений от искусственного освещения	28
3.3 Расчет теплопоступлений от технологического оборудования.	28
3.4 Теплопоступления от солнечной радиации через окна и покрытие.....	28
3.5 Суммарные теплопоступления	30
3.6 Расчет тепловых потерь.....	31
4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ	34
4.1 Подбор оборудования.....	34
5 КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ	36
5.1 Выбор расчётного воздухообмена в помещении атриума.....	36
5.3 Порядок аэродинамического расчёта	37
6 КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ	41
6.1 Постановка задачи	41
6.2 Метод исследования	42
6.3 Анализ результатов.....	44
6.4 Выводы.....	45
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	54
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	55
ПРИЛОЖЕНИЕ А	57
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	60

ВВЕДЕНИЕ

Современная архитектура в последнее время относится к атриумам с большей благосклонностью, что связано с разнообразными и объективными причинами. Несмотря на то, что организация атриумов с инженерной точки зрения вызывает сложные проблемы, есть различные варианты исполнения систем кондиционирования и вентиляции.

При проектировании систем микроклимата атриума, как правило, возникают следующие проблемы: большие теплопоступления от солнечной радиации и в частных случаях от оборудования; организация воздухообмена для помещения большой площади; контроль климатических условий, в зонах прилегающих к общему пространству атриума. Так же для помещений с большой высотой надо учитывать явление стратификации и, обратный ему, «эффект холодных стен».

Оценить и обосновать правильность принятых конструктивных решений можно с помощью компьютерного моделирования, результатом которого являются визуализации скоростных и температурных полей в конкретном сечении модели.

Исходя из этого, целью работы является изучение температурных полей помещения атриума для поддержания комфортных параметров в рабочей зоне. Поставленные задачи:

1. Определение суммарных теплопоступлений
2. Расчёт мощности дополнительных систем кондиционирования и вентиляции
3. Вычисление количества и обозначение местоположения внутренних блоков и воздухораспределителей для компенсации избытков тепла
4. Проверка параметров воздуха в рабочей зоне каждого уровня.

Соответственно, объектом исследования является помещение атриума, а предметом - температурный режим.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

1 АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРЫ ПО ТЕМЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Проектирование систем обеспечения микроклимата для помещения атриума рассматривают в статьях с достаточно разнообразными темами исследования, например, такими как:

- Особенности организации микроклимата атриума;
- Эффективное поддержание требуемых параметров;
- Энергосберегающие мероприятия в системах вентиляции в виде регулирования расхода по уровню потребности или применение прерывистого регулирования;
- Определение необходимого количества воздуха для комфорта человека.

Методы исследования к данным темам применяют различные, например:

- Математическое моделирование, в статьях темы которых: организации воздухообмена в атриумах, определение температурных и скоростных полей в различных точках атриумов;
- Экономическое сравнение, в статьях темы которых: эффективном поддержании требуемых параметров с учетом энергоэффективности; регулирование в системах вентиляции по уровню потребности;
- Математический метод, в статьях темы которых : сколько воздуха нужно человеку?; определение необходимого количества воздухообмена для благоприятного самочувствия человека;
- Экспериментальный метод, в статьях темы которых: прерывистый режим работы в системах вентиляции.

Рассмотрим наиболее близкие к теме исследования статьи.

1.1 Русскоязычные источники литературы

Одной из популярных тем исследования являются мероприятия по внесению энергоэффективных мероприятий в проект, например, в статье «Энергоэффективная вентиляция торгового центра в Сибири» автора А. С. Рубцова, генерального директора ООО «Вент-Дизайн», рассматривается рациональность применения роторных рекуператоров в системе вентиляции. Они, как известно, применяются для сокращения тепловой нагрузки на теплоснабжение калориферов вентиляционных установок.

Интерес к этой теме вызван тем, что в Сибири длинный отопительный период – 230 суток, средняя температура зимой достаточно низкая

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		6

- 8,7 °С, а расчетная температура зимой составляет – 39 °С. Это определяет определенные требования к системам отопления и вентиляции, ввиду огромной тепловой нагрузки строительных объектов больших объемов.

Классический подход, реализуемый на подобных объектах, – прямоточные системы вентиляции. Большая часть тепла расходуется на теплоснабжение калориферов (62 % всего тепла), а не на отопление, как принято обычно думать. И это при том, что кратность обмена воздуха для подобных объектов бывает не более 2 в час, а в данном примере равна 1, что минимально при 100 %-ном заполнении.

В итоге применение роторных рекуператоров в торговом комплексе Сибири привело к следующим показателям:

- Снижение расчетной тепловой мощности зимой на 1,6 Гкал/ч;
- Сокращение расходов на эксплуатацию на 4,7 млн руб. ежегодно;
- Гибкая система автоматизации с регулированием по реальной потребности.

В статье «Энергоэффективные системы вентиляции и кондиционирования воздуха крупного торгового центра», авторы которой: М. Г. Тарабанов, директор НИЦ «Инвент», вице-президент НП «АВОК»; А. В. Копышков, главный инженер НИЦ «Инвент»; Н. А. Королева, ведущий инженер НИЦ «Инвент» помимо применения рекуператоров предлагается применять регулирование расхода воздуха по потребности. А именно для автостоянок в зависимости от концентрации углекислого газа, общеобменные системы вентиляции, обслуживающие помещения торгового комплекса, регулируются в зависимости от времени суток. В утренние часы они работают на 50% мощности, днём и в вечерние часы на 100% мощности, а в ночное время отключены. Данный проект для г. Москвы получил положительное заключение экспертизы, то есть создан прецедент, позволяющий применять данное решение в аналогичных проектах.

Так же для сокращения расхода холода и электроэнергии в теплый период года в статье было предложено использовать косвенное испарительное охлаждение приточного воздуха, подаваемого в рабочие помещения в объеме санитарных норм. Таким образом затраты электроэнергии и холодильной мощности уменьшились в 2 раза. Полученные результаты показывают целесообразность и высокую энергетическую эффективность применения косвенного испарительного охлаждения наружного воздуха в климатических условиях Москвы для общественных зданий.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		7

Балмазов М.В, член-корреспондент РАЕН, в своей статье «Энергосберегающая система отопления, вентиляции кондиционирования воздуха в атриуме» пришел к выводу, что в атриумах целесообразно применять следующие технические решения:

- Напольное отопление зимой и охлаждение летом выполнять с помощью металлопластиковых змеевиков, заложенных в пол для насосной циркуляции по ним нагретой воды зимой и охлажденной воды летом;
- Санитарная норма приточного наружного воздуха подается в обитаемую людьми зону, а вытяжка под потолком через открываемые автоматически фрамуги, то есть применение «вытесняющей» схемы организации воздухообмена;
- Местные вентиляционные агрегаты для обдува внутренней поверхности остекления в ночные часы холодного периода года работают только тогда, когда не работают приточные агрегаты вентиляции.

Вытесняющая вентиляция также способствует перемещению тепла от людей и конвективного тепла от нагрева пола, что будет компенсировать теплотери и поддерживать на внутренней поверхности остекления температуру не менее 15°C.

Основные преимущества энергоэффективной VRF системы по сравнению с системой чиллер-фанкойл в статье «История одного объекта, или Выбор системы кондиционирования для торгового центра» перечисляет автор Брух С.В., Директор ГК «Центр Технического Маркетинга», технический редактор журнала С.О.К. Основные из них звучат следующим образом:

- Особенности теплового и воздушного режима помещений торговых центров показывают оптимальность применения комбинированных систем центрального кондиционирования для подобных объектов, например, КХ4 и система вентиляции;
- Для кондиционирования помещений со свободной компоновкой торговых площадей удобнее с точки зрения размещения и воздухо-распределения использовать внутренние блоки кассетного типа;
- Уровень шума кассетных внутренних блоков системы КХ4 значительно меньше аналогичных по мощности моделей фанкойлов;
- Энергопотребление всего объекта при использовании VRF-системы нового поколения КХ4 меньше, чем при использовании

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8

системы чиллер-фанкойл даже при использовании высокоэффективных чиллеров с винтовыми компрессорами.

Одним из способов энергосбережения является применение систем вентиляции и кондиционирования воздуха с прерывистым режимом и переменным расходом воздуха. Авторы Ю. Я. Кувшинов, доктор техн. наук, МГСУ и Н. В. Ткаченко, Хабаровский технический университет, в статье «Прерывистый режим работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха» определили, почему прерывистое проветривание помещения, лучше систем с переменным расходом воздуха. Из их исследования можно выделить следующие выводы:

- Тепловая нагрузка на системы мала по величине, что связано с ограниченным допусаемым диапазоном изменения температуры внутреннего воздуха. Поэтому температура приточного воздуха приближается к температуре внутреннего воздуха. При этом отпадает необходимость использования специальных воздухораспределителей, обеспечивающих требуемую температуру в струе на входе в рабочую зону, и появляется возможность повышения начальной скорости воздуха в воздухораспределителе.
- Колебания температуры воздуха с достаточно высокой частотой, сопутствующие периодической вентиляции, благоприятны с гигиенической точки зрения (создание динамического микроклимата).
- Регулирование систем по рассмотренному методу освобождает от необходимости использования сложных средств автоматизации, так как осуществляется простой способ двухпозиционного регулирования.
- Осуществление этого способа регулирования не требует изменения традиционного принципиального решения систем, что позволяет применять его на действующих системах.
- Во вновь проектируемых и реконструируемых системах вентиляции могут приниматься повышенные скорости движения воздуха, а следовательно, меньшие сечения воздуховодов.

Математическое моделирование с помощью расчетных комплексов становится востребованным и в России. Авторы С. И. Бурцев, доктор техн. наук, и Д. М. Денисихина, канд. физ.-мат. наук, раскрывают тему компьютерного математического моделирования в статье «Математическое моделирование процессов турбулентного переноса в профессиональной практике техники вентиляции и кондиционирования воздуха». В настоящее время в

области математического моделирования существует три наиболее известных и интенсивно развиваемых программных продукта мирового класса: CFX, Fluent и STAR-CD.

Специалисты имеют положительный практический опыт работы в программах STAR-CD, поэтому в статье они сформировали методически важные положения:

- Необходимо с достаточной степенью точности описать все геометрические особенности вентилируемого объекта в таких пакетах построения трехмерных моделей, как SolidWorks, ProEngine-ner, Unigraphics.
- Разработать и построить такую сеточную структуру, чтобы компьютер или компьютерный кластер, был бы способен на ней найти конечное решение, за разумный временной период, и число ячеек в сеточной структуре было достаточным для выявления тонких структур течения среды. Последнее достигается измельчением сеточной системы в критичных областях.
- Необходимо хорошее понимание качественной стороны происходящих процессов, с тем чтобы правильно и корректно сформулировать граничные условия задачи.
- На базе предыдущего опыта, анализа и обобщения результатов других исследователей необходимо выбрать модель турбулентности, являющуюся эффективной для описания низкоскоростных потоков с высокой интенсивностью турбулентности.
- Необходимо избежать ошибок при совершении процедур предыдущих пунктов, что достигается не только за счет академической подготовки, но и за счет профессионального практического опыта, обогащенного интуицией разработчика.

Авторы говорят, что программа STAR-CD позволяет вести разнообразную статистическую обработку материала, визуализировать течение в интересующем диапазоне скоростей, представлять материал в векторном отображении, показывать модули различных полей (скоростных, температурных, концентрационных) в различных сечениях, наблюдать движение трассеров, перемещающихся вместе с потоком, и многое другое.

Интерпретационные возможности пакета достаточно широки, они позволяют увидеть и понять неочевидные моменты и нюансы течений, не всегда совпадающих с интуитивными ожиданиями.

Они отмечают, что в мировой практике использование пакетов CFX, Fluent и STAR-CD для решения задач техники вентиляции и кондиционирования воздуха достаточно распространено. Особенно, если проектируется уникальный объект с большим атриумом, конференц-залом, оперные театры, закрытое спортивное сооружение, ледовые и цирковые арены.

В больших помещениях особо остро стоит вопрос о поддержании допустимых и оптимальных параметров, что является непростой задачей в виду больших объемов помещения. Авторы Е. О. Шилькрот, канд. техн. наук, и Ю. Д. Губернский, академик РАН, профессор, раскрывают тему комфорта в своей статье «Сколько воздуха нужно человеку для комфорта?». Они отмечают, что несмотря на давность проблемы отечественные и зарубежные данные об оптимальном воздухообмене до сих пор противоречивы и нередко недостаточно обоснованы. Кроме того, с течением времени, количество воздуха в зарубежных нормах в последних редакциях становится меньше. Авторы считают, что трудности качественного воздухораспределения не могут служить причиной того, чтобы снижать сами нормы воздухообмена.

Специалисты призывают не снижать нормы воздухообмена и не ориентироваться только на значение концентрации углекислого газа в воздухе, а проводить комплексную оценку воздуха в проектируемых пространствах с помощью таких критериев как: продуктов метаболизма организма человека; токсичных выделений из строительных материалов; запыленности; бактериальной обсемененности; ионного режима помещений.

Зависимость самочувствия постоянно пребывающих людей в помещении от холодильной техники изучала Толстова Ю.И., Доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Уральского Федерального Университета, в статье «Эффективное воздухораспределение – здоровье персонала». Речь идет об увеличении простудных заболеваний, особенно в теплый период года. Это связано, в первую очередь, с тем, что в проектах отсутствуют расчеты параметров воздуха в зонах, обслуживаемых такими кондиционерами. Для помещений с большим скоплением людей и оборудования при проектировании производится детальный расчет систем воздухораспределения.

Вывод выполненного исследования: при расположении внутренних блоков кондиционеров вблизи рабочих мест обслуживаемой зоны основные параметры воздуха не соответствуют нормируемым значениям, что негативно сказывается на здоровье персонала. Перед монтажом блоков следует сде-

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		11

лать необходимые расчеты и произвести корректировку размещения установки с учетом планировки помещений и расположения рабочих мест персонала.

Особенности проектирования совмещенных систем вентиляции и кондиционирования исследовал Самарин О.Д., Доцент кафедры «Отопление и вентиляция» ФГБОУ ВПО «МГСУ», к.т.н., в статье «О комбинированной обработке воздуха в системах вентиляции и кондиционирования»

Энергетическая эффективность применения утилизации теплоты вытяжного воздуха для частичного подогрева притока в холодный период года в системах механической вентиляции и кондиционирования рассматривалась в работах ряда авторов. Основной упор при этом обычно делается на использование устройств утилизации с промежуточным теплоносителем. Однако по сравнению с другими способами теплоутилизации, и прежде всего с помощью роторных аппаратов и в меньшей степени в пластинчатых рекуператорах, устройства с промежуточным теплоносителем дают все же более низкое значение $k_{эф}$. Кроме того, они не позволяют передавать приточному воздуху влагу.

Поэтому при необходимости увеличения влагосодержания притока используются те же приемы, что и в отсутствие утилизации, а это сохраняет значительные габариты приточной установки и к тому же требует дополнительных затрат энергии на испарение влаги или на перегрев воздуха перед адиабатным увлажнением. Решить данную проблему можно путем комбинации нескольких способов снижения энергопотребления.

Но если говорить о малозатратных мероприятиях, среди них остается лишь применение рециркуляции, т.е. подмешивание части вытяжного воздуха к притоку. Здесь тоже происходит увеличение как температуры, так и влагосодержания приточного воздуха, а температурная и энтальпийная эффективность процесса ограничена только долей рециркуляционного воздуха в суммарном объеме притока.

Основное достоинство рециркуляции заключается в практическом отсутствии дополнительных капитальных затрат, поскольку в конструкцию приточной и вытяжной установки добавляется соответственно лишь смешительная и разделительная секция и соединительный воздуховод, если установки непосредственно не контактируют друг с другом. Поэтому если рециркуляция допустима по санитарно-гигиеническим соображениям, ее целесообразно использовать как дополнение к теплоутилизации с промежуточным теплоносителем.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		12

В ходе исследования автором было установлено, что совместное применение рециркуляции и теплоутилизации с промежуточным теплоносителем действительно позволяет добиться экономии 80–85% энергии на нагрев и увлажнение притока в холодный период года, а в ряде случаев и полностью отказаться от внешнего источника теплоты и специального оборудования для увлажнения.

Необходимо только тщательное построение оптимального процесса обработки воздуха на $i-d$ -диаграмме, учитывающее особенности взаимного расположения точек «Н», «П» и «У», а также детальный расчет параметров остальных характерных точек и расходов воздуха. Только в этом случае удастся добиться максимального снижения энергопотребления и предельного упрощения конструкции приточных и вытяжных установок.

Тему комфорта в обслуживаемой зоне рассмотрел автор Рымаров А.Г., доцент, заведующий кафедрой ТГВ в МГСУ, к.т.н., в своей статье «Воздушно-тепловой режим помещения». При исследовании воздушного режима наиболее обоснованным является описание процессов перемещения воздуха внутри помещения. Анализ процессов, происходящих в помещении при реализации ночного проветривания, позволяет уменьшить количество факторов, усложняющих процесс исследования воздушно-теплого режима. Автор рассматривает ночное проветривание как способ, позволяющих снизить уровень затрат энергии в теплый период для помещений со значительными теплоизбытками, соответственно, высокими затратами на холодильное оборудование.

Влияние различных факторов на эффективность теплоутилизаторов рассматривает Самарин О.Д., в статье «Оценка влияния различных факторов на энергетическую целесообразность теплоутилизации в системах механической вентиляции». В последнее время, в связи с увеличением объёмов и повышением качества строительства в России, значительно повышается потребность в выявлении факторов, оказывающих влияние на эффективность и целесообразность различных мероприятий по экономии энергии. В связи с этим необходимо не только оценить реально достижимые пределы повышения класса энергосбережения зданий при реализации тех или иных решений по снижению энергопотребления, но и определить факторы, от которых наиболее существенно зависит целесообразность применения таких решений.

Автор определил зависимость между ГСОП и эффективностью теплоутилизаторов, а именно: для регионов, где ГСОП меньше, как правило, оказываются ниже и суммарные теплопоступления от солнечной радиации и бытовые, в основном из-за меньшей продолжительности отопительного периода. В то же время сопротивления теплопередаче ограждений R_o [(м²·К)/Вт], в соответствии с СП 50, в таких районах тоже сокращаются, поэтому увеличивается относительная доля трансмиссионных теплопотерь в общем энергетическом балансе здания.

Самарин О.Д. приходит к следующим выводам: результаты исследования показывают, что эффективность применения теплоутилизации в общественных зданиях зависит не столько от климатических характеристик района строительства и конструктивных параметров здания, сколько от его назначения и технологической или функциональной загрузки, и прежде всего от влияния бытовых теплопоступлений. Данные выводы необходимо учитывать при принятии основных решений по снижению энергопотребления в зданиях. В дальнейшем предполагается расширить проведённый анализ с привлечением технико-экономических показателей и получить дополнительное обоснование полученных рекомендаций.

Из-за совместного действия этих двух факторов в зонах с более тёплым климатом относительный вклад энергозатрат на вентиляцию должен быть меньше, а значит, будет ниже и энергетический эффект от теплоутилизации. При более высоких ГСОП предполагается обратная картина.

Е.Г. Малявина, к.т.н., профессор, в статье «Зависимость нагрузки на воздушную систему охлаждения помещения от его внутренней теплоустойчивости» исследует особенности прохождения теплового потока через различные типы отделки. Величина теплового потока, ассимилирующего теплоизбытки, (холодильная нагрузка) зависит от теплоустойчивости в двух противоположно направленных процессах. С одной стороны, холода требуется тем меньше, чем легче отделка помещения, так как в этом случае теплоизолирующая лёгкая отделка препятствует уходу холода вглубь ограждающей конструкции.

Тепловой режим помещения в летний период формируется за счёт поступлений теплоты через наружные ограждающие конструкции, от внутренних бытовых или технологических источников и людей. Особенностью летнего теплового режима является периодичность, связанная с суточной изменчивостью параметров наружного воздуха и интенсивности солнечной ра-

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		14

диации. К тому же характерное для современного строительства стремление к облегчению конструкций и увеличению световых проёмов приводит к резким колебаниям теплопоступлений в помещение, вызывающим нестационарность происходящих в нем теплообменных процессов. В большей части случаев системы кондиционирования воздуха работают не полные сутки. Следовательно, система кондиционирования воздуха в первые часы работы должна не только ассимилировать теплопоступления, поступающие в помещение в течение рабочего дня, но и снять перегрев помещения, сформировавшийся перед началом рабочего дня.

Как известно из работ А. М. Шкловера, теплопоступления и нагрузка на охлаждение при нестационарном тепловом режиме не равны друг другу. Причиной неравенства между поступающей в помещение или выделяемой в нем теплотой и ассимилируемой системой кондиционирования воздуха является трансформация лучистой природы теплопоступлений в конвективную. При переходе лучистой теплоты в конвективную, которую снимает кондиционирование, нагрузка на кондиционер оказывается меньше поступившей лучистой теплоты.

Для расчёта нестационарного теплового режима кондиционируемого неполный день помещения применена программа для ПЭВМ, которая использует интегрально-интерполяционный метод конечноразностного расчёта, позволяющий осуществить решение задачи в наиболее полной постановке при разнообразных изменениях условий на границах ограждений, в том числе изменений коэффициентов конвективной и лучистой теплоотдачи на их поверхностях. Метод позволяет выполнить пошаговое изменение характеристик теплового процесса во времени без привязки величины шагов во времени к шагам по координате при достаточной точности получения результата.

На величину теплового потока, ассимилирующего теплоизбытки (то есть на холодильную нагрузку), теплоустойчивость влияет в двух противоположно направленных процессах. С одной стороны, холода требуется тем меньше, чем легче отделка помещения, так как в этом случае теплоизолирующая лёгкая отделка препятствует уходу холода вглубь ограждающей конструкции. С другой — при переходе лучистой теплоты от нагрева лучистым потоком внутренних поверхностей ограждений в конвективную более теплоустойчивые ограждающие конструкции сильнее сглаживают пики лучистых теплопоступлений и отводят вглубь себя теплоту. Поэтому холодильная нагрузка от лучистых теплопоступлений при ассимиляции их конвективной системой уменьшается.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		15

Проверить, как в случае ассимиляции конвективной системой лучистых теплопоступлений в течение летнего сезона, было решено для условий города Сочи. В качестве наружных условий принимались средние за каждый летний месяц суточные изменения температуры и интенсивности солнечной радиации.

Автор статьи приходит к следующим выводам:

- На потребление холода для кондиционирования воздуха оказывает влияние не только теплоустойчивость помещения, но и природа (конвективная или лучистая) теплопоступления, формирующего нагрузку;
- При кондиционировании воздуха, когда ассимиляция теплопоступлений осуществляется конвективным путём, выбор лёгкой внутренней отделки для помещения целесообразен при превалировании конвективных теплопоступлений в помещение, а тяжёлой — при превалировании лучистых;
- Расчёты нестационарного теплового режима помещения с лучистыми теплоизбытками показали меньшие затраты холода для помещений с тяжёлыми ограждающими конструкциями. Причём экономия холода по сравнению с теплопоступлениями в Сочи за сезон составляет более 8 %.

Изучение увеличения эффективности работы тепломассообменных аппаратов исследовали авторы Васильев В.Ф. и Анисимов С.М в статье «Утилизация теплоты вытяжного воздуха в перекрестноточном рекуператоре». Энергосбережение является приоритетным направлением развития мировой экономики. Истощение естественных энергетических запасов, повышение стоимости тепловой и электрической энергии неминуемо приводит нас к необходимости разработки целой системы мероприятий, направленных на повышения эффективности работы энергопотребляющих установок. В этом контексте снижение потерь и вторичное использования затрачиваемой тепловой энергии становится действенным инструментом в решении поставленной проблемы.

В условиях активного поиска резервов экономии топливно-энергетических ресурсов все большее внимание привлекает проблема дальнейшего совершенствования систем кондиционирования воздуха как крупных потребителей тепловой и электрической энергии. Важную роль в решении этой задачи призваны сыграть мероприятия по повышению эффективности работы тепломассообменных аппаратов, составляющих основу подси-

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		16

стемы политропной обработки воздуха, затраты на функционирование которой достигают 50 % всех затрат на эксплуатацию СКВ.

Утилизация тепловой энергии вентиляционных выбросов является одним из ключевых методов экономии энергетических ресурсов в системах кондиционирования воздуха и вентиляции зданий и сооружений различного назначения. На рис. 1 приведены основные схемы утилизации теплоты вытяжного воздуха, реализуемые на рынке современного вентиляционного оборудования.

Анализ состояния производства и применения теплоутилизационного оборудования за рубежом указывает на тенденцию преимущественного использования рециркуляции и четырех типов утилизаторов теплоты вытяжного воздуха: вращающихся регенеративных, пластинчатых рекуперативных, на базе тепловых труб и с промежуточным теплоносителем. Применение этих устройств зависит от условий работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха, экономических соображений, взаимного расположения приточных и вытяжных центров, эксплуатационных возможностей.

Исследования последних лет в области создания новых и совершенствования существующих теплоутилизационных установок систем кондиционирования воздуха указывают на отчетливую тенденцию разработки новых конструктивных решений пластинчатых рекуператоров (рис. 3), решающим моментом при выборе которых является возможность обеспечения режимов безаварийной работы установки в условиях конденсации влаги при отрицательных температурах наружного воздуха.

Температура наружного воздуха, начиная с которой наблюдается образование инея в каналах вытяжного воздуха, зависит от следующих факторов: температуры и влажности удаляемого воздуха, отношения расходов приточного и удаляемого воздуха, конструктивных характеристик. Отметим особенность работы теплоутилизаторов при отрицательных температурах наружного воздуха: чем выше эффективность теплообмена, тем больше опасность появления инея на поверхности каналов вытяжного воздуха.

В связи с этим низкая эффективность теплообмена в перекрестноточном теплоутилизаторе может оказаться преимуществом с точки зрения снижения опасности обледенения поверхностей каналов вытяжного воздуха. Обеспечение безопасных режимов как правило связано с реализацией следующих традиционных мер по предотвращению обмерзания насадки: периодическое отключение подачи наружного воздуха, его байпасирование или

предварительный подогрев, осуществление которых безусловно снижает эффективность утилизации теплоты вытяжного воздуха.

Одним из путей решения этой проблемы является создание теплообменных аппаратов, в которых обмерзание пластин либо отсутствует, либо наступает при более низких температурах воздуха. Особенностью работы воздухо-воздушных утилизаторов теплоты является возможность реализации процессов тепломассопереноса в режимах «сухого» теплообмена, одновременного охлаждения и осушения удаляемого воздуха с выпадением конденсата в виде росы и инея на всей или части теплообменной поверхности.

Рациональное использование теплоты конденсации, величина которой при определенных режимах работы теплоутилизаторов достигает 30 %, позволяет существенно увеличить диапазон изменения параметров наружного воздуха, при которых обледенение теплообменных поверхностей пластин не происходит. Однако решение задачи определения оптимальных режимов работы рассматриваемых теплоутилизаторов, соответствующих определенным эксплуатационным и климатическим условиям, и области его целесообразного применения, требует детальных исследований тепломассообмена в каналах насадки с учетом процессов конденсации и инееобразования.

В качестве основного метода исследования выбран численный анализ. Он обладает и наименьшей трудоемкостью, и позволяет определить характеристики и выявить закономерности процесса на основании обработки информации о влиянии исходных параметров. Поэтому экспериментальные исследования процессов тепломассопереноса в рассматриваемых аппаратах проводились в значительно меньшем объеме и, в основном, для проверки и корректировки зависимостей, полученных в результате математического моделирования.

При физико-математическом описании тепломассообмена в исследуемом рекуператоре было отдано предпочтение одномерной модели переноса (ϵ -NTU модель). В этом случае течение воздуха в каналах насадки рассматривается как поток жидкости с постоянными по его сечению скоростью, температурой и потенциалом массопереноса, равными среднемассовым значениям [1]. С целью повышения эффективности утилизации теплоты в современных теплообменниках используется оребрение поверхности насадки.

Тип и расположение ребер значительно влияет на характер протекания процессов тепломассообмена. Изменение температуры по высоте ребра приводит к реализации различных вариантов процессов тепломассообмена в

каналах удаляемого воздуха, что существенно усложняет математическое моделирование и алгоритм решения системы дифференциальных уравнений.

Уравнения математической модели процессов тепломассопереноса в перекрестно-точном теплообменнике реализуются в ортогональной системе координат с осями OX и OY , направленными параллельно потокам холодного и теплого воздуха соответственно, и осями $Z1$ и $Z2$, перпендикулярной поверхности пластин насадки в каналах приточного и удаляемого воздуха (рис. б), соответственно.

В соответствии с допущениями данной ε -NTU-модели тепломассоперенос в исследуемом утилизаторе описывается дифференциальными уравнениями теплового и материального балансов, составляемых для взаимодействующих потоков воздуха и насадки с учетом теплоты фазового перехода и термического сопротивления образующегося слоя инея. Для получения однозначного решения система дифференциальных уравнений дополняется граничными условиями, устанавливающими значения параметров обменивающихся сред на входах в соответствующие каналы рекуператора.

Сформулированная нелинейная задача не может быть решена аналитически, поэтому интегрирование системы дифференциальных уравнений осуществлялось численными методами. Достаточно большой объем проведенных численных экспериментов, проведенных на ε -NTU-модели, позволил получить массив данных, который был использован для анализа характеристик процесса и выявления его общих закономерностей.

В соответствии с задачами исследования работы теплоутилизатора выбор изучаемых режимов и диапазоны варьирования параметров обменивающихся потоков осуществлялся так, чтобы наиболее полно моделировались реальные процессы тепломассообмена в насадке при отрицательных значениях температуры наружного воздуха, а также условия протекания наиболее опасных с точки зрения эксплуатации вариантов режимов работы теплоутилизационного оборудования.

На основе проведенного анализа, автор предлагает схему с пластинчатым перекрестноточным рекуператором:

- на базе математической модели разработан алгоритм и программа расчета на ЭВМ основных параметров тепломассообменных процессов в исследуемом теплоутилизаторе;
- установлена возможность образования различных зон конденсации влаги в каналах насадки утилизатора, в пределах которых характер тепломассообменных процессов существенно меняется;

- анализ полученных закономерностей позволяет установить рациональные режимы работы исследуемых аппаратов и области их рационального использования для различных климатических условий российской территории.

Особенности взаимодействия систем вентиляции и кондиционирования при совместной работе рассматривает автор А.А. Мельников, инженер ТГВ, в статье «Микроклиматические особенности вентиляции и кондиционирования». Главными показателями комфорта микроклимата в помещении являются температура воздуха, температура окружающих поверхностей, влажность и подвижность воздуха. Хотя явно состав воздуха в этой четверке не упоминается, негласно подразумевается, что воздух качественный, т.е. имеет максимально близкий к природному состав. Вентиляция прямо воздействует на все компоненты микроклимата, кроме температуры поверхностей, а если добавить панельное (потолочное) кондиционирование, то все составляющие микроклимата помещений зависят от качества инженерного решения «воздушной» части.

Автор отмечает, что специалисты многих отраслей ведут поиск параметров идеального комфорта, и в общем известно, что при температуре воздуха и поверхностей около 20°C, влажности 50–70% и подвижности воздуха до 0,5 м/с большинство людей чувствует себя комфортно.

Температура воздуха зимой поддерживается системой отопления и вентиляцией, как правила из соображений экономии рассчитанной на минимально возможный воздухообмен. Очень часто вентиляцию переводят в режим рециркуляции для ещё большей экономии, что сказывается на качестве воздуха.

В летний период повышенная температура приточного воздуха является следствием неправильного выбора места забора воздуха для притока. Если приточная решетка просто врезана в стену, особенно с солнечной стороны, то она забирает уже перегретый воздух, поднимающийся конвективным слоем вдоль наружной поверхности стены. Таким образом, приточная установка превращается в отопительную гелиоустановку. Правильный забор воздуха осуществляется из тени, желательно из зеленой зоны, где температура всегда немного ниже, а лучше всего воздух у фонтана, где за счет испарения температура воздуха ниже еще на 2–3°C. Вообще, возможности охлаждения за счет энергии испарения велики, и должны использоваться более

широко. Испарительное охлаждение гораздо дешевле кондиционирования, и во многих случаях является оптимальным решением.

Если влажность исходного воздуха невелика, то температуру можно понизить, например, на 10°C , при обеспечении на выходе вполне допустимой влажности 70–75%.

Температура поверхностей оказывает незначительное влияние на ощущение комфорта только до тех пор, пока она равномерна и не отличается от температуры воздуха более, чем на 2°C . В целом зимой наиболее предпочтителен режим, когда температура поверхностей на 2°C выше, чем у воздуха. Это обеспечивается системами панельного отопления, особенно напольного. У сильно нагретых или охлажденных поверхностей человек попадает в такие условия, что тепловой поток становится неравномерным: с одной стороны теплота поступает, с другой теряется. Такой режим перенапрягает терморегулирующий аппарат человека и вреден для здоровья.

Зимой более «комфортное» впечатление производит сочетание немного пониженной температуры воздуха ($18\pm 2^{\circ}\text{C}$) и повышенной на $2\text{--}3^{\circ}\text{C}$ температуры поверхностей. Обычно это связывают с тем, что при общем сохранении теплового баланса усиливается конвективная составляющая теплообмена. Летом наиболее приятное ощущение прохлады дает потолочное панельное охлаждение — оно понижает среднюю температуру поверхностей и почти не влияет на температуру воздуха в помещении. В помещениях с потолочным охлаждением можно организовать интенсивную вентиляцию или даже аэрацию — и при этом они останутся относительно прохладными.

Проблему влажности зимой частично решить можно с помощью низкотемпературного панельного отопления, при котором интенсивность осушения воздуха уменьшается. Как правило, для обеспечения настоящего комфорта требуется увлажнение воздуха. Эта задача легко решается в помещениях с центральным кондиционированием воздуха. Во всех остальных случаях приходится использовать увлажнители воздуха.

Разработка решений по созданию оптимального микроклимата требует учета многих взаимодействующих факторов воздушно-теплового баланса. Только обладая глубоким и всесторонним пониманием микроклиматических особенностей вентиляции и кондиционирования можно эффективно направить работу климатической техники на качественное обеспечение запросов заказчиков.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		21

1.2 Зарубежные источники литературы

Мероприятия энергосбережения систем вентиляции и кондиционирования изучает в статье «Системы вентиляции, регулируемые по уровню потребности» автор Т. Lawrence, член Американского общества инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию воздуха (ASHRAE). В своем исследовании он пришел к следующим выводам: вентиляция, регулируемая по уровню потребности, потенциально может обеспечить значительную экономию энергии, потребляемой системами ОВК, благодаря кондиционированию только того количества вентиляционного воздуха, которое необходимо для поддержания хорошего качества внутреннего воздуха.

Наиболее перспективными приложениями в этом смысле являются системы вентиляции в зданиях или зонах с большими изменениями количества находящихся в помещениях людей.

Достижение улучшений конструктивных характеристик возможно с минимальным дополнительным оборудованием и минимальной модификацией системы. Если реальная система вентиляции имеет (или предполагается, что имеет) постоянный расход наружного воздуха, равный значениям, то возможна существенная экономия энергии.

Возможно также улучшение качества внутреннего воздуха благодаря компенсации эффективности вентиляции при использовании фактических измеренных значений концентрации CO₂.

Однако надо учитывать, что в реальных условиях поток вентиляционного воздуха может существенно отличаться от значений, указанных в стандартах. Поэтому реальная экономия энергии может быть ниже рассчитанной.

Особенности проектирования систем обеспечения микроклимата, конкретно, помещения атриума рассматривает L. Stefanutti в статье «Климатизация атриумов». Несмотря на то, что организация атриумов с инженерной точки зрения вызывает сложные проблемы, они успешно реализованы в Соединенных Штатах и Северной Европе. При организации воздухообмена в атриумах существует три основных проблемы: влияние солнечного излучения на внутренний микроклимат; организация воздухообмена в помещениях большой площади со всеми вытекающими последствиями: стратификация, холодные воздушные течения и пр.; контроль климатических условий в зонах, прилегающих к центральному атриуму.

При проектировании систем климатизации нужно учитывать явление стратификации, то есть повышение температуры на больших высотах.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		22

При анализе данного явления следует учитывать различные факторы, оказывающие влияние на перемещение воздушных масс: эффект холодных стен; внутренние теплопоступления; тип распределения воздуха; инфильтрацию наружного воздуха; удаление воздуха на верхних участках. Таким образом, при всех прочих равных условиях стратификация обостряется в летний период в зданиях, где велико соотношение между высотой и площадью в плане. Это обусловлено тем, что в высоком и узком атриуме нагретый воздух, имеющий меньшую плотность, поднимается вверх, сосредотачивается вблизи кровли, не успевая опуститься на более низкие уровни.

Климатизацию помещений такого типа можно организовать путем четкого деления всего пространства на две зоны - верхнюю и нижнюю, которые будут обслуживать две независимые системы.

Эффект холодных стен заключается в том, что в отсутствие солнечной радиации и при низкой наружной температуре возникает явление противоположной стратификации, когда температура воздуха вблизи кровли ниже, чем температура на уровне земли.

Это явление обусловлено утечкой тепла из теплого помещения наружу через кровлю посредством как теплопередачи, так и лучистого теплообмена между теплой кровлей и холодным наружным воздухом. Величина этой температурной инверсии составляет около 3-4°C при наружной температуре -1°C.

В данной статье приводится пример реализации атриума, расположенного в городке Булонь-на-Сене (Франция). Это восемь надземных этажей плюс подвал общей площадью нетто 2 500 м². Особенность инженерного оборудования здесь состоит в том, что металлические опорные конструкции остекления оснащены водяной "ирригационной" системой (вода в системе - горячая или холодная - в зависимости от времени года), которая частично компенсирует потребности подачи или отвода тепла. Атриум образует единое пространство от подвала до восьмого этажа. При выборе материала для остекления был достигнут компромисс между требованиями теплозащиты здания и его естественной освещенности. Горизонтальная остекленная плоскость выполнена из двухслойного стекла и имеет $K=1,9 \text{ Вт/м}^2$ с индексом светопередачи 38 %. Система климатизации данного атриума представляет собой сочетание различных систем.

Через металлические конструкции остекления пропускается вода, летом холодная (17°C), зимой теплая (38°C). Каждая из двух плоскостей остек-

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		23

ления имеет независимый контур. Предусмотрены два пластинчатых теплообменника, холодный и горячий, с возможностью регулировать температуру вторичного контура посредством двухходового клапана, установленного в первичном контуре.

Чтобы под кровлей поддерживать температуру ниже 30 С, производят "промывку" воздуха в помещении снизу вверх и отвод наружу нагретого воздуха через открывающиеся проемы, имеющиеся в горизонтальном остеклении.

Воздух, поступающий в атриум, идет из зон, расположенных на подвальном этаже и с лифтовых площадок, общей охлаждающей мощностью 39 кВт. Когда температура воздуха под кровлей превышает 30 С, в остеклении открываются вытяжки (кстати, они необходимы и для возможного отвода дымовых газов) и система переходит полностью на наружный воздух. Когда температура опускается ниже 30°С, вытяжки закрываются и станция возвращается к перемешиванию воздушных масс.

Существуют различные схемы организации воздухообмена в больших помещениях, как правило, они различаются применением различных струй. Авторы D. Int-Hout, член ASHRAE, и L. Kloostra, член ASHRAE статьи «Распределение воздуха в больших помещениях» рассмотрели наиболее рациональные схемы. При организации воздухообмена в больших помещениях есть как положительные, так и отрицательные моменты. Положительным моментом является то, что воздух распределяется по большой площади. По этой причине маловероятно проявление локализованных проблем. Отрицательный момент заключается в том, что из-за размера помещения нельзя установить диффузоры по всей его площади. Специалисты в ходе исследования пришли к следующим выводам:

- Холодный воздух опускается, горячий воздух поднимается. Дальность струи с конечной скоростью до 0,4 м/с изменяется приблизительно на 2% при изменении разности температур воздушного потока и окружающего воздуха на 1 °С;
- Используйте стратификацию для предотвращения кондиционирования неиспользуемых зон;
- Вытяжной воздух является источником шума, как и приточный.
- Вытяжной воздух оказывает незначительное влияние на схемы распределения воздушных потоков.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		24

2 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБЪЕКТА

Объектом исследования является атриум торгового комплекса в г. Челябинске, габаритные размеры которого составляют 30 м- ширина, 66 м- длина, 18 м- высота. До реконструкции в помещении были спроектированы системы микроклимата полностью компенсирующие тепловые потери и избытки тепла.

Существующая система вентиляции в виде механической подачи приточного воздуха была предусмотрена на 1 и 2, уровне, вытяжная – на 3 уровне со стороны торговых галерей справа. Кондиционирование воздуха было спроектировано для галерей на втором уровне.

После реконструкции осуществили установку мультимедийного оборудования, от которого в помещение поступают избытки тепла. Параметры воздуха стали отличаться от заданных, поэтому возникла необходимость дополнить атриум системами вентиляции и кондиционирования воздуха для поддержания оптимальных параметров в рабочей зоне.

Новые системы вентиляции и кондиционирования обслуживают галерею слева на 3 уровне и торговые галереи справа на 3,4 и 5 уровнях.

2.1 Расчетные параметры воздуха

Для вентиляции и кондиционирования основными расчетными параметрами являются температура, энтальпия, скорость наружного воздуха. Согласно [1] приняты следующие параметры наружного воздуха:

Таблица 2.1 – Параметры наружного воздуха

Период года	t , °C	v , м/с	I , кДж/кг
Теплый (пар.А)	25,9	3,2	52
Холодный (пар. Б)	-34	4,5	-33,5

Концентрация $CO_2H = 0,5$ л/м³, так как г. Челябинск относится к большим промышленным городам.

Параметры внутреннего воздуха задаются в рабочей зоне, согласно [2]. Высота рабочей зоны – 2 метра, так как люди находятся преимущественно в положении стоя. Параметры внутреннего воздуха принимаются по заданию для проектирования, приведены в таблице 2.2 .

Таблица 2.1 – Параметры внутреннего воздуха

Период года	t_v , °C	ϕ , %	V , м/с
Теплый	23	65	0,5
Холодный	16	60	0,3

Концентрация CO₂в= 1,25 л/м³ , так как зал является местом периодического пребывания людей.

Суммарный объем помещения атриума составляет 34560 м³.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		26

3 РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ В ПОМЕЩЕНИЕ АТРИУМА

3.1 Расчет выделений тепла от людей

Выделение тепла, влаги и CO₂ от людей зависит от затраченной ими энергии и температуры воздуха в помещении. Следует принимать, что женщины выделяют 85% теплоты и влаги, выделяемой мужчинами. Примем, что в атриуме находится равное количество мужчин и женщин, категория работы – легкая.

Максимальное количество людей одновременно находящихся в помещении атриума 150 человек.

3.1.1 Теплый период

Рассчитаем явное тепло от зрителей по формуле:

$$Q_{\text{я}} = q_{\text{я}} \cdot N \quad (3.1)$$

где $q_{\text{я}}$, Вт – количество явной теплоты которую выделяет мужчина при определённом значении температуры в помещении, принимаем $q_{\text{я}}=79$ Вт, согласно прилож.20 [7];

N – количество человек, принимаем 75 мужчин и 75 женщин.

$$Q_{\text{я}} = 79 \cdot 75 + 0,85 \cdot 79 \cdot 75 = 10\,970 \text{ Вт.}$$

Рассчитаем полное тепло от зрителей по формуле:

$$Q_{\text{п}} = q_{\text{п}} \cdot N \quad (3.2)$$

где $q_{\text{п}}$, Вт – количество полной теплоты которую выделяет мужчина при определённом значении температуры в помещении, принимаем $q_{\text{п}}=147$ Вт, согласно прилож.20 [7];

$$Q_{\text{п}} = 147 \cdot 0,85 \cdot 75 + 147 \cdot 75 = 20395 \text{ Вт}$$

Рассчитаем количество влаги по формуле:

$$M_{\text{w}} = m_{\text{w}} \cdot N \quad (3.3)$$

где m_{w} , г/ч – количество влаги, выделяемое мужчиной при определённой температуре в помещении, принимаем $m_{\text{w}}=99$ г/ч, согласно прилож.20 [7].

$$M_{\text{w}} = 99 \cdot 0,85 \cdot 75 + 99 \cdot 75 = 13736 \text{ г/ч}$$

3.1.2. Зимний период

Рассчитаем явное тепло от посетителей по формуле (3.1):

$$Q_{\text{я}} = 116 \cdot 0,85 \cdot 75 + 116 \cdot 75 = 16095 \text{ Вт}$$

где $q_{\text{я}}=116$ Вт.

Рассчитаем полное тепло от посетителей по формуле (3.2):

$$Q_{\text{п}} = 158 \cdot 0,85 \cdot 75 + 158 \cdot 75 = 21923 \text{ Вт}$$

где $q_{\text{п}}=158$ Вт.

Рассчитаем количество влаги по формуле (3.3):

$$M_w = 59 \cdot 0,85 \cdot 75 + 59 \cdot 75 = 8186 \text{ г/ч}$$

где $m_w = 59 \text{ г/ч}$

3.1.3 Количество углекислого газа

Определяем по формуле:

$$M_{CO_2} = m_{CO_2} \cdot N \quad (3.4)$$

где $m_{CO_2} = 25$, согласно прилож. 23 [3], в соответствии легкой категории работ посетителей.

$$M_{CO_2} = 25 \cdot 150 = 3750 \text{ л/ч}$$

3.2 Расчёт теплоступлений от искусственного освещения

$$Q_{и.о.} = E \cdot F_{пр} \cdot q_{осв} \cdot \eta \quad (3.5)$$

где $E = 100 \text{ лк}$, согласно табл. 17 [7];

$q_{осв}$ - удельные тепловыделения, Вт/(м²лк). Для светильника диффузорного рассеянного света при $F = 2160 \text{ м}^2$ и высоте помещения более 3,6 м

$q_{осв} = 0,077 \text{ Вт/(м}^2\text{лк)}$ в соответствии с, табл.18 [7];

$\eta = 1$, т.к. светильники подвесного исполнения.

$$Q_{и.о.} = 100 \cdot 1980 \cdot 0,077 \cdot 1 = 15245 \text{ Вт}$$

3.3 Расчет теплоступлений от технологического оборудования.

Согласно техническим условиям в помещении установлено следующее электропотребляющее оборудование:

- рекламные конструкции и экраны общей мощностью 150 кВт;
- эскалаторы общей мощностью 5 кВт;
- лифты общей мощностью 15 кВт.

$$Q_{т.о.} = N_{э} \cdot \eta_{э}, \text{ Вт} \quad (3.6)$$

где $N_{э}$ – Электрическая мощность, Вт;

$\eta_{э}$ – коэффициент, учитывающий долю тепла, поступающего в помещение, для установленного в помещении оборудование не имеющего укрытий с отсосом воздуха $\eta_{э} = 1$.

$$Q_{т.о.} = (150\,000 + 5\,000 + 15\,000) \cdot 1 = 170\,000 \text{ Вт}$$

3.4 Теплоступления от солнечной радиации через окна и покрытие

Для расчета теплоступления использовалась программа SunnyRadiation. Результаты расчетов представлены ниже.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		28

Окна

Высота окна : $H = 29$ м С
 Ширина окна : $B = 15$ м СВ
 Длина горизонт. эл-тов затенения : $L_{г} = 1,2$ м В
 Длина вертикал. эл-тов затенения : $L_{в} = 1,2$ м ЮВ
 Расстояние от горизонтального : $a = 0,3$ м Ю
 и вертикального : $c = 0,3$ м ЮЗ
 З
 СЗ

элементов затенения до откоса светового проёма

Количество однотипных одинаково направленных окон : шт.

Площадь световых проёмов : $F_{п} = 435$ м²

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

Сопротивление теплопередаче заполнения светового проёма : $R_{п} = 0,9$ $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$

Козф. затенения светового проёма переплётками : $\tau_{2} = 0,75$

Козф. относ. проникания солн. радиации : $K_{отн} = 0,7$

Ориентация окна :

Вертикальная Наклонная (близко к вертикальной) Горизонтальная

Северная широта района : °

Средняя температура наружного воздуха : $t_{н.ср} = 18,4$ °C

Температура внутреннего воздуха : $t_{в} = 23$ °C

Скорость ветра : $v = 3,2$ м/с

Суточная амплитуда температуры нар. в-ха : $\Delta t_{н} = 10,7$ °C

Козфициент теплоотдачи наружной поверхностью окна : $\alpha_{н}^{в} = 30,4$ $\alpha_{н}^{г} = 14,21$

Рисунок 3.1 – Исходные данные для программы SunnyRadiation

Расчёт теплопоступлений от солнечной радиации

Файл Справка

Исходные данные Окна Итого:

	C	CB	B	ЮB	Ю	ЮЗ	З	СЗ		
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
$q_{вп}, \text{Вт/м}^2$	0	0	0	0	37	193	376	503	547	517
$q_{вр}, \text{Вт/м}^2$	56	56	60	65	72	78	100	117	124	116
$h, ^\circ$	36	46	52	55	55	52	46	36	29	21
$A_c, ^\circ$	70	54	34	12	12	34	54	70	83	96
$A_o, ^\circ$	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
$A_{co}, ^\circ$	20	36	56	78	78	56	36	20	7	6
$\beta, ^\circ$	52	38	23	8	8	23	38	52	60	69
$S_v, \text{Вт/м}^2$	0	0	0	0	105	282	460	577	618	602
$D_v, \text{Вт/м}^2$	75	77	80	86	93	106	125	159	168	158
β_2	-0,13	0,13	0,38	0,6	0,79	0,92	0,99	0,99	0,92	0,79
$K_{инс.в.}$	0,9686	0,9213	0,8241	0,4681	0,4681	0,8241	0,9213	0,9686	0,9867	0,9944
$K_{обл}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$q_{пр}, \text{Вт/м}^2$	29	30	32	34	47	125	235	317	349	331
$t_{н.усл.}, ^\circ\text{C}$	18,1667	19,5693	20,9253	22,1423	23,5025	25,4112	27,0812	28,1238	28,1191	27,2922
$q_{пт}, \text{Вт/м}^2$	-5	-4	-2	-1	1	3	5	6	6	5
$q_{пр} + q_{пт}$	24	26	29	33	47	127	239	323	354	336
$Q_{ост}, \text{Вт}$	10594	11399	12890	14646	20951	56232	105546	142468	156391	148149

MAX

Рисунок 3.2 – Результаты расчета программы SunnyRadiation

Максимальные теплопоступления от солнечной радиации наблюдаются в период с 16 до 17 часов на западной стороне и составляют 156391 Вт

$$Q_{ср} = 156\,300 \text{ Вт}$$

3.5 Суммарные теплопоступления

Теплопоступления по явному теплу в холодный период года определяются по формуле:

$$\sum Q_{я}^{х.п.} = Q_{я}^{люд} + Q_{ио} + Q_{об} \quad (3.11)$$

Теплопоступления по явному теплу в тёплый период года определяются по формуле:

$$\sum Q_{я}^{л.п.} = Q_{я}^{люд} + Q_{я}^{пок} + Q_{об} + \max \left\{ \begin{matrix} Q_{ок} \\ Q_{ио} \end{matrix} \right. \quad (3.12)$$

Теплопоступления по полному теплу в холодный период года определяются по формуле:

$$\sum Q_{п}^{х.п.} = Q_{п}^{люд} + Q_{об} + Q_{осв} \quad (3.13)$$

Теплопоступления по полному теплу в тёплый период года определяются по формуле:

$$\sum Q_{п}^{л.п.} = Q_{п}^{люд} + Q_{я}^{пок} + Q_{об} + \max \left\{ \begin{matrix} Q_{ок} \\ Q_{ио} \end{matrix} \right. \quad (3.14)$$

Таблица 3.1 – Суммарные поступления вредных веществ в помещение атриума.

Период года	Теплопоступления, Вт						Вредные вещества		
	От солнечной радиации	От освещения	От людей		Всего		От оборудования	Влага, М _w , г/ч	Углекислый газ, М _{со2} , л/ч
			Явное тепло	Полное тепло	Явное тепло	Полное тепло			
Теплый	156390	15246	10369	20396	336759	346786	170000	13736	3750
Холодный	-		16095	21923	201341	207169		8186	

ИТОГО: 346 785 Вт в летний период.

Принимая во внимание, что на 1 и 2 этажах атриума имеется существующая система кондиционирования, (на первом этаже холодильной мощностью 71 кВт, на втором 36,4 кВт), приточный воздух подающийся на 1 и 2 этажи также охлаждается (следовательно, теплопоступления с приточным воздухом не учитываются).

Таким образом, устанавливаемая система кондиционирования должна иметь производительность:

$$Q_x = 346\,785 - 71\,000 - 36\,400 = 239\,385 \text{ Вт}$$

Следует отметить, что существующая система кондиционирования мощностью 107,4 кВт покрывала теплоизбытки в помещении атриума рассчитанные на параметры наружного воздуха принятые по [1].

3.6 Расчет тепловых потерь.

Основные и добавочные потери теплоты следует определять, суммируя потери теплоты через отдельные ограждающие конструкции Q_i , Вт, для помещения по формуле:

$$Q_i = A_i \cdot K_i \cdot (t_b - t_n) \cdot n_i \cdot (1 + \sum \beta_i) \quad (2.1)$$

где A_i – расчетная площадь рассматриваемого ограждения, м².

K_i – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С);

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

t_n – расчетная температура наружного воздуха, °С;

n_i – коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху, принимаем по [2];

β_i – коэффициент, учитывающий дополнительные тепловые потери через ограждение.

Значение сопротивления теплопередачи для наружных ограждающих конструкций принимается нормативное с учетом градусо-суток отопительного периода ГСОП, $\frac{^{\circ}\text{C} \cdot \text{сут}}{\text{год}}$, по формуле:

$$\text{ГСОП} = (t_{\text{в}} - t_{\text{от}}) \cdot z_{\text{от}}, \frac{^{\circ}\text{C} \cdot \text{сут}}{\text{год}} \quad (1)$$

где $t_{\text{в}}$ - температура внутреннего воздуха в помещении, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{от}}$ - температура периода со среднесуточной температурой воздуха для жилых зданий $t_{\text{н}} \leq 8^{\circ}\text{C}$, $^{\circ}\text{C}$;

$z_{\text{от}}$ - продолжительность периода со среднесуточной температурой воздуха для жилых зданий $t_{\text{н}} \leq 8^{\circ}\text{C}$, $^{\circ}\text{C}$.

$$\text{ГСОП} = (16 - (-6,5)) \cdot 218 = 4905 \frac{^{\circ}\text{C} \cdot \text{сут}}{\text{год}}$$

В соответствии с ГСОП требуемое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций $R_o^{\text{тр}}$, согласно таблице 3[2] :

для наружной стены $R_o^{\text{тр}} = 2,67 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}$;

для покрытия $R_o^{\text{тр}} = 3,56 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}$;

для оконного проема $R_o^{\text{тр}} = 0,44 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}$.

Расчет теплопотерь помещения атриума.

Оконный проем:

$A_{\text{ок}}=1554 \text{ м}^2$;

Ориентация данного ограждения – З и В, следовательно $\beta_1=0,05$. Продуваемость помещения с 2 наружными стенами учитывается коэффициентом $\beta_2=0,13$. Коэффициент добавки для помещений выше 4м принимаем $\beta_3=0,15$. Итого $\Sigma\beta=1,33$;

$K'_{\text{ок}}=2,27-0,37= 1,9 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}$ – расчётный коэффициент теплопередачи окна;

$Q_{\text{ок}}=1554 \cdot 1,9 \cdot (16+34) \cdot 1 \cdot 1,33= 196 \text{ 347 Вт}$

Покрытие:

$A_{\text{пок}}=2475 \text{ м}^2$;

$K_{\text{пок}}=0,28 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}$ – расчётный коэффициент теплопередачи покрытия;

$Q_{\text{пок}}=2475 \cdot 0,28 \cdot (16+34) \cdot 0,9 \cdot 1= 31185 \text{ Вт}$

Пол по грунту:

$A_{\text{пл}}=1980 \text{ м}^2$;

$K_{\text{г}}=0,48 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}$ – расчётный коэффициент теплопередачи пола по грунту I зоны;

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		32

$K_{II}=0,23 \text{ Вт/ (м}^2\cdot\text{°C)}$ – расчётный коэффициент теплопередачи пола по грунту II зоны;

$K_{III}=0,12 \text{ Вт/ (м}^2\cdot\text{°C)}$ – расчётный коэффициент теплопередачи пола по грунту III зоны;

$K_{IV}=0,07 \text{ Вт/ (м}^2\cdot\text{°C)}$ – расчётный коэффициент теплопередачи пола по грунту IV зоны;

$$Q_I=60\cdot 0,48\cdot(16+34)\cdot 0,6\cdot 1= 864 \text{ Вт}$$

$$Q_{II}=60\cdot 0,23\cdot(16+34)\cdot 0,6\cdot 1= 414 \text{ Вт}$$

$$Q_{III}=60\cdot 0,12\cdot(16+34)\cdot 0,6\cdot 1= 216 \text{ Вт}$$

$$Q_{IV}=1374\cdot 0,07\cdot(16+34)\cdot 0,6\cdot 1= 2885 \text{ Вт}$$

Дверь

$$A_{дв}=1,95\cdot 2=3,9 \text{ м}^2 - 12 \text{ шт.}$$

Даны двойные двери с тамбуром, следовательно $\beta_4=0,27\cdot H$, где H- высота помещения атриума.

$$\beta_4= 0,27\cdot 18= 4,86$$

Ориентация данного ограждения – В и З, следовательно $\beta_1=0,05$; $\Sigma\beta=4,91$.

$$Q_{дв}=12\cdot 3,9\cdot 1,67\cdot(16+34)\cdot 1\cdot 4,91=19200 \text{ Вт}$$

Итого: теплопотери для помещения атриума 251 111Вт

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		33

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ

КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

После проведения расчетов теплоизбытков можно сделать вывод, что в помещении атриума есть избыточные тепловыделения не покрываемые существующей системой кондиционирования, которые составляют 239,4 кВт.

Для утилизации теплоизбытков предлагается установить в помещении атриума VRF систему с кассетными внутренними блоками.

Внутренние блоки предлагаем установить на уровнях, отметки которых +4.500, +6.000, +9.000, +10.800.

Места для размещения наружных блоков вдоль оси «2» в осях «А-В» (для отметок 6.000 и 10.800) и вдоль оси «5» в осях «А-В» (для отметок 4.500 и 9.000). Для удобства эксплуатации следует предусмотреть управление каждым внутренним блоком из помещения диспетчерской.

Типоразмер внутренних блоков подбирается по значению суммарных теплоступлений в помещение. Холодильная мощность корректируется, согласно техническим данным оборудования.

4.1 Подбор оборудования

Типоразмер внутренних блоков подбирается по значению суммарных теплоступлений в помещение. Холодильная мощность корректируется, согласно техническим данным оборудования.

Исходя из требуемой холодильной мощности на каждом уровне предусмотрена установка 5 внутренних кассетных блока фирмы «Electrolux» марки ESVMC4-SF-140 по 14,2 кВт каждый, соответственно всего 20 внутренних блоков. Все блоки соединяются единой системой фреоновых проводов. Данные подбора приведены в таблице ниже.

Таблица 4.1 Технические характеристики внутренних блоков

Пом.	QΣ, Вт	Кол-во внут.б.	Марка вн. блока	Qфакт., Вт	Лвн.б, м³/ч	Габариты (ДхВхШ) мм	Ø (жид., газ, дренаж), мм
Атриум	239 400	20	ESVMC4-SF-140	14 200	2040	920x320x920	(9,53;15,88; 25)

Трассировка фреоновых проводов и подбор наружного блока.

Наружный блок системы VRF подбирается исходя из нагрузки холодоснабжения с учетом коэффициента одновременности работы всех

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		34

внутренних блоков и трассы фреоновых трубопроводов.

У наружных блоков фирмы «Electrolux» марки ESVMO-615-A, согласно каталогу производителя, есть следующие требования для трассы трубопроводов:

- Максимальная эквивалентная длина трубопроводов 175 м, суммарная длина трасс - 500м.
- Перепад высот между внутренними блоками - до 15 м, между наружными и внутренними блоками – до 50 м.

Поэтому к установке принимаем 4 модульных наружных блоков ESVMO-615-A с холодильной производительностью 61,5 кВт каждый.

Соответственно, принимаем к проектированию 4 систем (К1-К4), каждая из которых обслуживает 1 уровень. На каждом этаже 5 внутренних блока по 14,2 кВт. Всего на здание 20 внутренних блоков.

В качестве хладагента используется фреон марки R410A. Материал трубопроводов принимаем медь в изоляции из каучука K-Flex марки ST. Прокладка фреоновых трасс по помещению и кровле осуществляется в стальных закрытых лотках.

Трубы системы дренажа приняты из полипропилена PPRC PN с тройниками для врезки от оборудования. Слив производят в существующую систему канализации, который выполняется неразъемным и герметичными раструбными тройниками с уплотнительными манжетами.

Наружные блоки размещаются на кровле на специальных площадках, где предусмотрена установка технических пластин во избежание передачи вибрации.

Технические характеристики наружных блоков представлены в таблице А.1 (Приложение А).

Медные трубопроводы системы подобраны с помощью таблиц А.2, А.3 и А.4 (Приложение А).

Выбранные диаметры трубопроводов отмечены в графической части проекта на планах и расчетной схеме. Расчетная схема системы К1 изображена на рисунке А.1 (Приложение А).

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		35

5 КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

В настоящий момент, в помещении атриума выполнена приточно-вытяжная вентиляция. Приток выполнен в нижнюю часть атриума на уровни, отметки которых 0.000, +4,500 и +6,000, в количестве четырех веток. Расход приточного воздуха составляет 16 000 м³/ч. Вытяжка выполнена на уровне, отметка которого +10.800, расход вытяжного воздуха - 16320 м³/ч.

Для разбавления теплоизбытков от вновь установленного оборудования, в переходный период рекомендуется увеличить воздухообмен.

Теплопоступления в переходный период составляют 150 кВт.

5.1 Выбор расчётного воздухообмена в помещении атриума

В помещении атриума избытки тепла значительно преобладают над выделениями влаги, поэтому воздухообмен определяется, по формуле:

$$G_p = \frac{3,6 \cdot Q_{об}}{c \cdot (t_y - t_{пр})} \quad (5.1)$$

Температура удаляемого воздуха (t_y , °C), определяется по формуле:

$$t_y = t_b + \text{gradt}(H - H_{п.з.}) \quad (5.2)$$

где величина градиента температуры (gradt , °C) зависит от значения теплонапряжённости (q , Вт/м²), который можно определить по формуле:

$$q = \frac{Q_{об}}{V_{пом}} \quad (5.3)$$
$$q = \frac{150000}{35640} = 4,2 \text{ Вт/м}^2$$

Так как теплонапряжённость в диапазоне 0–11,6 Вт/м², величина градиента температуры принимается в диапазоне 0–1,5 °C/м, следовательно, $\text{gradt} = 0,25$ °C/м.

По формуле (5.2) определим температуру удаляемого (t_y , °C) воздуха:

$$t_y = 23 + 0,15 \cdot (21 - 2) = 27,8^\circ\text{C}$$

Температуру приточного воздуха в переходный период принимаем равной $t_{пр} = 18$ °C.

Определим расчётный воздухообмен по формуле (5.1):

$$G_p = \frac{3,6 \cdot 150000}{1,005 \cdot 1,2(27,8 - 18)} = 45690 \text{ кг/ч}$$

С учетом существующей сети вентиляции рекомендуется дополнительно установить приточно-вытяжную установку производительностью 30 000 м³/ч.

Приток воздуха организован на отметках +6.000, +9.000, +10.800, вытяжной воздуховод размещается в зоне «купола» на отметке 18,000. Отметки

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		36

разрешения приточных и вытяжных воздуховодов указано ориентировочно и уточняется при проектировании.

Проверим выбранный воздухообмен на обеспечение санитарной нормы и удаление углекислого газа.

5.1.1 Расчёт по санитарной норме

Для атриума санитарная норма принимается: 20 м³/ч на посетителя, следовательно:

$$L_{CH} = 20 \cdot 150 = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$$

5.1.2 Расчёт по углекислому газу

$$L_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{C_{CO_2}^y - C_{CO_2}^{пр}} \quad (5.4)$$

где $C_{CO_2}^y = C_{CO_2}^B = 1,25 \text{ л/м}^3$;

$C_{CO_2}^{пр} = C_{CO_2}^H = 0,5 \text{ л/м}^3$

$$L_{CO_2} = \frac{3750}{1,25 - 0,5} = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Таким образом, принятый расчётный воздухообмен обеспечивает выполнение санитарной нормы, удаление углекислого газа и является исходным для подбора оборудования.

Система вентиляции будет представлять собой четыре системы: две приточных П1 и П2 с производительностью 16000 и 14000 м³/ч и две вытяжных В1 и В2, соответственно.

Рассмотрим аэродинамический расчет приточной системы П1 и вытяжной В1. Данный расчёт производится для определения размеров воздуховодов и для определения потерь давления. Первым в порядке расчёта рассчитывается магистральный участок, затем – ответвление. Необходимо найти невязку двух направлений, разница между которыми должна быть не более 10%.

5.3 Порядок аэродинамического расчёта

1. Вычерчивается аксонометрическая схема, она разбивается на отдельные участки. Определяется магистральная ветка – цепь участков от вентилятора до наиболее удалённой решётки. На схеме каждый участок нумеруется, указывают его длину и расход. Аналогично обозначают участки ответвления.

2. Определяют требуемую площадь поперечного сечения по формуле:

$$F_{тр} = \frac{L_{уч}}{3600 \cdot v_p} \quad (5.9)$$

где $L_{уч}$ – расход воздуха на участке, м³/ч;

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		37

v_p – рекомендуемая скорость движения воздуха, м/с, принимается согласно табл. 22.13 [5]

3. По значению требуемой площади поперечного сечения подбирают размеры воздуховода, согласно нормативным в табл. 22.2 [5]

4. Определяют эквивалентный диаметр для прямоугольного воздуховода:

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad (5.9)$$

где a и b – размеры воздуховода, мм.

5. Определяют фактическую скорость воздуха на участке по формуле:

$$v_{\text{ф}} = \frac{L_{\text{уч}}}{3600 \cdot a \cdot b} \quad (5.10)$$

6. Находят удельные линейные потери на трение (R , Па/м) из табл. 22.15 по скорости движения воздуха и эквивалентному диаметру воздуховода

7. Определяют потери на трение по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} = R \cdot l \cdot n \quad (5.11)$$

где l – длина участка, м;

n – поправочный коэффициент на шероховатость воздуховодов, который зависит от скорости и эквивалентной шероховатости материала, для воздуховодов из листовой стали принимается $n=1$.

8. Определяют динамическое давление на трение по формуле:

$$P_{\text{д}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{ф}}^2}{2} \quad (5.12)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³.

9. Определяют суммарный коэффициент местных сопротивлений ($\sum \xi$), для этого составляется таблица, где для каждого участка указываются местные сопротивления и их коэффициенты.

10. Находят потери давления на местные сопротивления по формуле:

$$Z = P_{\text{д}} \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \quad (5.13)$$

11. Определяют потери давления на всём участке по формуле:

$$\Delta P_{\text{уч}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z \quad (5.14)$$

12. Выполняется увязка ответвлений.

Пример аэродинамического расчета

Рассмотрим первый участок приточной системы П1, расход которого $L = 515 \text{ м}^3/\text{ч}$; $l = 4 \text{ м}$.

Определим требуемую площадь поперечного сечения воздуховода по формуле (5.9):

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		38

$$F_{тр} = \frac{515}{3600 \cdot 2} = 0,07 \text{ м}^2$$

Подбираем размеры воздуховода: 400x300 мм

Определяем эквивалентный диаметр по формуле (5.9):

$$d_{эк} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 300}{400 + 300} = 343 \text{ мм}$$

Найдём фактическую скорость воздуха в воздуховоде по формуле (5.10):

$$v_{ф} = \frac{515}{3600 \cdot 400 \cdot 300} = 1,2 \text{ м/с}$$

$R = 0,06 \text{ Па/м}$;

Определим потери давления на трение по формуле (5.11):

$$\Delta P_{тр} = 0,06 \cdot 4 \cdot 1 = 0,24 \text{ Па}$$

Определим динамическое давление на трение по формуле (5.12):

$$P_{д} = \frac{1,2 \cdot 1,2^2}{2} = 0,9 \text{ Па}$$

Местными сопротивлениями на данном участке является воздухораспределительная решётка с $\xi = 2,2$, согласно табл. 22.22 [10], отвод под 90° с $\xi = 0,4$, согласно табл. 22.23 [10], тройник на проход на нагнетание, который определяется по табл. 22.37 с помощью двух отношений: расходов и сечений воздуховодов.

$$L_{п} / L_{с} = \frac{515}{1030} = 0,5; f_{п} / f_{с} = \frac{400 \cdot 300}{400 \cdot 300} = 1.$$

Следовательно, к установке принимаем тройник с $\xi = 0,3$. Суммарный коэффициент местных сопротивлений принимаем $\xi = 2,89$. КМС всех участков магистрали и ответвления определяются аналогично по таблицам 22.36 – 22.40 [10].

Определим потери давления на местных сопротивлениях по формуле (5.13):

$$Z = 0,9 \cdot 2,89 = 4,9 \text{ Па}$$

Определим потери давления на участке по формуле (5.14):

$$\Delta P_{уч} = 0,24 + 4,9 = 5,1 \text{ Па}$$

Расчетная схема системы П1 представлена на рисунке Б.1 (Приложение Б).

Все участки магистрали и ответвлений рассчитываются аналогично, результаты этих расчётов сносятся в таблицы Б.2 - Б.5 (Приложение Б).

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		39

Расчет невязки магистралей и ответвлений

Рассмотрим приточную систему П1, где ответвлением являются участки 13-19, суммарные потери давления на которых составляют 161 Па, а на участках 1-11 магистральной ветки – 282 Па. Рассчитаем невязку:

$$H = \frac{282-161}{161} \cdot 100\% = 75\%$$

Невязка участков должна составлять не более 10 %, данное условие не выполняется.

$$75\% > 10\%$$

В данном случае невозможно увязать ответвление путём изменения сечения воздуховодов, тогда необходимо установить местное сопротивление, с коэффициентом ξ , который определяется по формуле:

$$\xi_d = \frac{\Delta P_{\text{маг}} - \Delta P_{\text{отв}}}{P_d} \quad (5.15)$$

где P_d – динамическое давление на 19 участке магистральной ветки ответвления, так как клапан будет установлен на нем, для увеличения сопротивления, соответственно, увеличения значения давления.

$$\xi_d = \frac{282 - 161}{6,7} = 18$$

Для воздуховода с размерами 1000x300 мм подбираем клапан КПП-И 1000x300 В1 для регулирования расхода воздуха.

Подбор вентиляционного оборудования

Две приточные установки П1 и П2 состоят из приемной секции (воздушного клапана и фильтра класса очистки EU4), водяного калорифера, секции охлаждения, вентилятора и шумоглушителя. Источником холода является фреон, поэтому в комплекте поставляются компрессорно-конденсатные блоки. Установки располагаются на кровле и поэтому выполнены в наружном исполнении.

Производительность П1 и П2 составляют 16 000 и 14 000 м³/ч, свободный напор которых 400 и 370 Па, соответственно.

Приточные установки эксплуатируются в переходный период (от -10 до +10°C), но мощность секции охлаждения предусмотрена также и для летнего периода при температуре наружного воздуха 25°C.

Параметры теплоносителя от автономной котельной: 95/65°C.

Оборудование системы вентиляции в проекте предусмотрено фирмы «Ned», техническая информация о нём представлена в Приложении Б.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		40

6 КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Системы вентиляции и кондиционирования проектируются для обеспечения заданных параметров в рабочей зоне, а именно: температура, подвижность воздуха, химический состав, влажность. Для выполнения данной задачи возникает необходимость размещения различного рода технических устройств.

Имеются стандартные приемы для расчета температур в помещениях достаточно сложной конфигурации. В основе лежит анализ теплового баланса тепловых потоков через различные ограждения с учетом потерь теплоты здания. Однако наличие потоков воздуха существенно влияет на перенос тепла и, соответственно, на распределения температуры. Отметим, что расчетные подходы существенно зависят от типа здания и различаются для помещений разного назначения. Такой расчет основан на балансах массы и энергии, но в основе лежит предположение о термодинамическом и гидродинамическом равновесиях, что может в ряде случаев являться грубым приближением. Это может быть справедливым только для большого объема (в пределах одного помещения) на больших промежутках времени.

Балансовый подход невозможно использовать для отдельных частей помещения, тем самым, нельзя определить пространственные распределения термодинамических и, тем более, динамических параметров внутри помещения. Численное газодинамическое моделирование представляется более общим подходом.

Задача одновременного определения полей температуры и скорости воздуха для исследования аэродинамики вентиляции и кондиционирования внутри существенного трехмерного объекта при наличии большого числа устройств регуляции воздухообмена может быть решена только в рамках прямого численного газодинамического моделирования на основе эффективных численных алгоритмов интегрирования полных уравнений газодинамики.

6.1 Постановка задачи

В данном проекте выполняется математическое моделирование работы кондиционирования и системы вентиляции приточной и вытяжной. В качестве объекта исследования выбран атриум торгового комплекса, расположенный в городе Челябинск.

Необходимо, воспользовавшись упрощенной моделью атриума визуализировать работу данных системы, оценить корректность её работы,

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		41

определить соответствие воздуха расчётным и нормируемым параметрам по температуре и подвижности.

6.2 Метод исследования

В проекте проводилось численное исследование с использованием программного комплекса FlowVision, который предназначен для моделирования трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики.

В данной работе исследуется не быстротекущий процесс, имеющий не слишком большое количество разбиений, следовательно, для вычислений целесообразно использовать метод конечных разностей по неявной разностной системе. С использованием указанного программного комплекса в работе решалась задача моделирования потоков воздуха в пространстве атриума торгового комплекса и проверка эффективности работы систем вентиляции и кондиционирования на устранение теплоизбытков.

Для моделирования физических процессов происходящих в пространстве модели принимаем то, что течение газа турбулентное несжимаемое.

Порядок расчета

В геометрической модели принимаем следующие допущения: вследствие упрощения расчета считаем что окна и двери отсутствуют, не учитываем мебель, шероховатость стен и так далее. Данные упрощения не внесут существенного искажения в итоговый результат.

Данные для препроцессора

Для начала расчета необходимо задать исходные данные в виде условий однозначности, которые включают в себя:

- Геометрические условия, с их помощью задается размер области;
- Теплофизические условия, задаются конкретными параметрами;
- Начальные условия, начальное температурное поле и поле скоростей в теле;
- Граничные условия - задают условия теплообмена тела с окружающей средой.

Зададим условия однозначности для модели. Геометрические условия заданы моделью объекта. Построена твердотельная модель атриума.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		42

Теплофизические условия: при расчете принимаем, что через ограждения не происходит передачи теплоты, в качестве физических условий для воздуха температура которого $t=23^{\circ}\text{C}$ учитываем:

- Молярную массу воздуха – $M=0,0289$ кг/моль;
- Плотность воздуха принимаем равной $\rho=1$ кг/м³ (задаем постоянное значение, что бы применить в задаче приближение Буссинеска для изучения конвективных потоков);
- Кинематическая вязкость воздуха $\mu=1,835 \cdot 10^{-5}$ кг/м·с;
- Теплопроводность $\lambda=0,026$ Вт/м·К;
- Удельная теплоемкость $c=1009$ Дж/кг·К;
- Энтальпия образования $h=40\,800$ Дж/кг;
- Давление насыщения $P_s=2\,487$ Па.

Начальные условия: так как отсутствует какой-либо перенос теплоты через ограждающие конструкции из внешней среды в систему: принимаем нулевой тепловой поток через грани. Также принимаем, что в начальный момент времени скорость воздуха на границах модели равной нулю.

Граничные условия (ГУ): в модели задаем 4 вида подобных условий, для каждого из которых задаем свои параметры:

- Стенка – наружные грани модели и перекрытия, которые представляют собой поверхность, не передающую тепло и подвижность в пространство модели. Тип ГУ- стенка.
- Приточные решетки – поверхности размером 600x300, через которые в пространство модели поступает воздух температурой $t=18^{\circ}\text{C}$ и подвижность, задаем в виде массовой скорости $v=515$ м³/ч = $=0,938$ кг/м²·с. Тип ГУ – вход/выход.
- Вытяжные решетки – поверхности размером 600x300, через которые из пространства модели удаляется воздух. Температуру и подвижность не задаем, так как программа эти значения определяет сама. Тип ГУ- свободный выход.
- Внутренние блоки - поверхности размером 920x920, через которые в пространство модели поступает воздух температурой $t=17^{\circ}\text{C}$ и подвижность, задаем в виде массовой скорости $v=2040$ м³/ч = $=0,807$ кг/м²·с. Тип ГУ – вход/выход.

Расчетная сетка

Размер расчетной сетки определяется из отношения самого большого габарита модели, как правило параметр длины, ширины и высоты, к самому

Маленькому, который в данном случае представляет собой габарит решетки.

Данные для постпроцессора

В ходе выполнения данного исследования для нас имеют первоочередное значение такие параметры внутреннего воздуха как скорость и температура.

Анализируя значения и распределение температур и скоростей, мы можем понять, соответствуют ли они нормативным, а также проектным значениям. Проследить образование застойных зон, что характеризует правильность технических решений. Также по распределению температур мы косвенно можем судить о распределении свежего (более холодного) приточного воздуха и застаивании старого (более нагретого).

В случае моделирования работы в помещении систем вентиляции и кондиционирования, для отображения контролируемых параметров удобно использовать плоскости с выполненной на них заливкой, которая графически отображает распределение скоростей и температуры в рамках данной плоскости. В качестве характерных плоскостей выберем плоскости в сечениях вдоль осей «Е», «Б», «Г», «2'», «2'/1», «3'». Отображение параметров именно в данных плоскостях дает наглядное, обобщенное на всё пространство модели, представление о распределении скоростей и температур.

6.3 Анализ результатов

В данном расчете используется метод конечных разностей по неявной разностной системе, которая является безусловно устойчивой, шаг выбирается из условия приемлемости точности и времени расчета и составляет 0,1 с. Неявный метод был выбран потому, что систему устойчива и имеется выбор шага интегрирования. Также используемой средой является несжимаемая жидкость, что характерно для применения данного метода. Еще одной причиной является то, что продолжительность расчета значительно велика, а в этом случае затраты ресурсов при неявном методе решения уменьшаются в отличие от явного метода. В ходе процесса расчета, по графику изменения энтальпии, скорости и давления заметно постепенное уменьшение энтальпии в ходе расчета, что свидетельствует о том что расчёт в скором времени не «развалится», а система перейдет в стационарный режим.

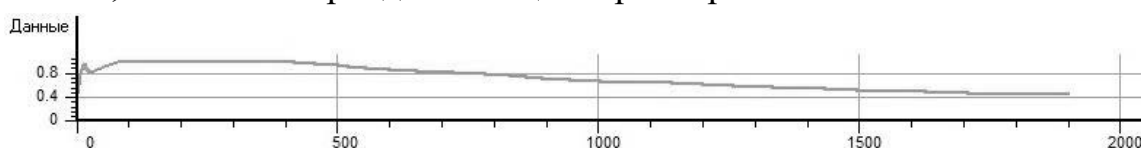


Рисунок 6.1 – График изменения невязки энтальпии

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Также в ходе процесса расчета, по установленным ранее характерным плоскостям, мы наблюдаем изменение скоростей (сначала их рост от начального нулевого значения и далее их перераспределения в пространстве модели) и температур (рост относительно начального значения и перераспределение) до установления стационарного режима.

6.4 Выводы

Для отображения результатов расчёта было построено 6 пересекающих модель плоскостей в сечениях вдоль осей «Е», «Б», «Г», «2'», «2'/1», «3'», на которых выполнена заливка в виде цветowych контуров для визуализации полей скоростей и температур, данные плоскости представлены ниже на рисунках 6.2-6.12.

Рассмотрим поле скоростей расположенное в плоскости сечения вдоль оси «Е», проходящем через середину помещения. В данный разрез входят все системы: существующие вентиляция и кондиционирование на 1 и 2 уровне, новые системы вентиляции и кондиционирования на 3,4,5 уровнях.

В рабочей области на каждом уровне наблюдается подвижность воздуха в пределах нормы $v=0,3$ м/с, при нормируемом значении в диапазоне 0,3-0,5 м/с. Поле скоростей вдоль галерей равномерное, а значит плавно изменяется в пространстве. Застойных областей в зоне пребывания людей не наблюдается.

Поле температур в данном сечении отображает конвективные потоки от нагретой поверхности экранов, которые устремляются к вытяжным системам, расположенным на 2 и 3 уровнях вдоль левых торговых галерей. В торговых галереях верхних уровней обеспечиваются заданные параметры, кроме галереи на 3 этаже слева, где располагается система вытяжной вентиляции. На этом этаже следует переместить внутренние блоки кондиционирования ближе к источникам тепла, то есть поменять местами приточные воздухораспределители с внутренними блоками местами.

Нужно отметить, что на первом этаже в центре атриума складывается не благоприятная ситуация, где фактические параметры $31,5^{\circ}\text{C}$ превышают нормируемые параметры 23°C .

Из этого следует, что на первом этаже не обеспечиваются заданные параметры. Необходимо увеличить холодильную мощность на первом этаже, добавив систему кондиционирования. Аналогичные выводы можно сделать и по другим плоскостям сечения. Исследования выполнены с использованием суперкомпьютерных ресурсов ЮУрГУ [22].

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		45

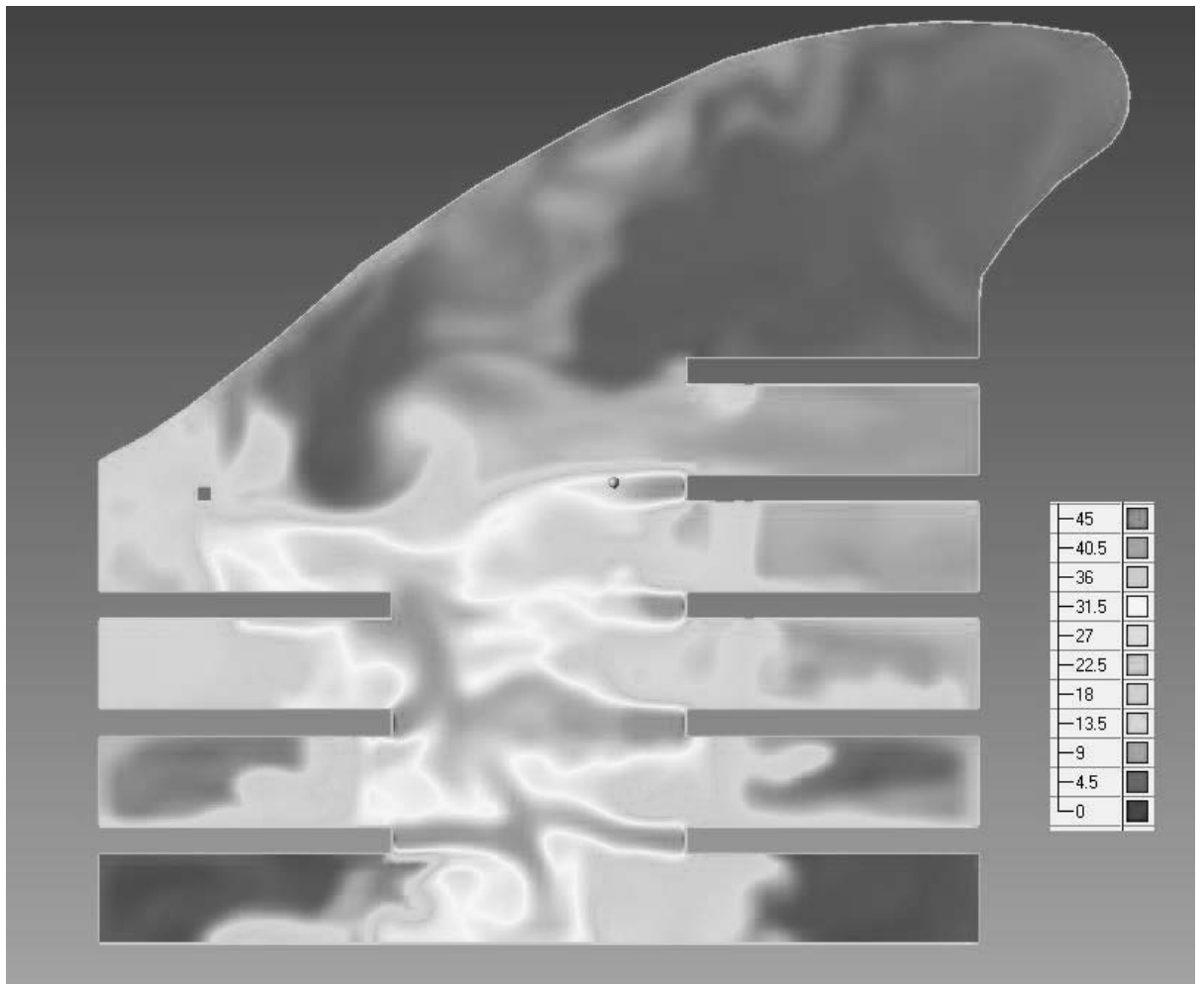


Рисунок 6.2- Температурное поле в плоскости сечения вдоль оси «Е»
 Разрез включает в себя экраны на торцах перекрытий всех этажей, внутренний блок системы кондиционирования на 4 этаже галереи справа, приточные решетки на 3,4,5 этажах галереи справа.

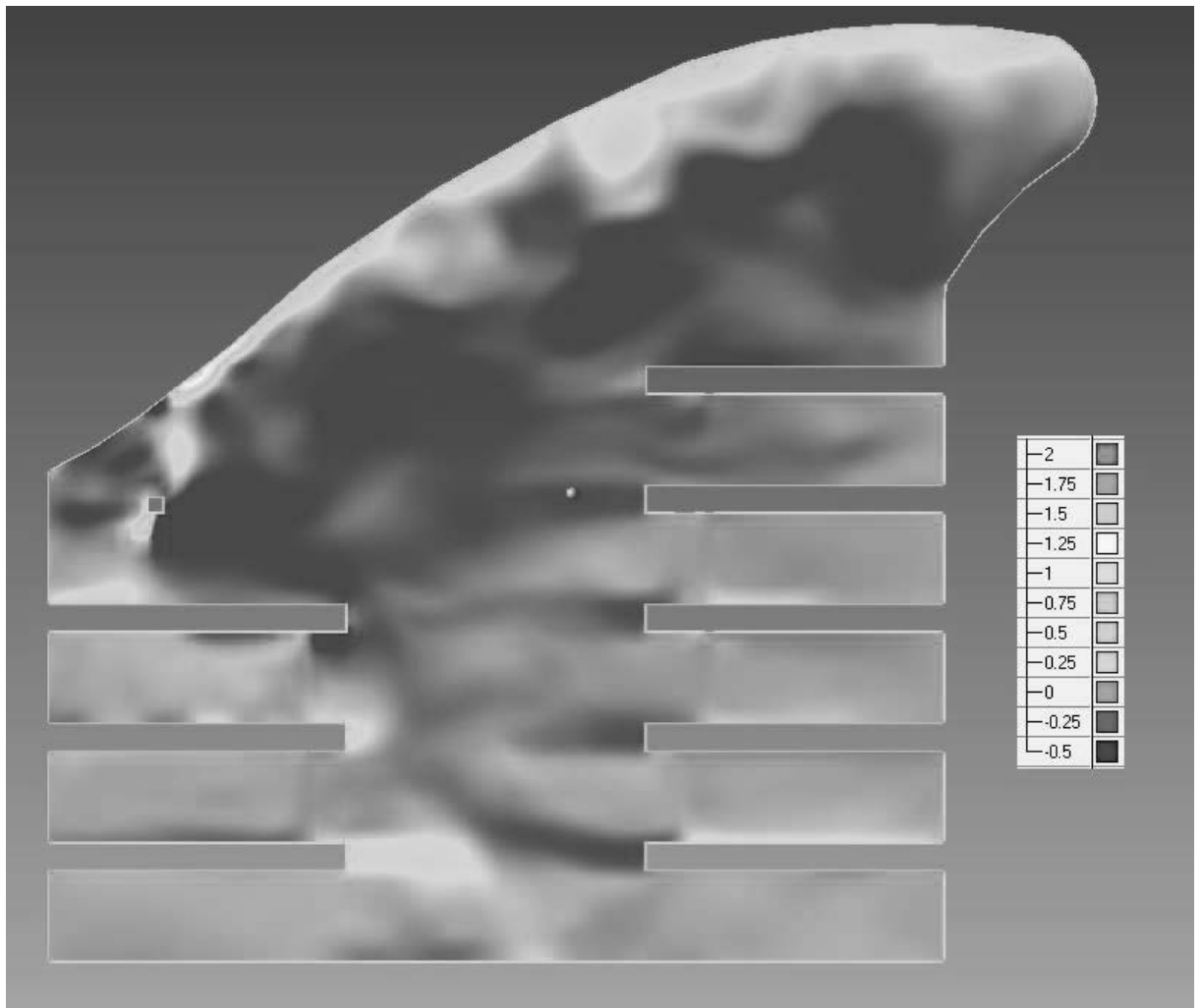


Рисунок 6.3 – Поле скоростей в плоскости сечения вдоль оси «Е»
 Разрез включает в себя экраны на торцах перекрытий всех этажей, внутренний блок системы кондиционирования на 4 этаже галереи справа, приточные решетки на 3,4,5 уровнях галереи справа.

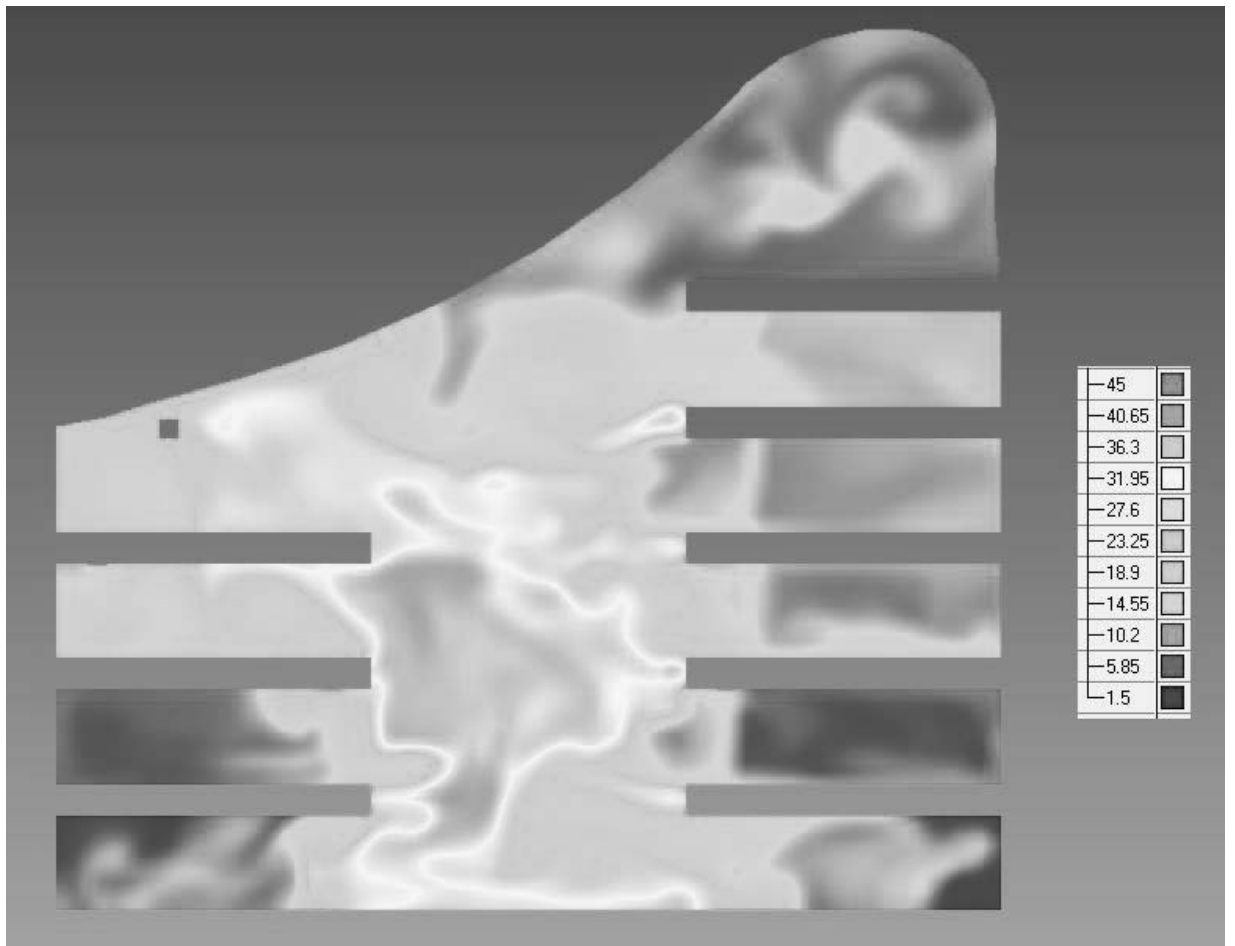


Рисунок 6.4- Температурное поле в плоскости сечения вдоль оси «Г»

Разрез включает в себя экраны на торцах перекрытий всех этажей (разрез не посередине плоскости экрана), внутренние блоки системы кондиционирования на 2,3,4,5 уровнях галереи справа и на 3 и 2 уровнях галерей слева.

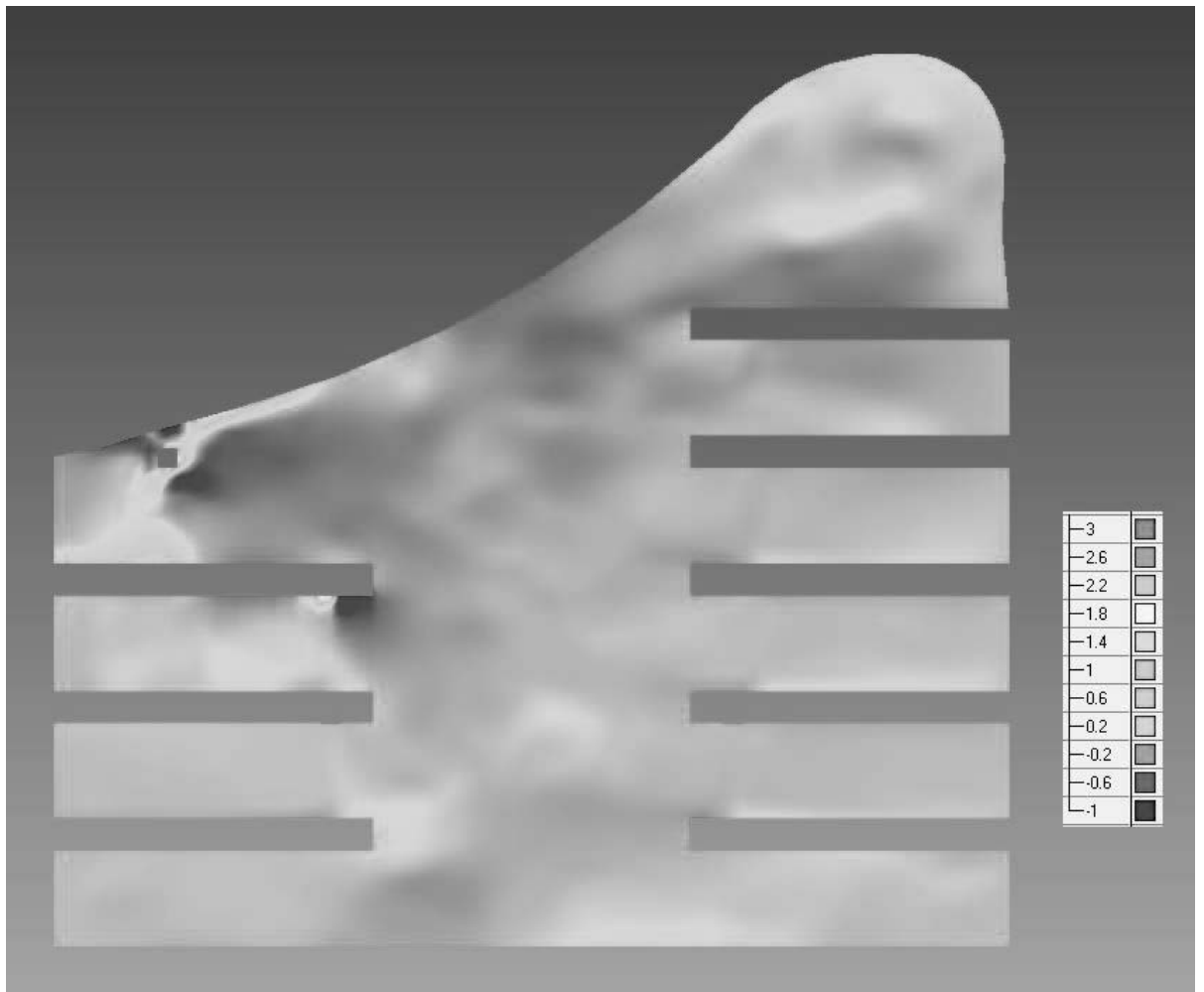


Рисунок 6.5 – Поле скоростей в плоскости сечения вдоль оси «Г»

Разрез включает в себя экраны на торцах перекрытий всех этажей (разрез не посередине плоскости экрана), внутренние блоки системы кондиционирования на 2,3,4,5 уровнях галереи справа и на 3 и 2 уровнях галерей слева.

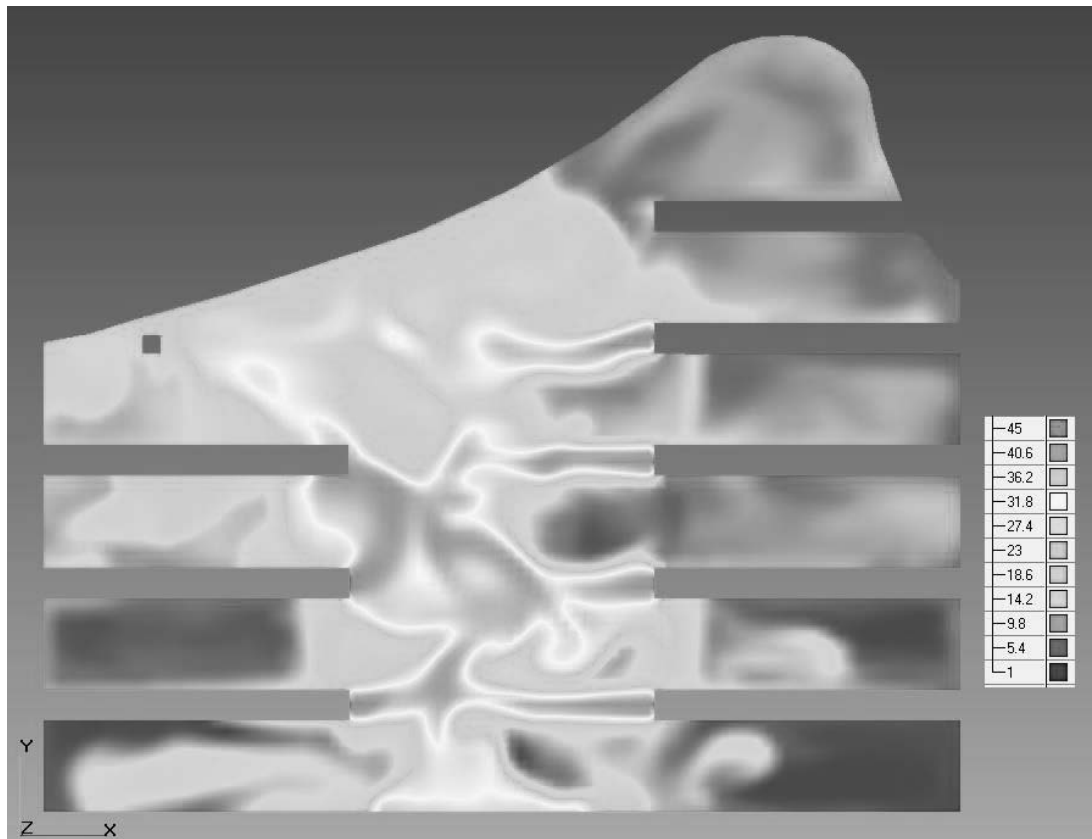


Рисунок 6.6- Температурное поле в плоскости сечения вдоль оси «Б»

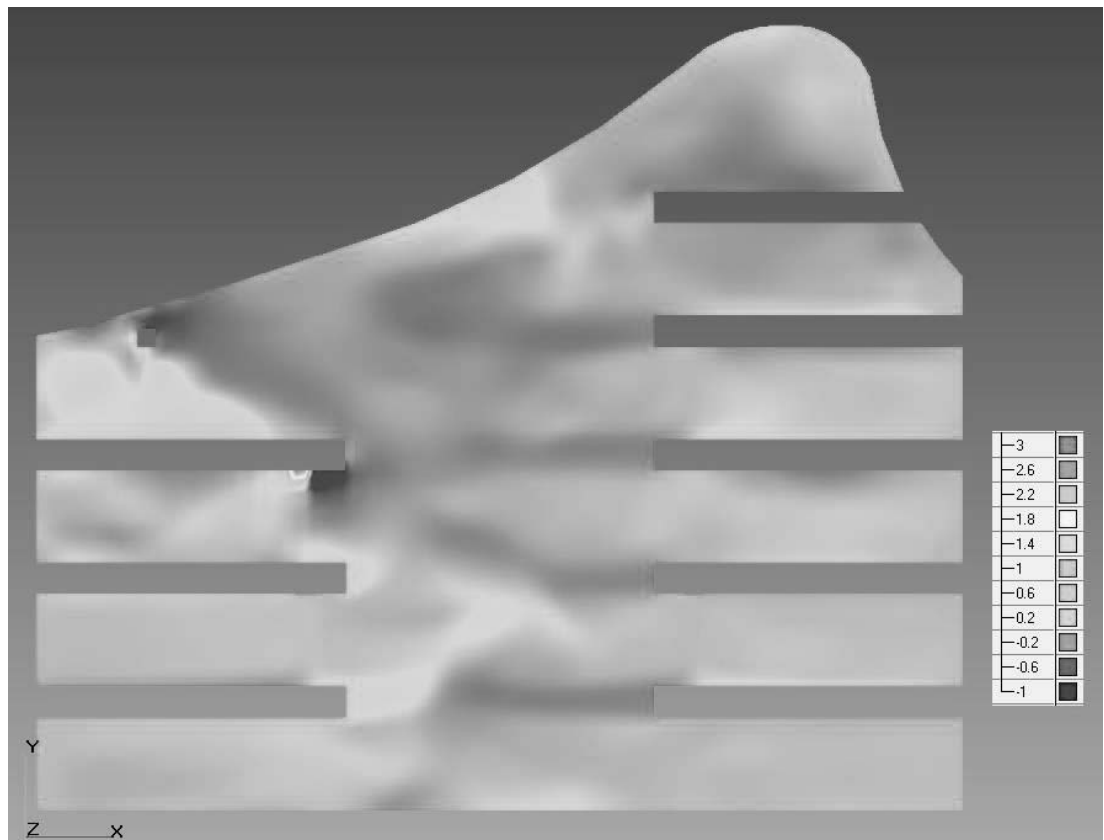


Рисунок 6.7- Поле скоростей в плоскости сечения вдоль оси «Б»

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР

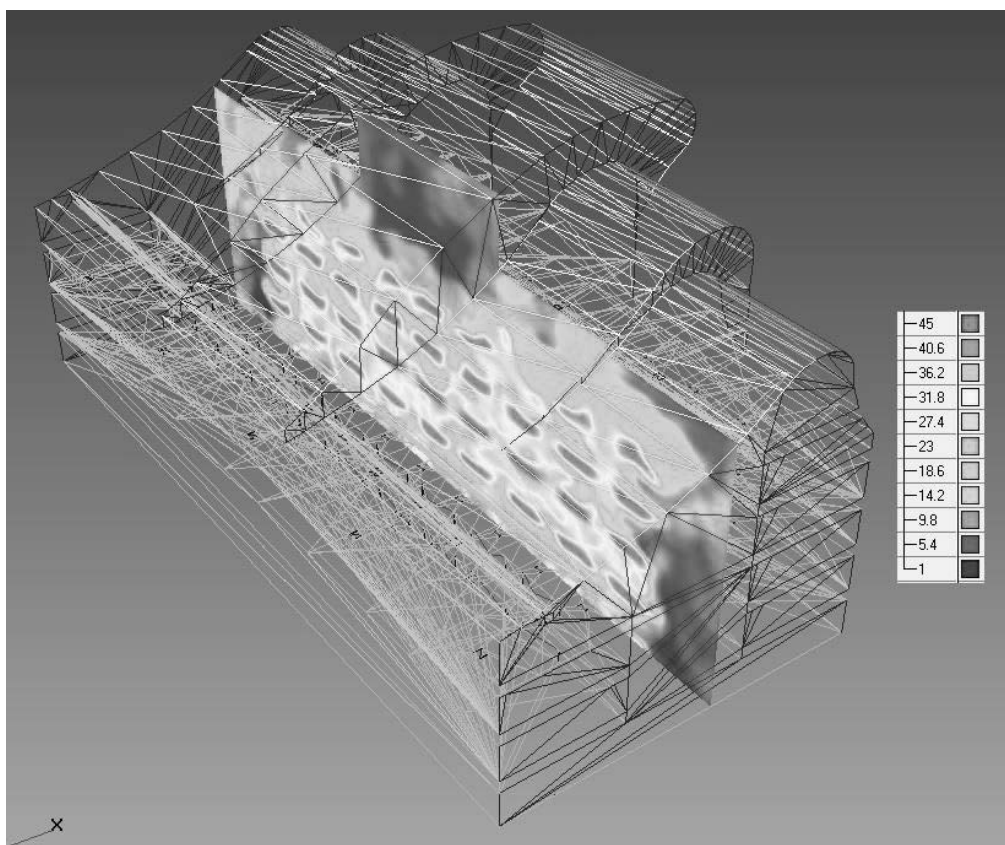


Рисунок 6.8–Температурное поле в плоскости сечения вдоль оси «2’/1»

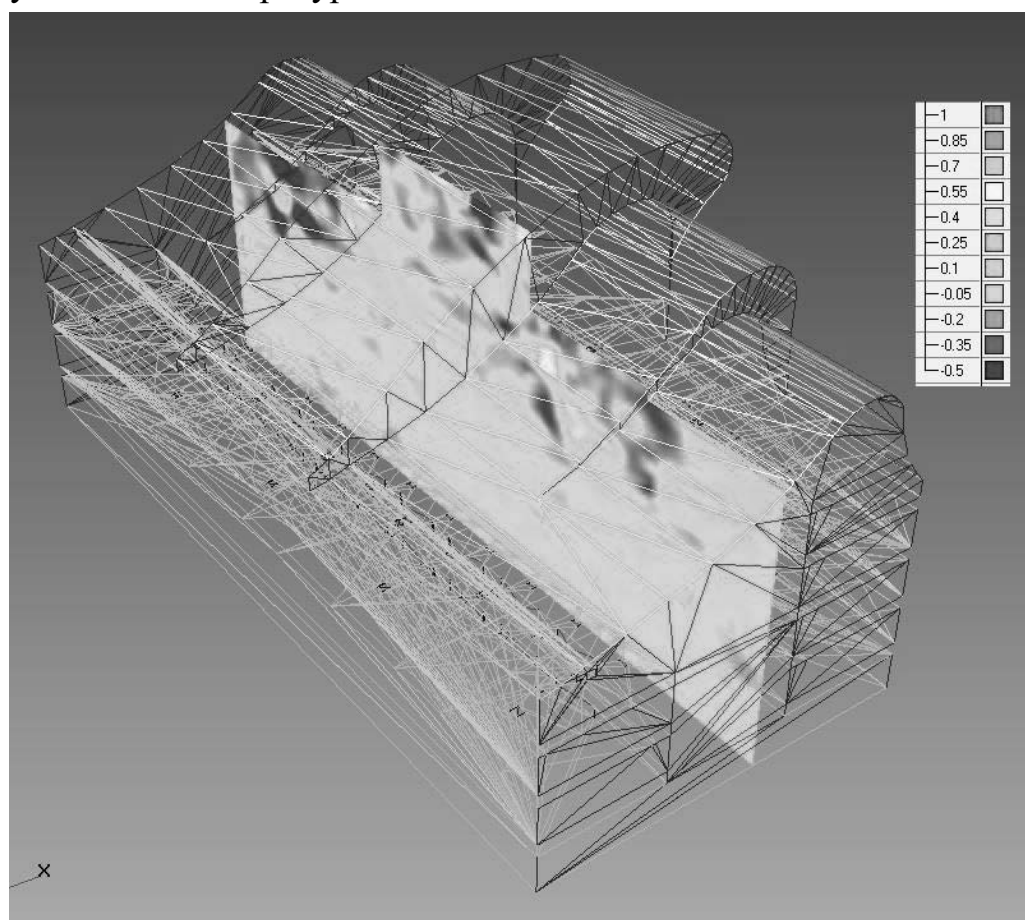


Рисунок 6.9– Поле скоростей в плоскости сечения вдоль оси «2’/1»

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР

Лист

51

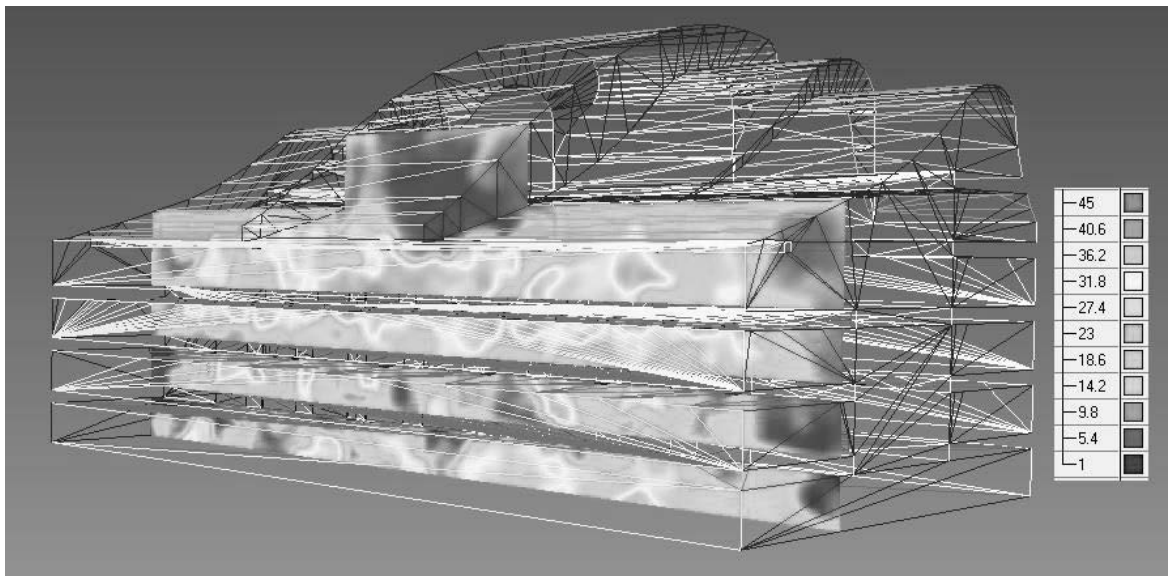


Рисунок 6.10–Температурное поле в плоскости сечения вдоль оси «2'»

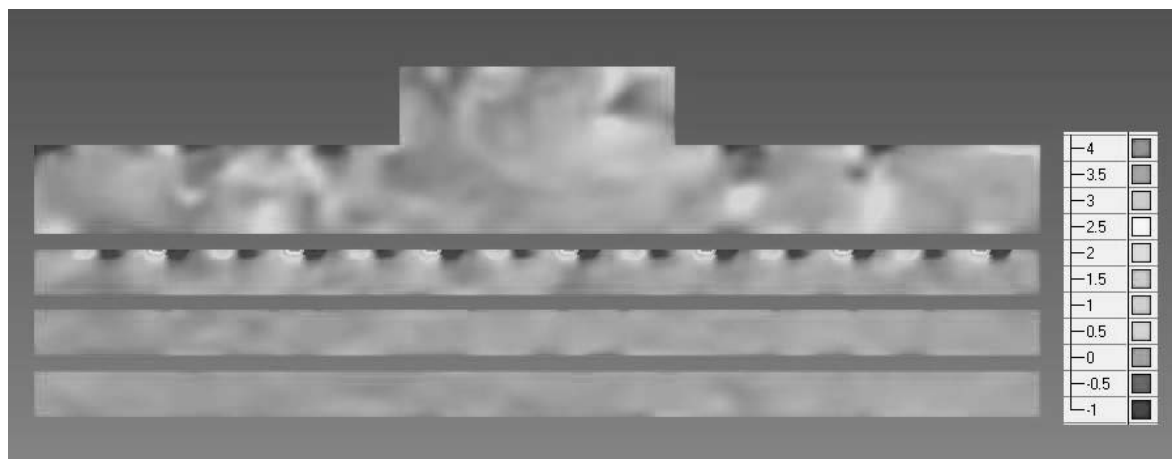


Рисунок 6.11– Поле скоростей в плоскости сечения вдоль оси «2'»

Разрез выполнен вдоль галерей слева и включает в себя вытяжные решетки на 3 уровне и приточные решетки на 2 уровне.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР

Лист

52

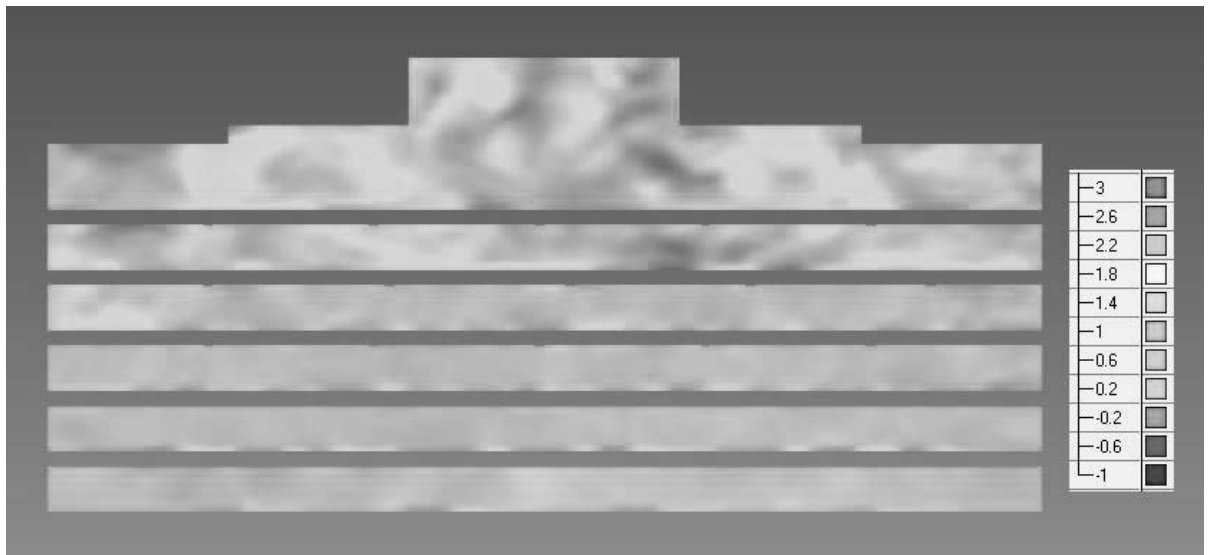


Рисунок 6.12– Поле скоростей в плоскости сечения вдоль оси «3'»
 Разрез выполнен вдоль галерей справа и включает в себя внутренние
 блоки кондиционирования на 3,4,5 уровнях.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной работе были определены суммарные теплопоступления в помещение атриума, выполнен расчет мощности дополнительных систем кондиционирования и вентиляции, определены количество и оптимальное расположение новых внутренних блоков и воздухораспределительных устройств. Так же выполнена проверка параметров воздуха в рабочей зоне каждого уровня.

Результатом моделирования являются визуализации температурных и скоростных полей плоскостями вдоль осей «Е», «Б», «Г», «2'», «2'/1», «3'». С помощью которых можно сделать следующие выводы:

- о Поле скоростей во всех сечениях является равномерным (0,3 м/с) и не превышает нормируемых значений в рабочей зоне (0,2-0,5м/с);
- о Внутренние блоки и воздухораспределители систем кондиционирования и вентиляции на уровнях 3,4,5 отсекают нагретые потоки воздуха от торговых галерей;
- о Конвективные потоки возникают в общем пространстве атриума и увлекаются системой вытяжной вентиляции;
- о Фактическое значение температуры воздуха на первом этаже атриума, превышает заданное значение, следовательно существующая система вентиляции не справляется с ассимиляцией теплоизбытков. Необходимо предусмотреть дополнительные мероприятия.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		54

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная версия 23-01-99*.– М.: 2012 – 56с.
2. СП 50.13330.2012 . Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-03. – М.: 2012 – 100с
3. СП 60.13330.2016 . Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – М.: 2016 - 104с.
4. СП 7.13130.2013. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Требования пожарной безопасности. – М.: 2013 - 30с.
5. СП 118.13130.2012*.Общественные здания и сооружения. Актуализированная редакция СНиП 31-06-2009 . – М.: 2013 - 30с.
6. ГОСТ 30494-96. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещении.
7. Краснов Ю.С. Борисоглебская А.П. Антипов А.В.Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. М.: Термокул, 2004г. 371с.
8. Каталог оборудования «Арктика» <http://www.arktika.ru/catalog.phtml>
9. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3, Кн 1. Вентиляция и кондиционирование воздуха/ В. Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканава и др.; Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 1992.-344 с.: ил. - (Справочник проектировщика).
10. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3, Кн 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха/ В. Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканава и др.; Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 1992.-344 с.: ил. - (Справочник проектировщика).
11. Рубцов А. С. Повышение энергоэффективности инженерных систем торгово-развлекательных центров // АВОК. – 2012. – № 8.
12. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 / Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. — М.: Стройиздат, 1992. 416 с.
13. Самарин О.Д., Бызов Н.И. Возможности повышения класса энергосбережения общественных зданий за счёт теплоутилизации в системах вентиляции // Журнал С.О.К. 2017. №3. С. 72–75.

					13.04.01.2019.057 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		55

14. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (Систем ВОК). — М.: Проспект, 1999.
15. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. — М.: Физматлит, 2003.
16. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении // М.: Стройиздат, 1978.
17. Аничхин А.Г. Термодинамическая эффективность поддержания температуры и скорости воздуха в помещении // В кн.: Повышение энергетической эффективности инженерных систем. М.: Наука, 1983.
18. Тарабанов М.Г. Косвенное испарительное охлаждение приточного наружного воздуха в СКВ с доводчиками // АВОК.— 2009.— № 3.
19. Рымкевич А. А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. СПб.: АВОК Северо-запад, 2003.
20. Волков В. А. Серия статей по системам САVi VAV // АВОК. - 2011. - № 2, 4, 6. 6. Бородкин А. А. Поддержание баланса расходов давления в чистых помещениях //АВОК. - 2010. - №4.
21. Ю. Д. Губернский. Гигиенические аспекты обеспечения оптимальных условий внутренней среды жилых и общественных зданий. Автореферат докторской диссертации. – М., 1976.
22. Kostenetskiy P.S., Safonov A. Y. SUSU Supercomputer Resources // Proceedings of the 10th Annual International Scientific Conference on Parallel Computing Technologies (PCT 2016). Arkhangelsk, Russia, March 29-31, 2016. CEUR Workshop Proceedings. 2016. V. 1576. P. 561-573.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

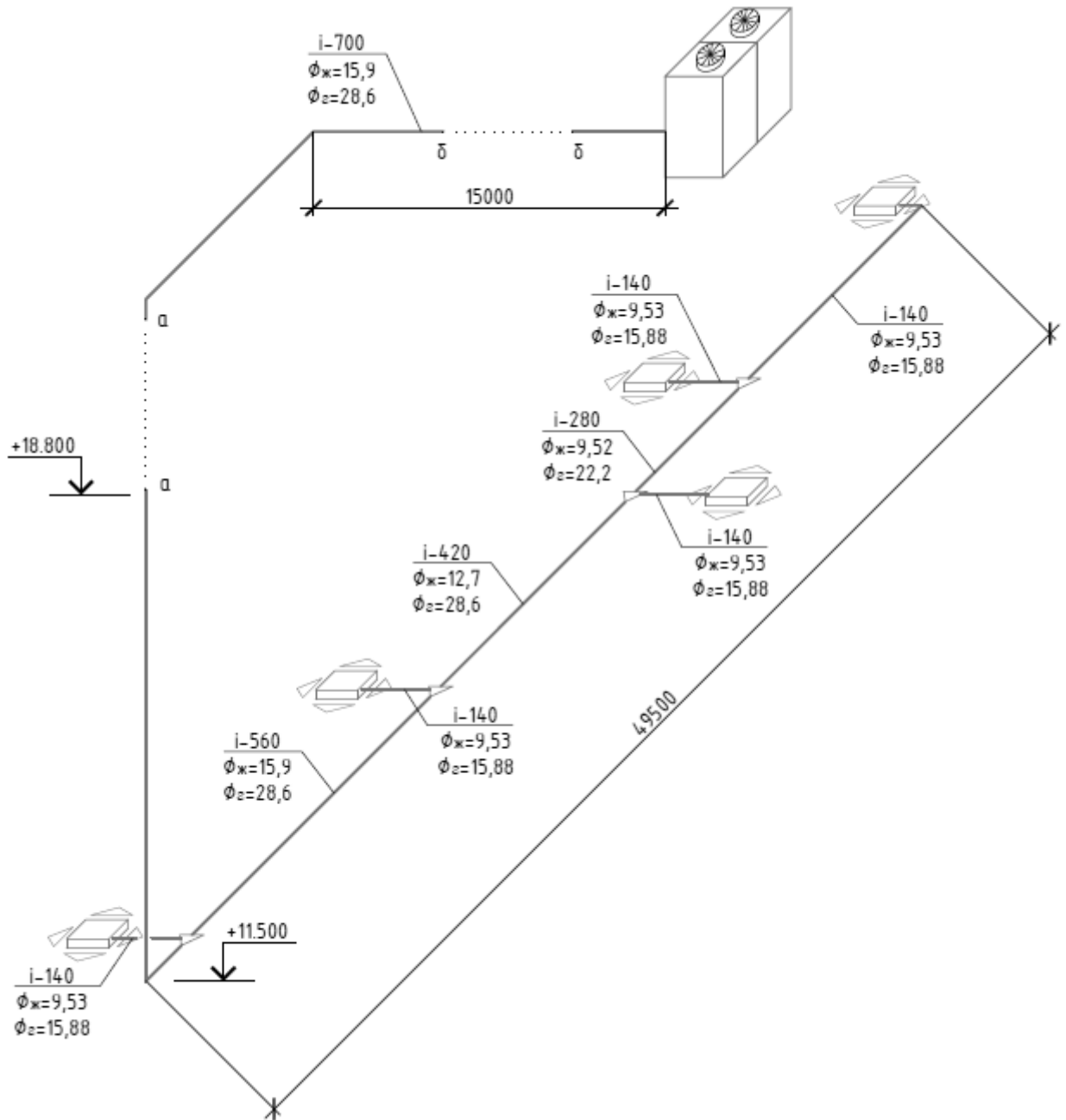


Рисунок А.1 – Расчетная схема системы кондиционирования К1

Продолжение приложения А

Таблица А.1 Технические характеристики наружного блока

	ESVMO-615-A
Модули	ESVMO-280-A + ESVMO-335-A
Холодопроизводительность, кВт	61.5
Теплопроизводительность, кВт	65.0
Уровень шума, дБ(А)	62
Компрессор	(1 Digital scroll + 1 спиральный с постоянной скоростью)×2
Количество заправляемого хладагента R410A, кг	16+17
Электропитание	380-415 В, 3 ф.+N, 50 Гц
Потребляемая мощность в режиме охлаждения, кВт	10.7 + 12.6
Потребляемая мощность в режиме обогрева, кВт	9.1 + 10.2
Номинальный ток в режиме охлаждения, А	22.9 + 27.0
Номинальный ток в режиме обогрева, А	19.6 + 21.8
Размеры (ширина×глубина×высота), мм	930×770×1670 + 1340×770×1670
Размеры в упаковке (ширина×глубина×высота), мм	1030×850×1850+ 1420×850×1850
Степень защиты	IP24
Соединительная газовая труба, мм	Ø28.6
Соединительная жидкостная труба, мм	Ø15.9
Соединительная маслоуравнивающая труба, мм	Ø9.52
Способ соединения	Пайка
Вес нетто, кг	300+410
Вес брутто, кг	330+450
Производительность внутренних блоков	50–135%
Рекомендуемый кабель питания, мм ²	5×6,0 + 5×6,0

Таблица А.2 Размер трубы между наружным блоком и первым рефнетом.

Производительность наружного блока С	Газовая труба, мм	Жидкостная труба, мм
$C \leq 50$	Ø12.7	Ø6.35
$50 < C \leq 70$	Ø15.9	Ø9.52
$70 < C \leq 180$	Ø19.05	Ø9.52
$180 < C \leq 300$	Ø22.2	Ø9.52
$300 < C \leq 450$	Ø28.6	Ø12.7
$450 < C \leq 670$	Ø28.6	Ø15.9
$670 < C \leq 950$	Ø34.9	Ø19.05
$950 < C \leq 1350$	Ø41.3	Ø19.05
$1350 < C \leq 1600$	Ø44.5	Ø22.2
$1600 < C \leq 2100$	Ø54.1	Ø25.4

Окончание приложения А

Таблица А.3 Диаметры труб на магистральных участках трассы (между двумя соседними рефнетами).

Сумма кодов производительности внутренних блоков после разветвителя X	Газовая труба, мм	Жидкостная труба, мм
$X \leq 50$	Ø12.7	Ø6.35
$50 < X \leq 70$	Ø15.9	Ø9.52
$70 < X \leq 180$	Ø19.05	Ø9.52
$180 < X \leq 300$	Ø22.2	Ø9.52
$300 < X \leq 450$	Ø28.6	Ø12.7
$450 < X \leq 670$	Ø28.6	Ø15.9
$670 < X \leq 950$	Ø34.9	Ø19.05
$950 < X \leq 1350$	Ø41.3	Ø19.05
$1350 < X \leq 1600$	Ø44.5	Ø22.2
$1600 < X \leq 2100$	Ø54.1	Ø25.4

Таблица А.4 Диаметры трубопроводов между рефнетом и внутренним блоком.

Внутренний блок	Газовая труба, мм	Жидкостная труба, мм
Модели 22, 28	Ø9.52	Ø6.35
Модели 36, 45, 50	Ø12.7	Ø6.35
Модели 56, 71, 90, 112	Ø15.9	Ø9.52

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

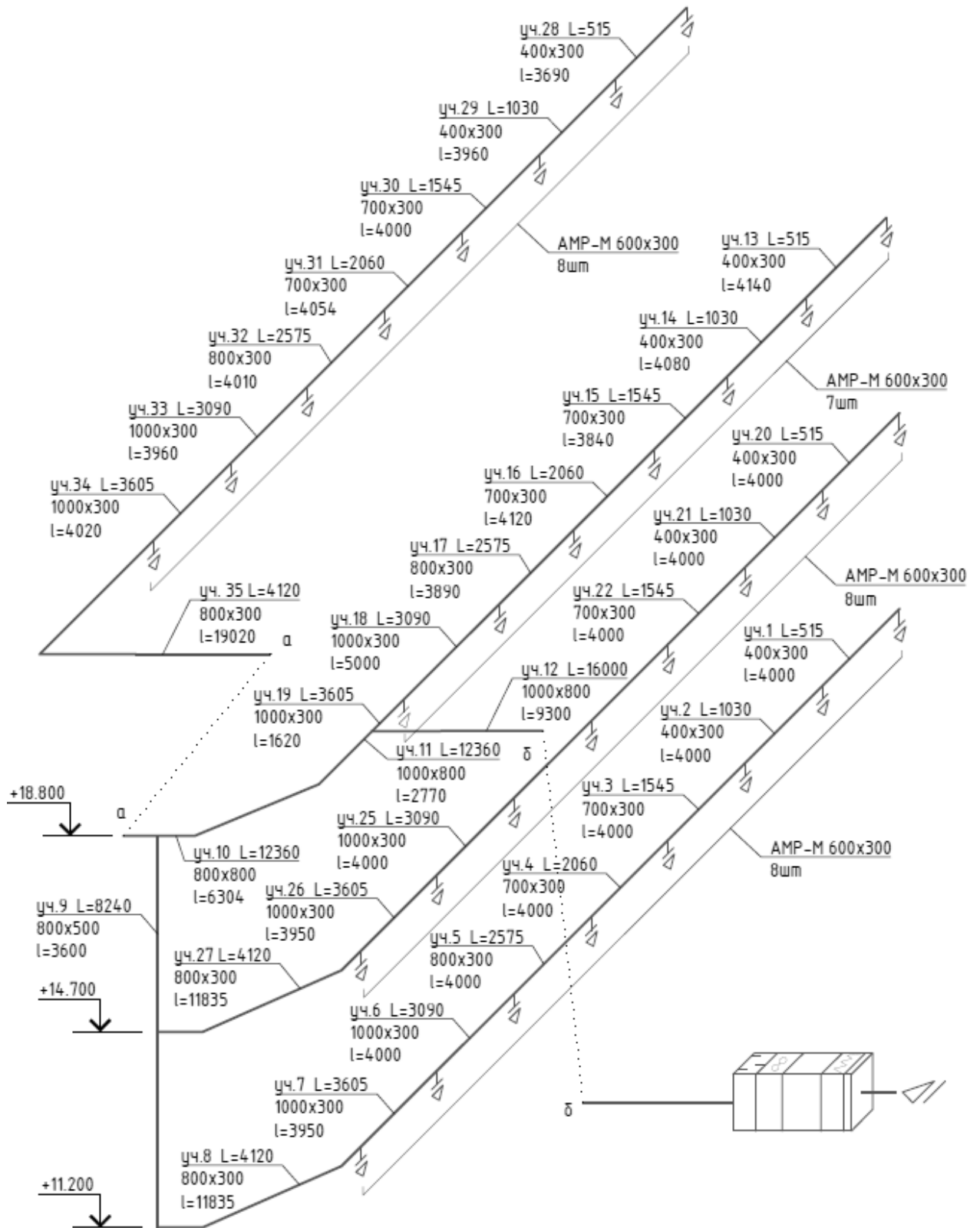


Рисунок Б.1 – Расчетная схема приточной системы П1

Продолжение приложения Б

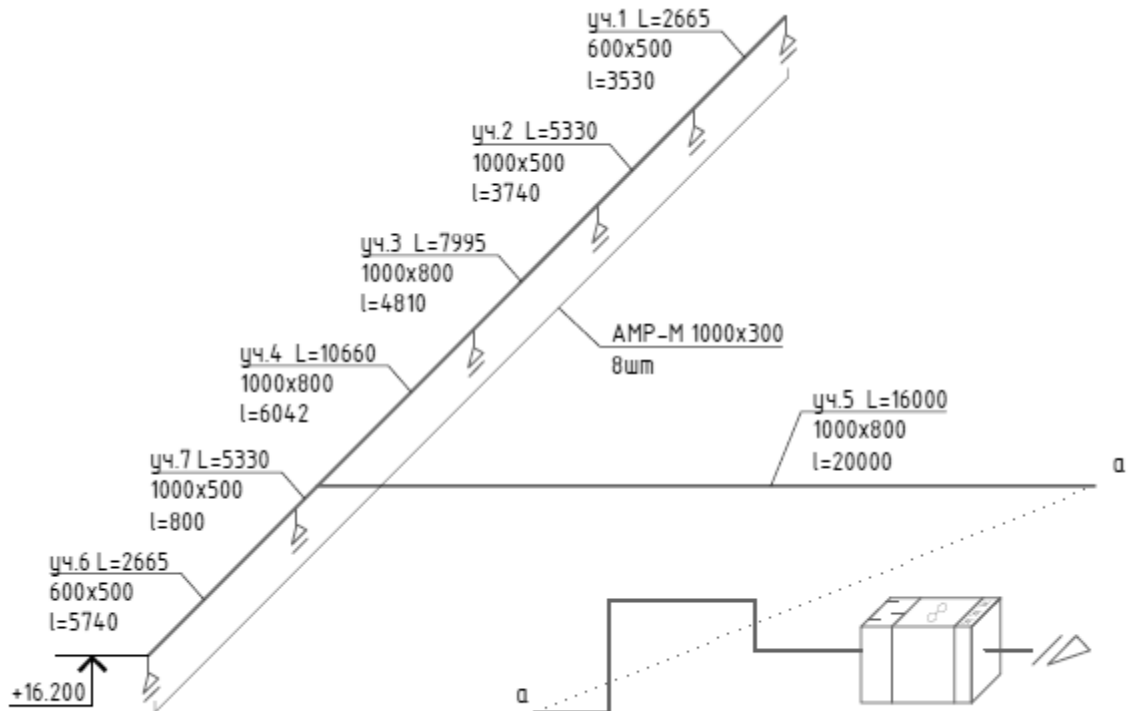


Рисунок Б.2 – Расчетная схема вытяжной системы В1

Таблица Б.1 - Аэродинамический расчет вытяжной системы В1

N уч	L, м ³ /ч	l, м	a, мм	b, мм	v, м/с	R, Па/м	R*β _ш *1	Сум ζ	R _д , Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Характеристика местных сопротивлений
1	2665	3,53	600	500	2,468	0,13	0,5	2,81	3,7	20,5	21	71	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,50; Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на всасывании z=0,65;
2	5330	7,74	1000	500	2,961	0,14	1,1	0,96	5,3	10,1	11	82	Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на всасывании z=0,80;
3	7995	4,81	1000	800	2,776	0,09	0,4	0,45	4,6	4,2	5	87	Узлы ответвления на всасывании z=0,45;
4	10660	6,04	1000	800	3,701	0,15	0,9	0,85	8,2	14,0	15	102	Узлы ответвления на всасывании z=0,85;
5	16000	20	1000	800	5,556	0,31	6,2	2,88	18,5	106,7	113	264	Отвод прямоугольного сечения под 90 (4 шт) z=0,64; Диффузор z=0,12; Конфузор z=0,2;
Ответвление уч. 6,7													
6	2655	20	1000	800	0,922	0,01	0,7	0,56	0,5	0,6	1	51	Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на всасывании z=0,40;
7	5330	20	1000	800	1,851	0,04	3,4	2,81	2,1	11,5	15	66	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,50; Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на всасывании z=0,65;

Продолжение приложения Б

Таблица Б.2- Аэродинамический расчет основного направления системы П1

N уч	L, м3/ч	l, м	a, мм	b, мм	v, м/с	R, Па/м	R*βш*1	Сум ζ	Рд, Па	Z, Па	Р, Па	Сум Р, Па	Характеристика местных сопротивлений
1	515	4	400	300	1,192	0,06	0,3	2,89	0,9	4,9	5	55	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,39; Тройник на проход z=0,3.
2	1030	4	400	300	2,384	0,22	0,9	0,46	3,4	3,1	4	59	Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на нагнетании z=0,30;
3	1545	4	700	300	2,044	0,13	0,5	0,15	2,5	0,8	1	60	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
4	2060	4	700	300	2,725	0,22	0,9	0,24	4,5	2,1	3	63	Внезапное изменение сечения z=0,04; Узлы ответвления на нагнетании z=0,20;
5	2575	4	800	300	2,980	0,24	1,0	0,24	5,3	2,6	4	67	Внезапное изменение сечения z=0,04; Узлы ответвления на нагнетании z=0,20;
6	3090	4	1000	300	2,861	0,21	0,8	0,15	4,9	1,5	2	69	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
7	3605	4	1000	300	3,338	0,28	1,1	0,15	6,7	2,0	3	72	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
8	4120	11,9	800	300	4,769	0,57	6,8	2,04	13,6	55,7	62	135	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,68; Отвод прямоугольного сечения под 45 (2 шт) z=0,48; Узлы ответвления на нагнетании z=0,40;
9	8240	3,6	800	500	5,722	0,52	1,9	1,1	19,6	43,2	45	180	Узлы ответвления на нагнетании z=1,10;
10	12360	6,3	800	800	5,365	0,33	2,1	0,82	17,3	28,3	30	210	Отвод прямоугольного сечения под 45 (2 шт) z=0,39; Внезапное изменение сечения z=0,04;
11	12360	2,8	1000	800	4,292	0,19	0,5	3,22	11,1	71,2	72	282	Отвод прямоугольного сечения под 90 (3 шт) z=0,64; Узлы ответвления на нагнетании z=1,30;
12	16000	15	1000	800	5,556	0,31	4,6	1,5	18,5	55,6	60	392	Первое боковое отверстие на всасе z=1,5;

Продолжение приложения Б

Таблица Б.3 - Аэродинамический расчет ответвления (уч.13-19)

системы П1

N уч.	L, м3/ч	l, м	a, мм	b, мм	v, м/с	R, Па/м	R*βш*1	Сум ζ	Рд, Па	Z, Па	Р, Па	Сум Р, Па	Характеристика местный сопротивлений
13	515	4,14	400	300	1,192	0,06	0,3	2,89	0,9	4,9	5	55	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,39; Тройник на проход z=0,3.
14	1030	4,08	400	300	2,384	0,22	0,9	0,46	3,4	3,1	4	59	Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на нагнетании z=0,30;
15	1545	3,84	700	300	2,044	0,13	0,5	0,15	2,5	0,8	1	60	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
16	2060	4,12	700	300	2,725	0,22	0,9	0,24	4,5	2,1	3	63	Внезапное изменение сечения z=0,04; Узлы ответвления на нагнетании z=0,20;
17	2575	3,89	800	300	2,980	0,24	0,9	0,24	5,3	2,6	3	67	Внезапное изменение сечения z=0,04; Узлы ответвления на нагнетании z=0,20;
18	3090	5,00	1000	300	2,861	0,21	1,0	0,15	4,9	1,5	3	70	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
19	3605	1,62	1000	300	3,338	0,28	0,4	6,8	6,7	90,9	91	161	Узлы ответвления на нагнетании z=6,80;

Таблица Б.4 - Аэродинамический расчет ответвления (уч.20-27)

системы П1

N уч.	L, м3/ч	l, м	a, мм	b, мм	v, м/с	R, Па/м	R*βш*1	Сум ζ	Рд, Па	Z, Па	Р, Па	Сум Р, Па	Характеристика местный сопротивлений
20	515	4	400	300	1,192	0,06	0,3	2,89	0,9	4,9	5	55	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,39; Тройник на проход z=0,3.
21	1030	4	400	300	2,384	0,22	0,9	0,46	3,4	3,1	4	59	Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на нагнетании z=0,30;
22	1545	4	700	300	2,044	0,13	0,5	0,15	2,5	0,8	1	60	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
23	2060	4	700	300	2,725	0,22	0,9	0,24	4,5	2,1	3	63	Внезапное изменение сечения z=0,04; Узлы ответвления на нагнетании z=0,20;
24	2575	4	800	300	2,980	0,24	1,0	0,24	5,3	2,6	4	67	Внезапное изменение сечения z=0,04; Узлы ответвления на нагнетании z=0,20;
25	3090	4	1000	300	2,861	0,21	0,8	0,15	4,9	1,5	2	69	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
26	3605	4	1000	300	3,338	0,28	1,1	0,15	6,7	2,0	3	72	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
27	4120	11,9	800	300	4,769	0,57	6,8	2,72	13,6	74,2	81	153	Отвод прямоугольного сечения под 45 (2 шт) z=0,48; Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на нагнетании z=1,60;

Продолжение приложения Б

Таблица Б.5 - Аэродинамический расчет ответвления (уч.28-35)

системы П1

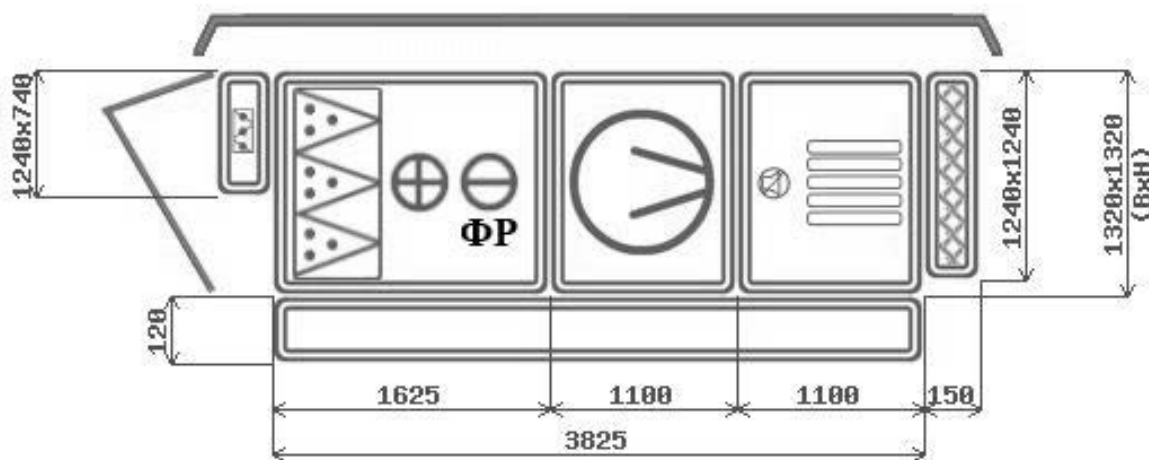
N уч	L, м ³ /ч	l, м	a, мм	b, мм	v, м/с	R, Па/м	R*β _ш *1	Сум ζ	Р _д Па	Z, Па	Р, Па	Сум Р, Па	Характеристика местный сопротивлений
28	515	3,69	400	300	1,192	0,06	0,2	2,89	0,9	4,9	5	55	Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,68;
29	1030	3,96	400	300	2,384	0,22	0,9	0,46	3,4	3,1	4	59	Внезапное изменение сечения z=0,16; Узлы ответвления на нагнетании z=0,30;
30	1545	4,00	700	300	2,044	0,13	0,5	0,15	2,5	0,8	1	60	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
31	2060	4,05	700	300	2,725	0,22	0,9	0,24	4,5	2,1	3	63	Внезапное изменение сечения z=0,04; Узлы ответвления на нагнетании z=0,20;
32	2575	4,01	800	300	2,980	0,24	1,0	0,24	5,3	2,6	4	67	Внезапное изменение сечения z=0,04; Узлы ответвления на нагнетании z=0,20;
33	3090	3,96	1000	300	2,861	0,21	0,8	0,15	4,9	1,5	2	69	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
34	3605	4,02	1000	300	3,338	0,28	1,1	0,15	6,7	2,0	3	72	Узлы ответвления на нагнетании z=0,15;
35	4120	19,02	800	300	4,769	0,57	10,8	1,94	13,6	52,9	64	136	Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,68; Внезапное изменение сечения z=0,36; Узлы ответвления на нагнетании z=0,90;

Название установки: п1

УСТАНОВКА: AIRNED-M8L/K1/P5/T4.23/V1.0.P63.R-5,5x15/H1/B1 Напольная
ND19-049269

ДАННЫЕ		ПАРАМЕТРЫ УСТАНОВКИ		
	Заданные	Расчетные	Типоразмер	8
Производительность	14000 м ³ /ч	14000 м ³ /ч	Длина установки	4100 мм
Свободный напор	400 Па	400 Па	Масса	759.5 кг
Мощность		4.42 кВт.	Сторона обслуживания	Левая
Скорость в сечении		2.6 м/с		

Необходимо использовать внешнее частотное регулирование для приточного вентилятора!



ПРИТОЧНАЯ ЧАСТЬ

ВЕНТИЛЯТОР			
Обозначение	P63.5,5x15	n раб.	1463 об/мин.
Расход раб.	14000 м ³ /ч	Двигатель	AIR112M4 (R)
P стат.	847 Па.	N _{НОМ}	5.5 кВт
P свободное	400 Па.	Ток	11 А.
P дорег.	0 Па.	n номин.	1432 об/мин.
Частота	51 Гц.	U	380 В
Потребляемая мощность (Nп)	4.42 кВт	Масса	253 кг.

ФИЛЬТР 1 СТУПЕНИ			
Обозначение	F1	Потери давления	106 Па.
Класс очистки	EU4	Масса	86.6 кг.

НАГРЕВАТЕЛЬ 1 СТУПЕНИ			
Обозначение	N1	Расход воды	3.9 м ³ /ч
Мощность	132.7 кВт.	Потеря давления воды	2.3 кПа.
Потеря давления воз.	106.5 Па.	Подсоединение	
°t наруж. возд.	-10 °C	Рядность	2
°t выход. возд.	18 °C	Содержание этиленгликоля	0
°t вход. воды	95 °C	Масса	104 кг.
°t вых. воды	65 °C		

ОХЛАДИТЕЛЬ 1 СТУПЕНИ

Обозначение	C2
Мощность	53 кВт.
Пот. давления возд. Па.	204.8 Па.
°t наруж. возд.	25.9 °C
Влаж. вход. возд.	50
°t выход. возд.	18 °C
Влаж. выход. возд.	68
Тип фреона	R407
Масса	142 кг.

ШУМОГЛУШИТЕЛЬ

Обозначение	H1	Потери давления	28.3 Па.
		Масса	167 кг.

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Сумм, дБ(А)
Нагн.	77	74	60	47	43	46	47	67
Окр.	76	77	70	64	62	48	41	72
Всас.	79	81	78	71	66	57	53	78

КОНЦЕВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Обозначение	K1	Потери давления	1 Па.
Подсоед. размеры	710x1220 мм.	Масса	16.5 кг.
Обозначение	B1	Потери давления	0 Па.
Подсоед. размеры	1212x1212 мм.	Масса	9.3 кг.

АВТОМАТИКА

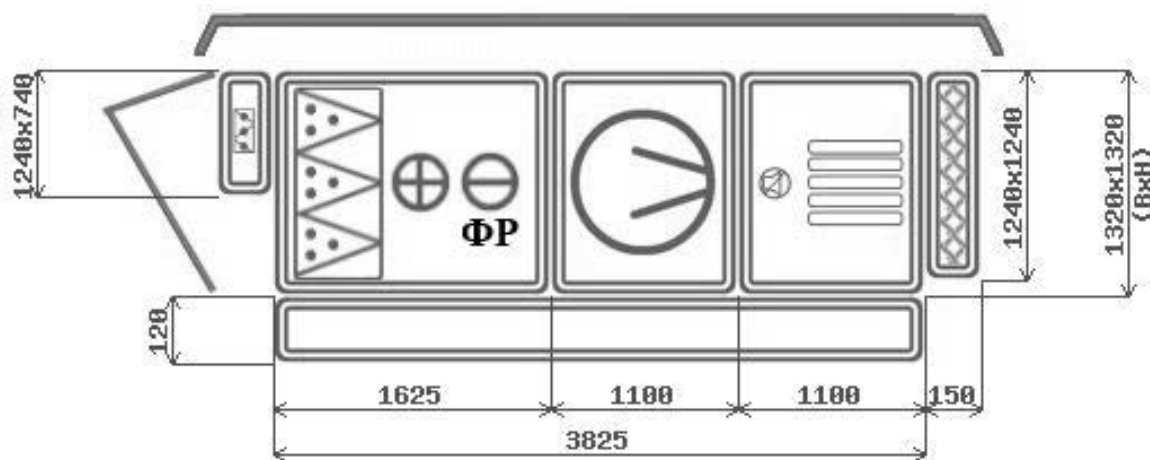
Наименование	Кол-во
Датчик наружной температуры STN-3	1
Датчик температуры канальный STK-3	1
Датчик комнатной температуры STP-3	1
Датчик температуры воды погружной VSP-3	1
Термостат КР 61 (060L126466) 6 м	1
Датчик перепада давления 500 Па DPD-5 с контактором	1
Привод воздушной заслонки GMA 321.1E (Заслонка)	1
Комплект частотного преобразователя FC-051P5K5 (5,5 кВт, 12 А, 380 В) №132F0028	1
Клапан рег. поворотный HRB3 DN25 Kvs 10 (065Z0407) (Нагреватель)	1
Привод AMB 162, 24В, аналоговый (082H0230) (Нагреватель)	1
Комплект циркуляционного насоса DAB A 50/180 M (230В) (Нагреватель)	1
Блок управления ACW CR1-3R0-1H25	1

Название установки: п2

УСТАНОВКА: AIRNED-M8L/K1/P5/T4.23/V1.0.P63.R-7,5x15/H1/B1 Напольная
ND19-049269

ДАННЫЕ		ПАРАМЕТРЫ УСТАНОВКИ		
	Заданные	Расчетные	Типоразмер	8
Производительность	16000 м ³ /ч	16000 м ³ /ч	Длина установки	4100 мм
Свободный напор	400 Па	400 Па	Масса	774.5 кг
Мощность		5.87 кВт.	Сторона обслуживания	Левая
Скорость в сечении		3 м/с		

Необходимо использовать внешнее частотное регулирование для приточного вентилятора!



ПРИТОЧНАЯ ЧАСТЬ

ВЕНТИЛЯТОР

Обозначение	P63.7,5x15	п раб.	1612 об/мин.
Расход раб.	16000 м ³ /ч	Двигатель	AIP132S4 (R)
P стат.	973 Па.	N _{НОМ}	7.5 кВт
P свободное	400 Па.	Ток	15 А.
P дорег.	0 Па.	п номин.	1440 об/мин.
Частота	56 Гц.	U	380 В
Потребляемая мощность (Nп)	5.87 кВт	Масса	268 кг.

ФИЛЬТР 1 СТУПЕНИ

Обозначение	F1	Потери давления	135 Па.
Класс очистки	EU4	Масса	86.6 кг.

НАГРЕВАТЕЛЬ 1 СТУПЕНИ

Обозначение	N1	Расход воды	4.5 м ³ /ч
Мощность	151.7 кВт.	Потеря давления воды	3 кПа.
Потеря давления воз.	134.8 Па.	Подсоединение	
°t наруж. возд.	-10 °C	Рядность	2
°t выход. возд.	18 °C	Содержание этиленгликоля	0
°t вход. воды	95 °C	Масса	104 кг.
°t вых. воды	65 °C		

ОХЛАДИТЕЛЬ 1 СТУПЕНИ

Обозначение	C2
Мощность	60.6 кВт.
Пот. давления возд. Па.	263.9 Па.
°t наруж. возд.	25.9 °C
Влаж. вход. возд.	50
°t выход. возд.	18 °C
Влаж. выход. возд.	68
Тип фреона	R407
Масса	142 кг.

ШУМОГЛУШИТЕЛЬ

Обозначение	H1	Потери давления	39.1 Па.
		Масса	167 кг.

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Сумм, дБ(А)
Нагн.	80	77	63	50	46	49	50	70
Окр.	79	80	73	67	65	51	44	75
Всас.	82	84	81	74	69	60	56	81

КОНЦЕВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Обозначение	K1	Потери давления	1 Па.
Подсоед. размеры	710x1220 мм.	Масса	16.5 кг.
Обозначение	B1	Потери давления	0 Па.
Подсоед. размеры	1212x1212 мм.	Масса	9.3 кг.

АВТОМАТИКА

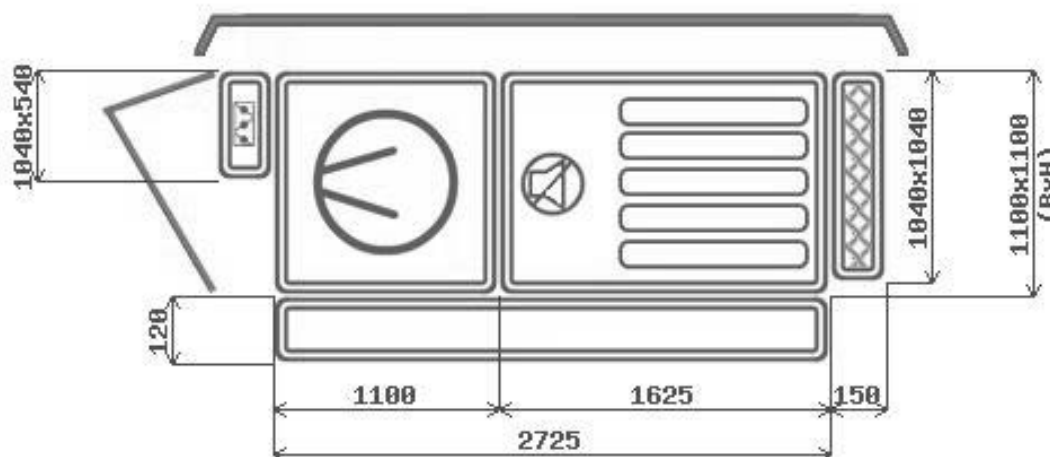
Наименование	Кол-во
Датчик наружной температуры STN-3	1
Датчик температуры канальный STK-3	1
Датчик комнатной температуры STP-3	1
Датчик температуры воды погружной VSP-3	1
Термостат КР 61 (060L126466) 6 м	1
Датчик перепада давления 500 Па DPD-5 с контактором	1
Привод воздушной заслонки GMA 321.1E (Заслонка)	1
Комплект частотного преобразователя FC-051P11K (11кВт, 23А, 380В) №132F0058	1
Клапан рег. поворотный HRB3 DN25 Kvs 10 (065Z0407) (Нагреватель)	1
Привод AMB 162, 24В, аналоговый (082H0230) (Нагреватель)	1
Комплект циркуляционного насоса DAB A 80/180 M (230В) (Нагреватель)	1
Блок управления ACW CR1-3R0-1H25	1

Название установки: в1

УСТАНОВКА: AIRNED-M6L/B1/H2/V1.0.P56.R-4x15/P5/K1 Напольная
ND19-049269

ДАННЫЕ		ПАРАМЕТРЫ УСТАНОВКИ		
	Заданные	Расчетные	Типоразмер	6
Производительность	14000 м ³ /ч	14000 м ³ /ч	Длина установки	3000 мм
Свободный напор	270 Па	270 Па	Масса	391.5 кг
Мощность		2.7 кВт.	Сторона обслуживания	Левая
Скорость в сечении		3.9 м/с		

Необходимо использовать внешнее частотное регулирование для вытяжного вентилятора!



ВЫТЯЖНАЯ ЧАСТЬ

ВЕНТИЛЯТОР			
Обозначение	P56.4x15	п раб.	1583 об/мин.
Расход раб.	14000 м ³ /ч	Двигатель	АИР100L4 (N)
P стат.	354 Па.	N _{НОМ}	4 кВт
P свободное	270 Па.	Ток	8.7 А.
P дорег.	0 Па.	п номин.	1410 об/мин.
Частота	56 Гц.	U	380 В
Потребляемая мощность (Nп)	2.7 кВт	Масса	202 кг.

ШУМОГЛУШИТЕЛЬ			
Обозначение	H2	Потери давления	83.1 Па.
		Масса	164 кг.

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ								
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Сумм, дБ(А)
Нагн.	83	87	87	83	79	74	70	88
Окр.	73	74	67	61	59	45	38	69
Всас.	72	69	55	42	38	41	42	62

КОНЦЕВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ			
Обозначение	B1	Потери давления	0 Па.
Подсоед. размеры	992x992 мм.	Масса	8.3 кг.
Обозначение	K1	Потери давления	1 Па.
Подсоед. размеры	510x1020 мм.	Масса	10.2 кг.

АВТОМАТИКА

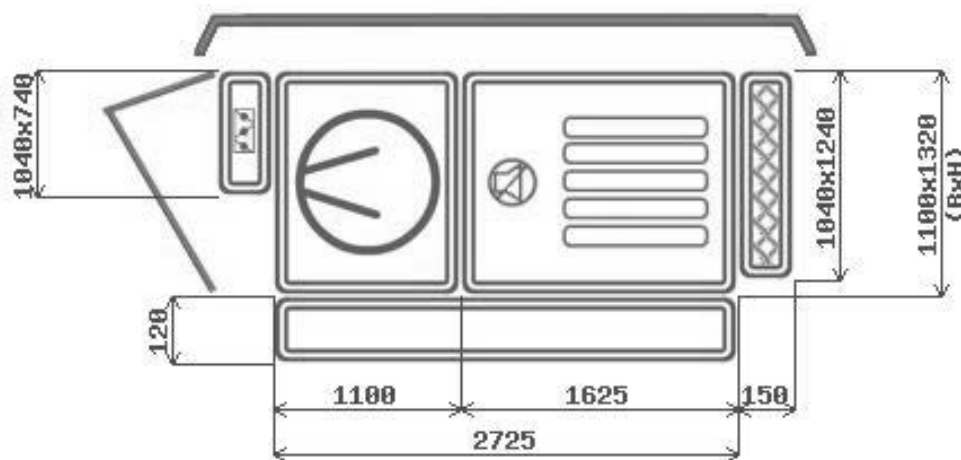
Наименование	Кол-во
Комплект частотного преобразователя FC-051P4K0 (4 кВт, 9 А, 380 В) №132F0026	1
Привод воздушной заслонки GMA 321.1E (Заслонка)	1

Название установки: в2

УСТАНОВКА: AIRNED-M7L/B1/H2/V1.0.P63.R-5,5x15/P5/K1 Напольная
ND19-049269

ДАННЫЕ		ПАРАМЕТРЫ УСТАНОВКИ		
	Заданные	Расчетные	Типоразмер	7
Производительность	16000 м ³ /ч	16000 м ³ /ч	Длина установки	3000 мм
Свободный напор	270 Па	270 Па	Масса	447 кг
Мощность		2.75 кВт.	Сторона обслуживания	Левая
Скорость в сечении		3.6 м/с		

Необходимо использовать внешнее частотное регулирование для вытяжного вентилятора!



ВЫТЯЖНАЯ ЧАСТЬ

ВЕНТИЛЯТОР			
Обозначение	P63.5,5x15	п раб.	1307 об/мин.
Расход раб.	16000 м ³ /ч	Двигатель	AIP112M4 (N)
P стат.	336 Па.	N _{НОМ}	5.5 кВт
P свободное	270 Па.	Ток	11 А.
P дорег.	0 Па.	п номин.	1432 об/мин.
Частота	46 Гц.	U	380 В
Потребляемая мощность (Nп)	2.75 кВт	Масса	235 кг.

ШУМОГЛУШИТЕЛЬ			
Обозначение	H2	Потери давления	65.4 Па.
		Масса	183 кг.

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ								
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Сумм, дБ(А)
Нагн.	85	88	88	84	79	75	71	89
Окр.	75	75	68	62	60	46	39	70
Всас.	74	70	56	43	38	42	43	63

КОНЦЕВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ			
Обозначение	B1	Потери давления	0 Па.
Подсоед. размеры	1212x992 мм.	Масса	8.9 кг.
Обозначение	K1	Потери давления	1 Па.
Подсоед. размеры	710x1020 мм.	Масса	13.1 кг.

АВТОМАТИКА

Наименование	Кол-во
Комплект частотного преобразователя FC-051P5K5 (5,5 кВт, 12 А, 380 В) №132F0028	1
Привод воздушной заслонки GMA 321.1E (Заслонка)	1

От Продавца _____

От Покупателя _____