

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Постановка задачи исследования	5
2 Математическое моделирование процесса теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе в среде ANSYS	13
3 Разработка гибридной системы вентиляции	27
4 Техничко-экономическое обоснование гибридной системы вентиляции	38
Заключение	43
Список использованных источников	44

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В современных общественных и производственных зданиях расход тепла на вентиляцию нередко составляет 60-80 % от общего расхода тепла на все инженерные системы. С ростом требований к теплотерям через ограждающие конструкции, требования к теплотерям, связанным с нагревом приточного воздуха, не ужесточаются, что приводит к существенному перераспределению структуры теплопотребления здания. Поэтому приоритетным направлением по повышению энергетической эффективности зданий и сооружений являются мероприятия, связанные со снижением расхода энергии, затрачиваемой на нагрев приточного воздуха, что особенно актуально для районов с длительным отопительным периодом.

Тепло, используемое на подогрев приточного воздуха в общественных и производственных зданиях, безвозвратно теряется в окружающую среду с вытяжным воздухом.

Существующие способы экономии затрат на вентиляцию зданий и сооружений заключаются в утилизации тепла вытяжного воздуха [1]. Наиболее часто в современных системах применяют достаточно дорогие рекуперативные установки на базе пластинчатых и роторных теплообменников, которые позволяют использовать тепло вытяжного воздуха для нагрева приточного.

Основной недостаток применения систем вентиляции с рекуперацией тепла в условиях Сибири – обмерзание пластин теплообменной поверхности в холодный период времени, которое происходит при отрицательных температурах наружного воздуха. Это является причиной снижения их эффективности и как следствие приводит к неудовлетворительной работе системы вентиляции и увеличению затрат на ее эксплуатацию.

Одним из простых и дешевых способов повышения энергетической эффективности современных систем вентиляции является использование способа рециркуляции тепла уходящего воздуха с одновременным контролем и управлением качества воздуха в помещении, а так же с обеззараживанием вредных примесей с помощью фильтра.

Снижение эксплуатационных затрат в предлагаемом техническом решении достигается с помощью автоматизированной системы вентиляции, позволяющей регулировать количество подмешиваемого воздуха и подаваемого в помещение по мере необходимости, в то время как в установке с рекуперацией тепла оно является постоянным.

Предлагаемый способ повышения энергетической эффективности систем вентиляции и кондиционирования воздуха заключается в использовании как рекуперации тепла, так и рециркуляции воздуха. Данная схема позволяет максимально снизить затраты на эксплуатацию систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Объектом исследования являются системы вентиляции и кондиционирования общественных и административных зданий с расходом воздуха от 1000 м³/ч и выше.

Предмет исследования – способы повышения энергетической эффективности систем вентиляции и кондиционирования.

Методы исследования включали обобщение известных научных и технических результатов, теоретические расчеты, лабораторный и опытно-промышленные исследования, обработка полученных экспериментальных данных.

Целью работы является разработка новых технических решений на основе теплофизического исследования и анализа существующих технологий, позволяющего повысить энергетическую и экономическую эффективности систем вентиляции и кондиционирования зданий.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие **задачи**:

- анализ существующих способов повышения эффективности систем вентиляции и кондиционирования;
- определение влияния параметров наружного воздуха, режима работы рекуператора на эффективность системы вентиляции с рекуперацией тепла;
- предложение новой схемы приточно-вытяжной вентиляции, позволяющей повысить энергетическую и экономическую эффективности систем вентиляции и кондиционирования воздуха;
- разработка методики, позволяющей сравнивать способы повышения эффективности систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

1 Постановка задачи исследования

В настоящее время система вентиляции является основным потребителем тепловой энергии в здании. Наиболее очевидным это является в общественных и административных зданиях, где наиболее часто используется приточно-вытяжная система вентиляции (рис. 1.1).

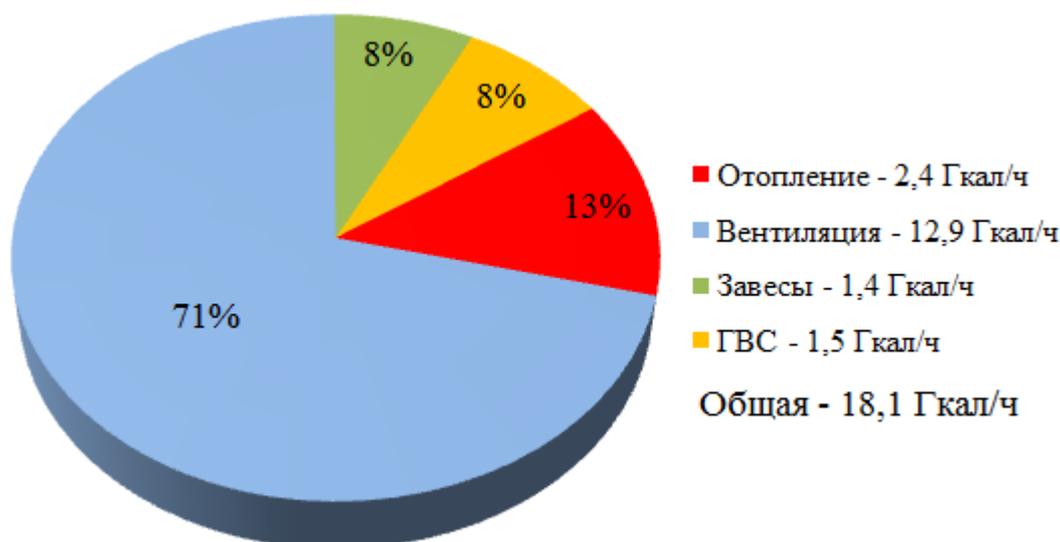
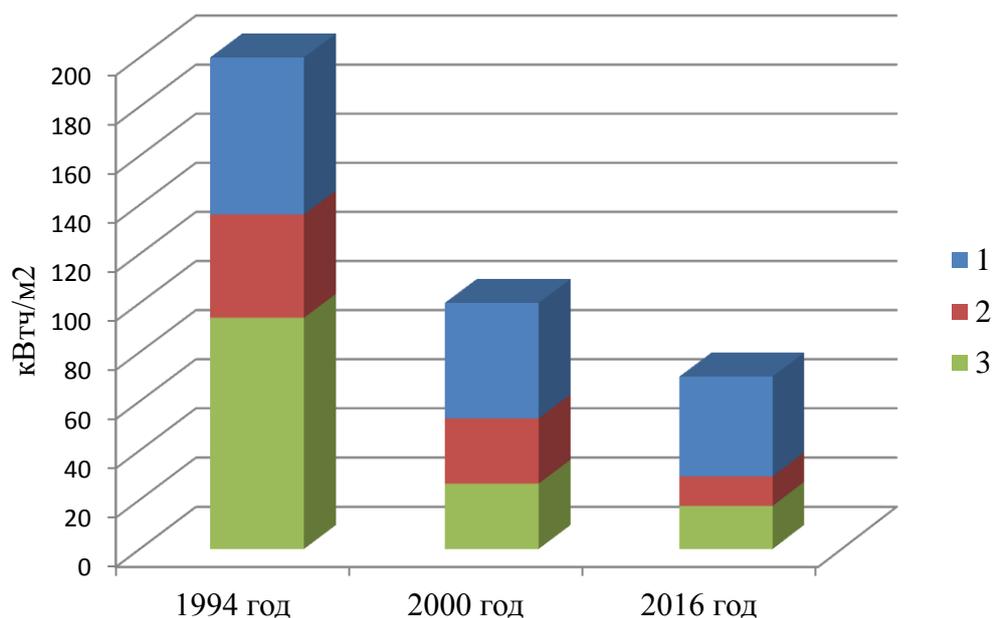


Рисунок 1.1 – Структура распределения нагрузок на примере ТРЦ Планета (г. Красноярск)

С 1995 года в нашей стране проводились мероприятия, связанные со снижением величины удельного годового расхода энергетических ресурсов зданий, в основном за счет повышения теплозащиты и оптимизации авторегулирования и учета теплопотребления на отопление как наименее затратных на сегодняшний день энергосберегающих мероприятий. С 2016 удельный годовой расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию многоквартирного дома составляет 70 кВт/м^2 со следующим соотношением теплопотерь:

- теплопотери через несветопрозрачные ограждающие конструкции – 25 %;
- теплопотери через светопрозрачные ограждающие конструкции – 17 %;
- теплопотери, связанные с нагревом приточного воздуха – 58 %.

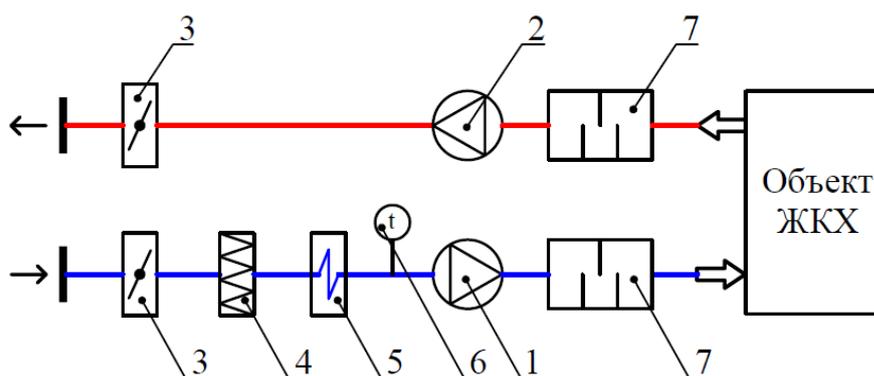
Как показывает структура теплопотерь многоэтажного здания (рис. 1.2) приоритетным направлением сокращения расхода энергетических ресурсов являются мероприятия, связанные со снижением расхода энергии, затрачиваемой на нагрев приточного воздуха, что особенно актуально для районов с длительным отопительным периодом (например, для Красноярского края количество дней отопительного периода составляет 233 [2]).



1 – теплопотери, связанные с нагревом приточного воздуха, 2 – теплопотери через светопрозрачные ограждающие конструкции, 3 – теплопотери через несветопрозрачные ограждающие конструкции.

Рисунок 1.2 – Структура теплопотерь многоэтажного жилого дома

На рисунке 1.3 представлена принципиальная схема приточно-вытяжной системы вентиляции без мероприятий по энергетической эффективности.



1 – приточный вентилятор, 2 – вытяжной вентилятор, 3 – воздушный клапан, 4 – фильтр грубой очистки, 5 – калорифер, 6 – датчик температуры, 7 – шумоглушитель.

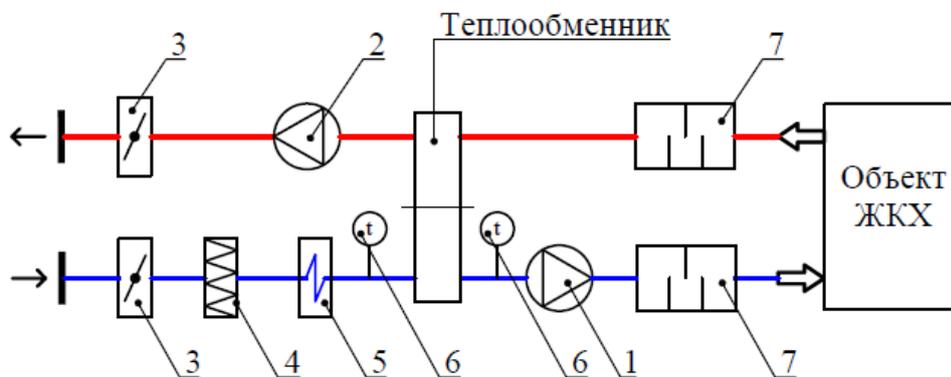
Рисунок 1.3 – Типовая приточно-вытяжная система вентиляции зданий

Цель приточно-вытяжной вентиляции в обеспечении воздухообмена за счет движения воздуха в двух направлениях – поступление свежего и вытяжка отработанного воздуха, которое осуществляется за счет приточного (1) и вытяжного (2) вентиляторов. Отключается система вентиляции с помощью воздушных клапанов (3), установленных на приточном и вытяжном воздуховодах. Для предотвращения попадания в систему пыли используется фильтр грубой

очистки (4). При эксплуатации вентиляции в холодный период времени необходимо подогреть холодный приточный воздух до комфортной температуры электрическим или водяным калорифером (5), мощность которого регулируется в зависимости от температуры воздуха после него (6). При работе вентилятора образуется ощутимый гул, который подавляется шумоглушителями (7).

В данной системе вентиляции все тепло, используемое на подогрев приточного воздуха, безвозвратно теряется в окружающую среду с вытяжным воздухом, что является неэффективным использованием тепловой энергии и экономически невыгодно.

Существующие способы экономии затрат на вентиляцию зданий и сооружений заключаются в утилизации тепла вытяжного воздуха [1]. Одним из высокотехнологичных агрегатов, обеспечивающих энергосбережение, являются рекуперативные теплообменники, которые позволяют использовать тепло вытяжного воздуха для нагрева приточного (рис. 1.4). В настоящее время и в ближайшем будущем они, по всей вероятности, останутся предметом импорта, поскольку их изготовление на современном уровне требует внедрения дорогостоящих автоматизированных линий, реализующих замкнутый цикл компьютерного проектирования и компьютеризированного производства.

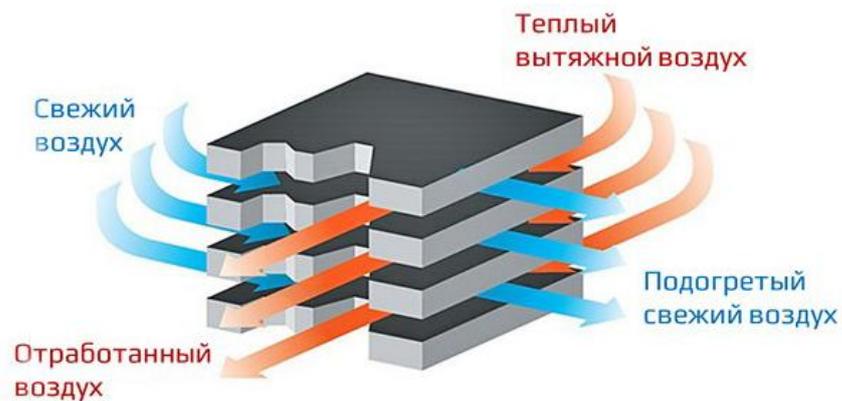


1 – приточный вентилятор, 2 – вытяжной вентилятор, 3 – воздушный клапан, 4 – фильтр грубой очистки, 5 – калорифер, 6 – датчик температуры, 7 – шумоглушитель.

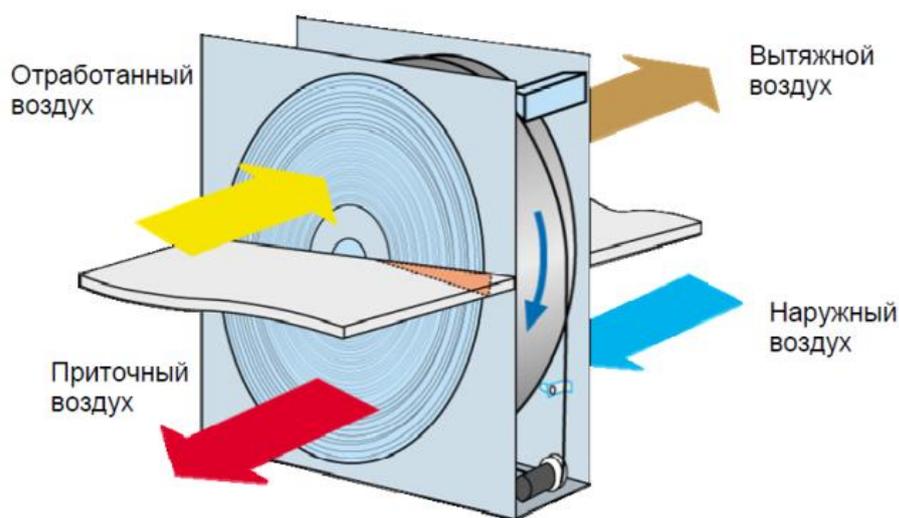
Рисунок 1.4 – Приточно-вытяжная система вентиляции с рекуперацией тепла

Помимо использования в составе централизованных вентиляционных агрегатов, большой практический интерес рекуперативные теплообменники представляют сами по себе как наиболее доступное средство внедрения энергосберегающих технологий при реконструкции существующих систем вентиляции путем осуществления обмена теплом между притоком и вытяжкой. Установка рекуперативного теплообменника при этом принципиально возможна без замены основных узлов существующей системы.

Анализ состояния производства и применения теплоутилизационного оборудования указывает на тенденцию преимущественного использования двух типов утилизаторов теплоты вытяжного воздуха: пластинчатых рекуперативных (рис. 1.5, а), вращающихся регенеративных (рис. 1.5, б).



а – пластинчатый рекуперативный теплообменник



б – вращающийся регенеративный теплообменник

Рисунок 1.5 – Утилизаторы теплоты вытяжного воздуха

Наиболее перспективными являются вращающиеся регенеративные теплообменники по следующим причинам:

а) благодаря тому, что процесс тепломассообмена осуществляется по большой удельной поверхности используемой насадки, агрегат в целом имеет минимальные габариты, что позволяет экономить площадь помещения для размещения оборудования;

б) регулирование скорости вращения ротора позволяет управлять общей эффективностью рекуператора;

в) наличие влагообмена между притоком и вытяжкой.

На рисунке 1.6 представлено конструктивное исполнение роторного теплообменника.

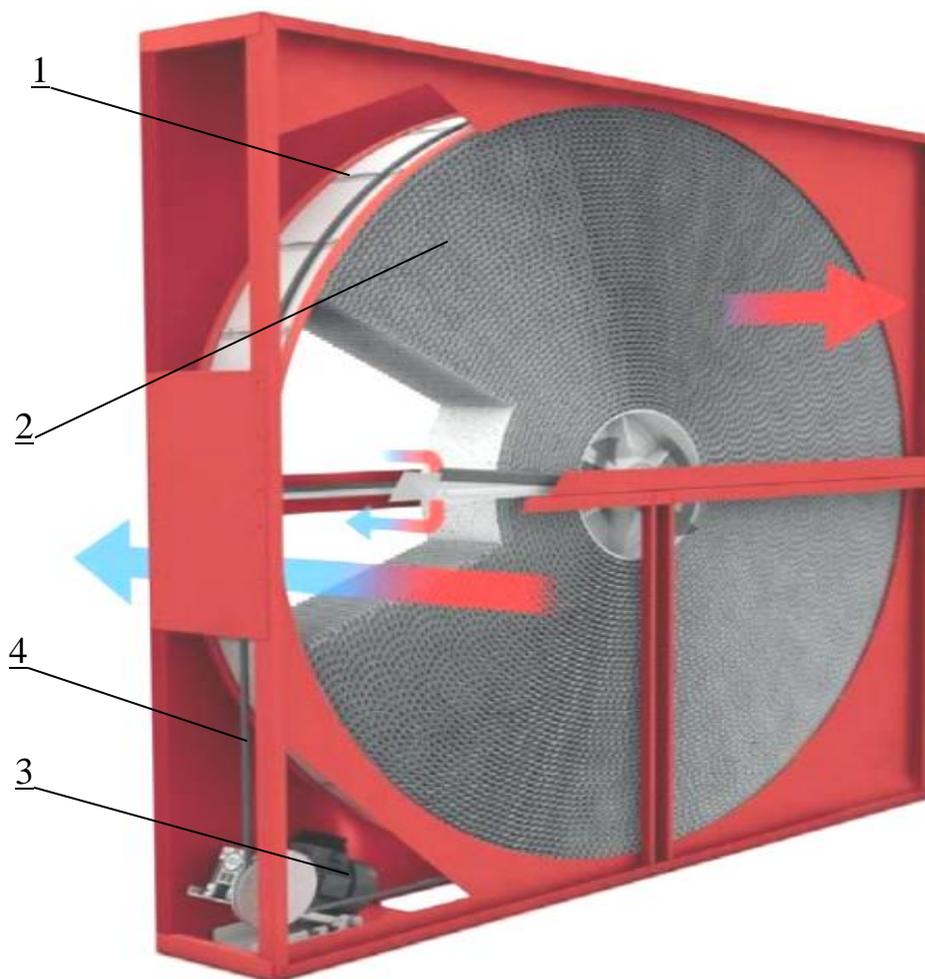


Рисунок 1.6 – Конструктивное исполнение роторного теплообменника

Ротор снабжен насадкой (1), обладающей высокой теплоемкостью, которая при использовании противоточной системы попеременно нагревается и охлаждается тепловыделяющим и теплопоглощающим воздушными потоками. Теплоутилизирующая насадка образована узкими треугольными каналами, изготовленными из тонкой фольги (2). Толщина насадки (в направлении воздушных потоков), как правило, составляет 200 мм, высота воздушных каналов (рис. 1.7) – от 1,8 до 2,4 мм. При таком геометрическом соотношении в воздушных каналах образуется ламинарное течение. Толщина фольги обычно составляет $0,06 \div 0,2$ мм (рис. 1.7). Приводится во вращение установка с помощью электродвигателя (3) через редуктор и ременную передачу (4). Роторные теплообменники могут обладать эффективностью от 60 до 85 % и иметь потерю напора по притоку и вытяжке от 75 до 500 Па.

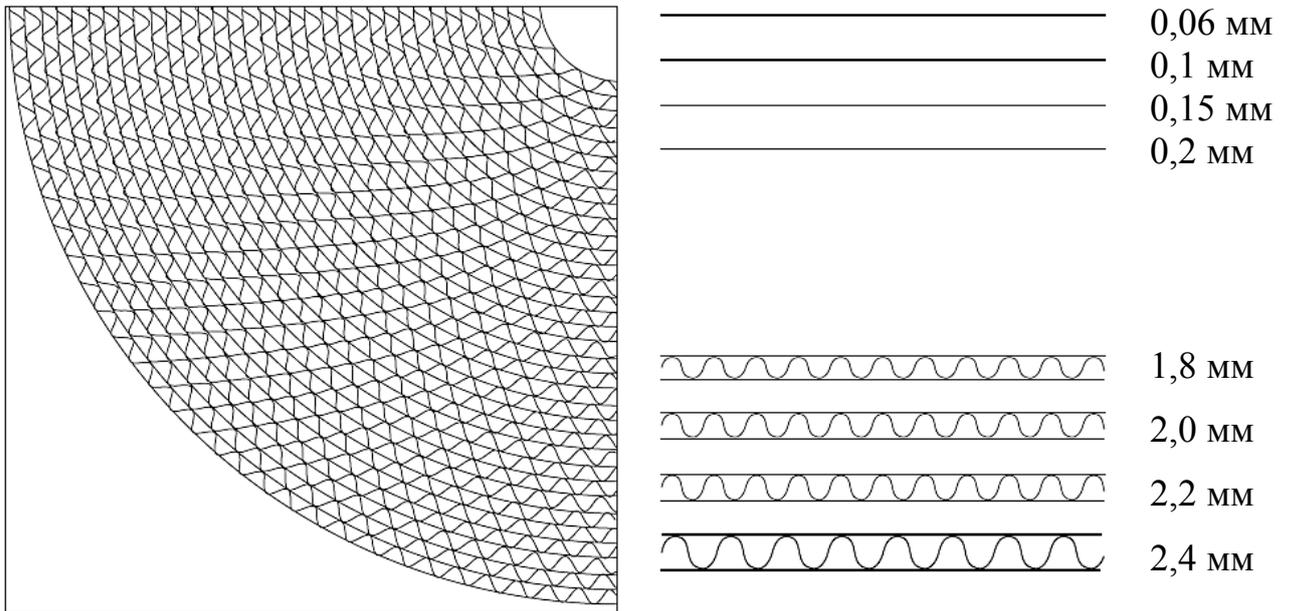


Рисунок 1.7 – Геометрические параметры воздушных каналов

Экономическая обоснованность применения рекуператоров более чем очевидна в условиях относительно сурового российского климата, поскольку она непосредственным образом зависит от температурного контраста. Чем больше разница температур воздуха снаружи и внутри здания, тем больше достигаемый экономический эффект. Единственным видимым препятствием к их широкому внедрению является опасность обмерзания пластин теплообменной поверхности при температурах наружного воздуха ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это является причиной снижения их эффективности и, как следствие, приводит к неудовлетворительной работе системы вентиляции и увеличению затрат на ее эксплуатацию (рис. 1.8).

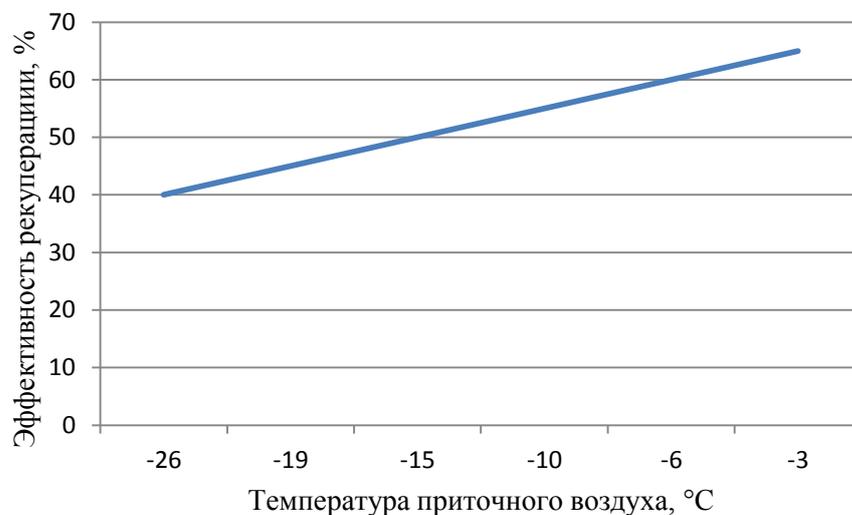


Рисунок 1.8 – Эффективность рекуперации тепла при различных значениях температуры приточного воздуха

В процессе рекуперации тепла приточный воздух нагревается, а удаляемый охлаждается. При этом происходит увеличение относительной влажности в вытяжном воздухе вплоть до состояния насыщения, после чего начинается интенсивная конденсация избыточной влаги. В результате соответствующим образом уменьшается абсолютное влагосодержание. При дальнейшем охлаждении ниже температуры замерзания имеет место кристаллизация конденсированной влаги. Это приводит с одной стороны к существенному повышению эффективности теплообмена за счет скрытой теплоты испарения, с другой стороны может наблюдаться снижение теплопередачи за счет формируемого на поверхности пластин слоя жидкости, а также уменьшение живого сечения воздушных каналов, что, в свою очередь, приводит к увеличению потерь статического давления. В случаях когда приточный воздух имеет достаточно низкую температуру, скапливаемый внутри теплообменника конденсат замерзает, закупоривая частично или полностью воздушные каналы на стороне вытяжки.

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

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, скорости вращения теплообменника.

Для предотвращения обмерзания пластин теплообменника в холодный период времени используются следующие мероприятия:

а) предварительный подогрев приточного воздуха выше температуры обмерзания дополнительными электрическими нагревателями или калориферами, что приводит к снижению эффективности установки в $1,5 \div 2$ раза [4].

б) регулирование массового отношения воздушных потоков на притоке и вытяжке. При уменьшении количества холодного приточного воздуха можно достигнуть условий, при которых количество ассимилируемого им тепла не приводит к переохлаждению сравнительно большого количества удаляемого теплого воздуха и, соответственно, к обмерзанию теплообменника. Однако, для достижения этого эффекта массовое отношение воздушных потоков, как правило, должно не превышать 0,5, так как на вытяжке удаляемый воздух всегда значительно холоднее в выходном сечении по сравнению со входным. Тем не менее, данная мера используется достаточно часто, поскольку в любом случае целесообразной является установка байпаса, позволяющего в летний период регулировать параметры воздуха на притоке. В силу этого дополнительные затраты оказываются невелики, будучи связаны только с необходимостью использования соответствующих средств автоматизированного контроля и органов управления;

в) размораживание теплообменников. Способ размораживания теплообменников предполагает возможность их обмерзания с последующим оттаиванием путем соответствующего переключения режимов работы. При достижении определенной степени обмерзания теплообменника происходит отключение притока. В результате через теплообменник проходит только удаляемый теплый воздух со стороны вытяжки, за счет чего теплообменник размораживается. Наилучшим в этом случае является управление по величине перепада статического давления на стороне вытяжки.

Следует отметить, что перечисленные технические решения неэффективны с энергетической точки зрения, а общая эффективность рекуперации при их использовании резко падает.

В настоящее время зависимости скорости образования инея и его оттаивания в каналах теплообменника от параметров приточного и вытяжного воздуха и режима работы установки глубоко не изучены, что препятствует оценке реальной экономической выгоды от использования рекуператоров в системах вентиляции и кондиционирования [5, 6, 7].

В связи с этим задачами настоящего исследования являются:

- определение влияния параметров наружного воздуха, режима работы рекуператора на эффективность системы вентиляции с рекуперацией тепла;
- предложение новой схемы приточно-вытяжной вентиляции, позволяющей повысить энергетическую и экономическую эффективности систем вентиляции и кондиционирования воздуха;
- разработка методики, позволяющей сравнивать способы повышения эффективности систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

2 Математическое моделирование процессов теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе в среде ANSYS

С целью определения реальной эффективности регенеративного воздухо-воздушного теплообменника в условиях Сибири с низкими температурами наружного воздуха в холодный период времени и составления рекомендаций по его режиму работы выполнено численное моделирование роторного регенератора в среде ANSYS. Явно задачу решить не представляется возможным по причине ограниченности вычислительных мощностей на сегодняшний день, поэтому был выполнен ряд упрощений реального теплообменника для возможности проведения его моделирования.

Первое упрощение заключается в использовании уменьшенной копии реальных геометрических размеров теплообменного аппарата (рис. 2.1).

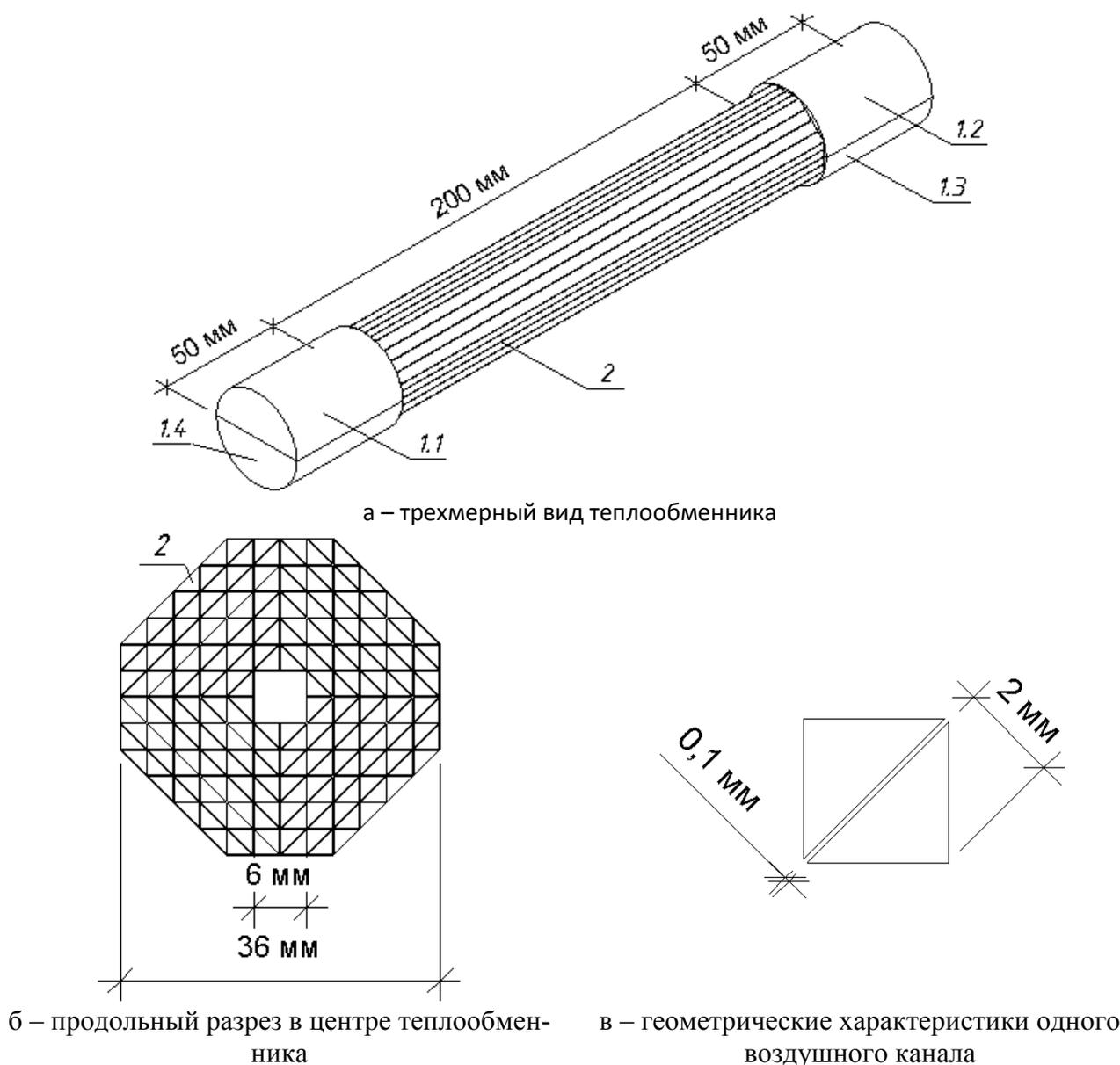


Рисунок 2.1 – Геометрия теплообменника, используемая для его моделирования

Геометрия теплообменника включает в себя несколько тел: четыре полуцилиндра (1.1-1.4), насадка для передачи тепла от приточного воздуха вытяжному (2). В полуцилиндр 1.1 подается приточный воздух, проходит через насадку (2) и уже нагретый теплотой вытяжного воздуха попадает в солид 1.2. Противотоком холодному воздуху подается в теплообменник (2) горячий воздух из помещения через тело 1.3, далее отдает свое тепло насадке и выходит в полуцилиндр 1.4. Радиус полуцилиндров составляет 1,9 мм, что соответствует эквивалентному радиусу теплообменника, а длина 50 мм для равномерной подачи воздуха в каналы насадки и равномерного перемешивания на выходе из нее. Длина насадки модели обусловлена оптимальным отношением эффективности рекуператора к его аэродинамическому сопротивлению и составляет 200 мм, что соответствует наиболее распространенной длине каналов большинства производителей подобного оборудования. Этот размер оставлен оригинальным, так как в значительной степени влияет на эффективность теплообменника. Размеры каналов и толщина алюминиевой стенки между ними (рис. 2.1, в) соответствуют средним, оптимальным размерам существующего оборудования и не подвержены изменению в модели для сохранения режима течения воздуха и теплообмена между воздухом и алюминиевыми стенками насадки. Упрощение геометрии заключается в уменьшении количества каналов, которое составляет 216 и позволяет произвести моделирование с использованием современной вычислительной техники. Такому количеству каналов соответствует эквивалентный диаметр насадки 3,6 мм, в то время как диаметры существующих теплообменников варьируются от 500 до 6000 мм с производительностью 100÷200000 м³/ч. Упрощение геометрии насадки обосновано тем, что у современного оборудования с изменением производительности теплообменника меняется его диаметр и количество каналов, а длина и габаритные размеры самих каналов остаются без изменения.

Построение трехмерной модели исследуемого объекта произведено в программном комплексе информационного моделирования Autodesk Revit, после чего импортировано в ANSYS Workbench для построения сетки. Проект Workbench состоит из двух элементов, используемых для импорта и редактирования геометрии (Geometry) и создания сетки (Mesh) (рис. 2.2).

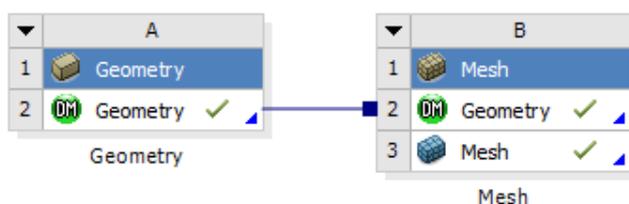
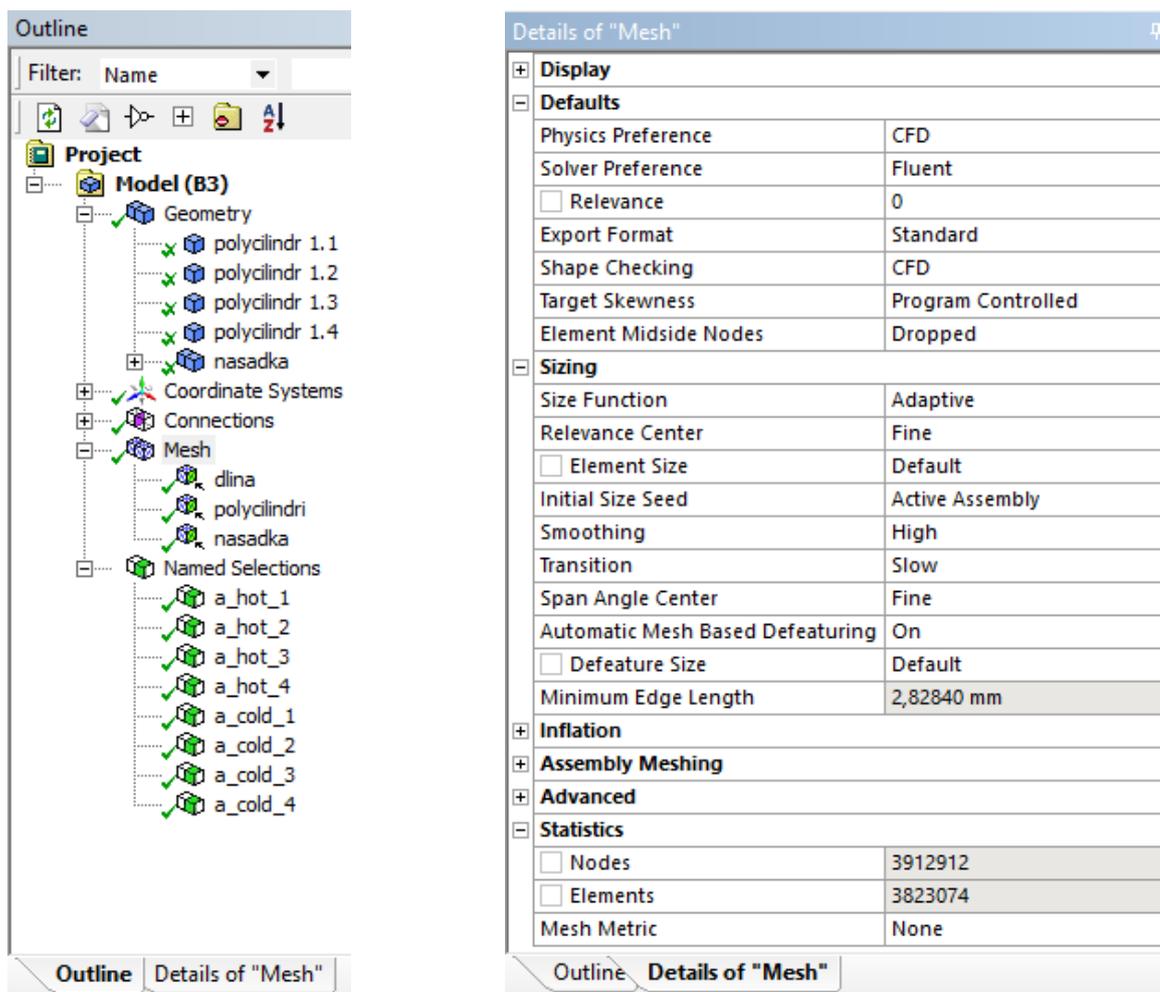


Рисунок 2.2 – Проект Workbench

В элементе Geometry помимо импорта из Revit геометрия разделена на 5 отдельных друг от друга тел для дальнейшей возможности моделирования нестационарной насадки с каналами со стационарными полуцилиндрами, между

которыми воздух не должен смешиваться. Элемент Mesh необходим для создания сетки, задания входов и выходов приточного и вытяжного воздуха, а так же материала солидов. Настройки этого элемента представлены на рисунке 2.3.



а - окно Outline

б – окно Details of «Mesh» с настройками сетки

Рисунок 2.3 – Окна элемента Mesh с настройками

В окне Outline в ветви Geometry (рис. 2.3, а) отображается информация о солидах геометрии. Тела polycylindr 1.1-1.4 соответствуют полуцилиндрам 1.1-1.4 для входа и выхода воздуха из теплообменника (рис. 2.2), поэтому в их свойствах задан материал Fluid. Каждой грани этих четырех тел присвоены имена для дальнейшего использования их в моделировании. Тело nasadka (позиция 2 на рис. 2.2) состоит из 216 солидов, соответствующих воздушным каналам, которым задан материал Fluid, и одного солида со свойствами материала Solid, соответствующий алюминиевой фольге, отделяющей каналы друг от друга.

В окне настроек сетки Details of «Mesh» (рис. 2.3, б) во вкладке Defaults для параметра Physics Preference выбран режим CFD, так как задача относится к классу вычислительной гидродинамике. В качестве размерной функции выбран Adaptive, для параметра Relevance Center задан режим Fine для создания более

густой сетки. Остальные настройки параметров во вкладке Details of «Mesh» остались по умолчанию. Для оптимизации сетки, а, следовательно, и расчетов, отдельным граням геометрии заданы разные размеры элементов сетки (рис. 2.3, а): всем телам по длине присвоено значение 3 мм, сечениям полуцилиндров и насадке 0,2 мм. Таким образом, общее число элементов сетки модели составило 3 823 074 (рис. 2.3, б).

Второе упрощение заключается в моделировании теплообменного аппарата в несколько этапов. Первым этапом является моделирование теплообмена установки без учета влажности воздуха и обледеневания каналов, граничными условиями в котором являются скорость вращения ротора и температура наружного воздуха. Результатом станет определение оптимальных оборотов насадки и зависимость температур вытяжного и приточного воздуха на выходе из теплообменника, а так же алюминиевой насадки от температуры приточного воздуха на входе в него. Второй этап – моделирование обледеневания усредненных каналов по температуре стенки по сечению насадки, граничными условиями в котором служат график изменения температур алюминиевой стенки, полученный на предыдущем этапе, и влажность вытяжного воздуха. Целью этого шага является определение зависимости замерзания конденсируемой влаги из горячего воздуха от температуры наружного холодного воздуха и влажности воздуха в помещении, а так же установления времени образования льда в канале и его оттаивания для составления рекомендаций по режиму работы теплообменной установки.

Первый этап моделирования начинается с импортирования ранее созданной и подготовленной сетки в программный комплекс CFD ANSYS Fluent. Задача нестационарная, поэтому во вкладке Setup, General в параметре Time checkbox установлен в режиме Transient. Модели, используемые в Fluent, состоят из Energy для расчета теплопередачи и Standart k-ε для моделирования турбулентного течения воздуха в каналах. Хотя в каналах насадки режим течения воздуха ламинарный, при вращении ротора теплообменника некоторые из них попадают на границу раздела полуцилиндров и находятся одновременно как на вытяжной стороне, так и на приточной, вследствие чего в них возникает турбулентное течение воздуха, что влияет на общий теплообмен установки. В дереве настроек в ветке Setup, Cell Zone Conditions всем телам воздушных каналов (nasadka-air.1-216) и алюминиевой стенке между ними (nasadka-al) для их вращения вокруг своей оси включен параметр Mesh Motion, а в строке Speed (rad/s) установлено значение скорости (рис. 2.4).

Граничными условиями при моделировании теплообмена в насадке рекуператора являются скорость вращения воздуха в канале и температура наружного воздуха, которые задаются в ветке Setup, Boundary Conditions (рис. 2.5).

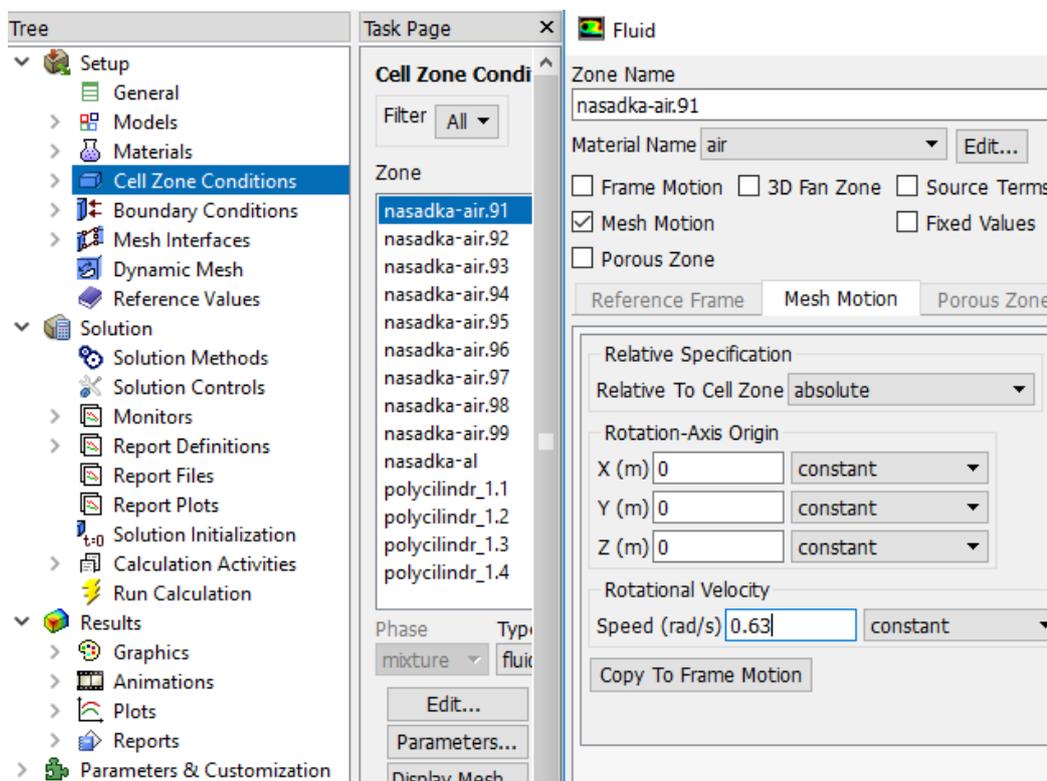


Рисунок 2.4 – Задание скорости вращения ротору теплообменника

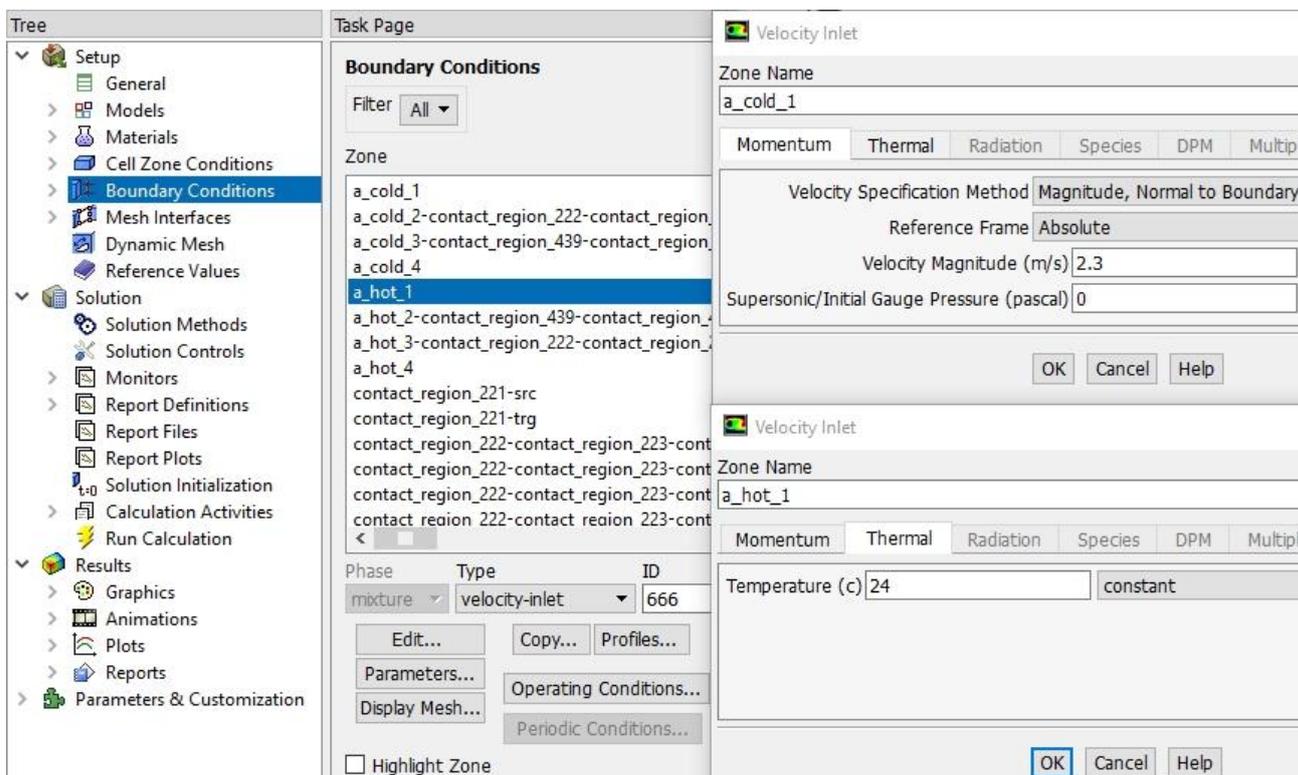


Рисунок 2.5 – Задание граничных условий

Зоны a_cold_1, a_hot_1 являются входами холодного и горячего воздуха соответственно и имеют тип velocity-inlet. Скорость этим зонам задана одина-

ковая 2.3 м/с и соответствует скорости воздуха в канале 3 м/с, то есть моделирование проводится при одинаковых расходах приточного и вытяжного воздуха. Скорость в канале 3 м/с является оптимальной с точки зрения баланса эффективности установки, которая увеличивается с увеличением скорости, и аэродинамического сопротивления, имеющего обратную зависимость. Температура горячего вытяжного воздуха является величиной постоянной и равна 24 °С, так как определяется наиболее комфортной для пребывания людей в помещении. Температура холодного воздуха задается в диапазоне от -37 °С до +8 °С, что соответствует минимальной и максимальной температурам за отопительный период в г. Красноярске [8]. Зоны a_cold_4, a_hot_4 являются выходами воздуха из теплообменника, поэтому им присвоен тип pressure-outlet.

Все интерфейсы между телами, созданные автоматически при импорте сетки в Fluent, удалены, и созданы два новых, объединяющие воздушные каналы с полуцилиндрами с двух сторон теплообменника. Так как при автоматическом создании интерфейсов сетки создаются зоны между телами, потребовалось изменить тип этих зон на wall, относящихся к удаленным интерфейсам.

В ветке настроек программы Run Calculation размер временного шага задается в диапазоне $0,1 \div 0,03$ в зависимости от частоты вращения ротора. Чем больше количество оборотов насадки, тем меньше временной шаг. Количество итераций в одном временном интервале выбрано 7. Опытным путем установлено оптимальное количество итераций при моделировании – $3\ 000 \div 4\ 000$, две трети из которых необходимы для выхода вращающегося теплообменника на номинальный режим работы, а последняя одна треть итераций моделирования производилась в усредненном режиме для получения более корректных результатов. График сходимости одного из расчетов представлен на рисунке 2.6.

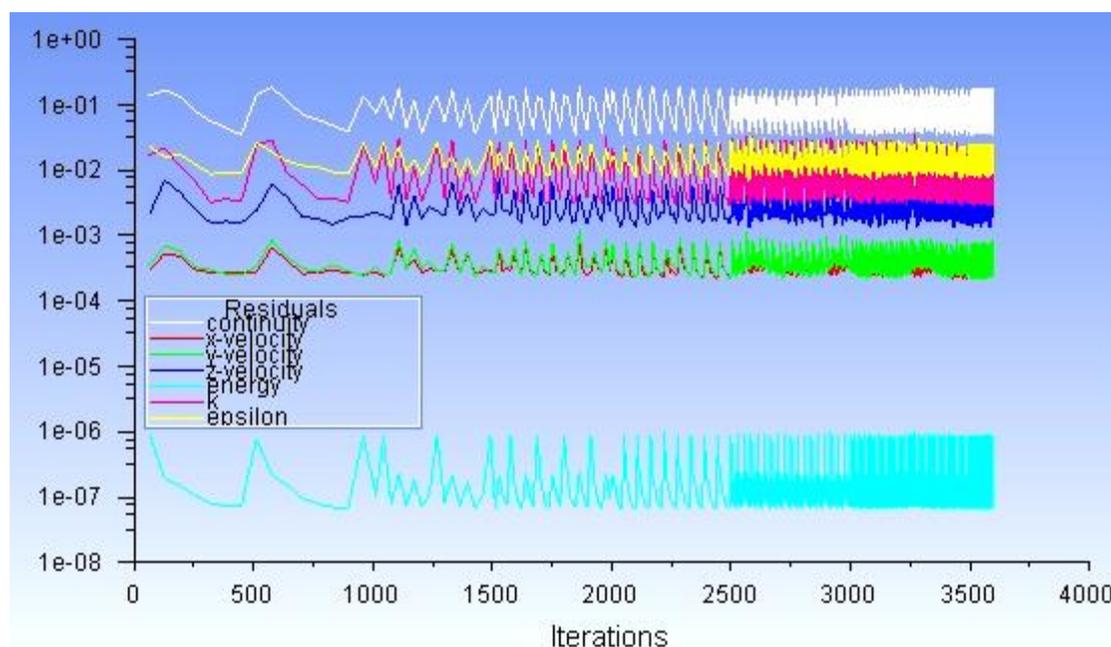


Рисунок 2.6 – График сходимости моделирования теплообмена вращающейся насадки

На рисунке 2.7 представлено среднее по времени вращения ротора поле скоростей, на котором скорость воздуха в канале меняется от 0 до 4,67 м/с от периферии к центру канала и соответствует средней заданной скорости потока в сечении канала 3 м/с.

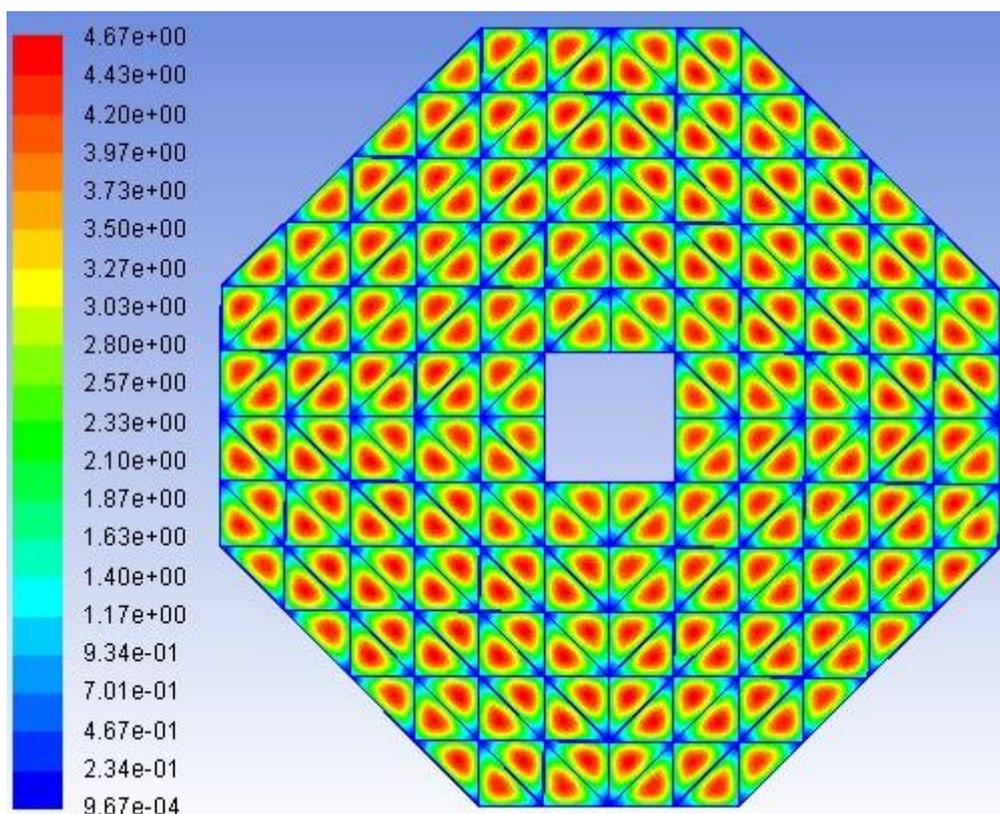


Рисунок 2.7 – Поле скоростей в перпендикулярном сечении ротора

Из поля температур в перпендикулярном сечении ротора в области выхода вытяжного воздуха из теплообменника видно, что температура воздуха в верхней половине насадки, соответствующей горячему воздуху, меняется по сечению в пределах 14 °С (рис. 2.8). Исходя из этого, для моделирования обледенения воздушных каналов в теплообменнике имеет смысл разделить сечение по горячему воздуху на две части. Область 1 (рис. 2.8) соответствует вхождению алюминиевой фольги из зоны холодного воздуха в зону теплого воздуха. В этой области насадка имеет минимальную температуру, поэтому именно в зоне 1 наиболее высока вероятность образования льда из влаги, содержащейся в вытяжном воздухе. При вращении ротора и прохождении насадки области 1, алюминиевая фольга нагревается теплым воздухом на 7 °С и попадает в область 2, поэтому вероятность образование льда в воздушных каналах в зоне 2 меньше, чем в зоне 1.

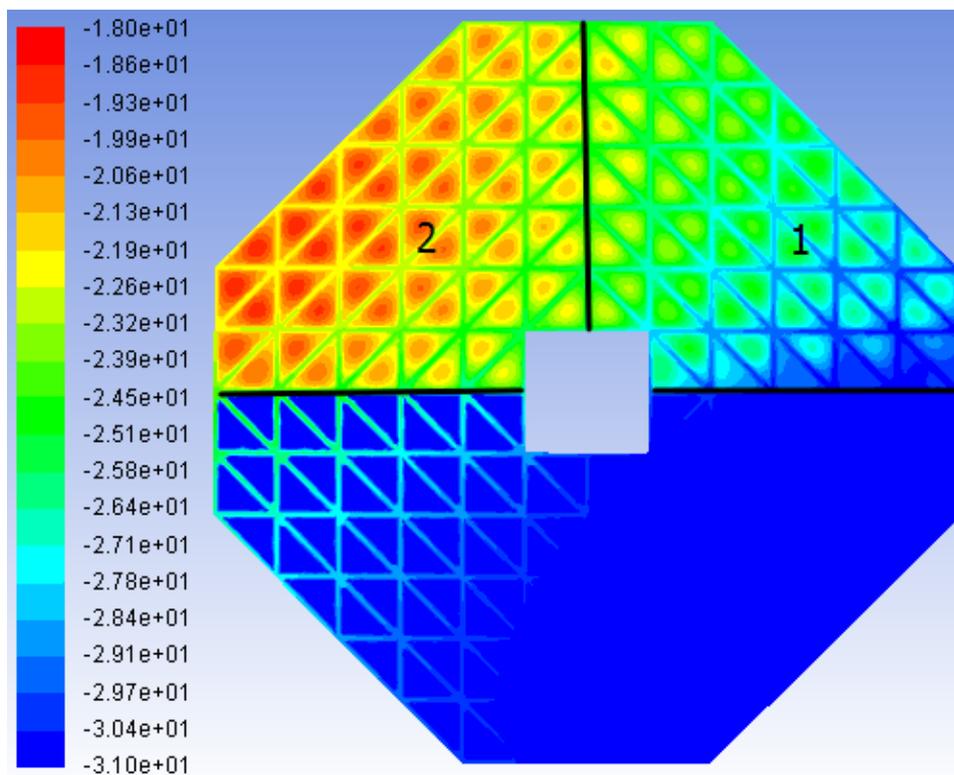


Рисунок 2.8 – Поле температур в перпендикулярном сечении ротора

В результате моделирования известны температуры горячего и холодного воздуха на выходе из теплообменника, зная которые возможно посчитать эффективность рекуперации тепла при разной скорости вращения ротора:

$$\eta = \frac{t_{x2} - t_{x1}}{t_{r1} - t_{x1}} = \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{r1} - t_{x1}}, \quad (1)$$

где t_{x1} – температура холодного воздуха на входе в теплообменник, °С;

t_{x2} – температура холодного воздуха на выходе из теплообменника, °С;

t_{r1} – температура горячего воздуха на входе в теплообменник, °С;

t_{r2} – температура горячего воздуха на выходе из теплообменника, °С.

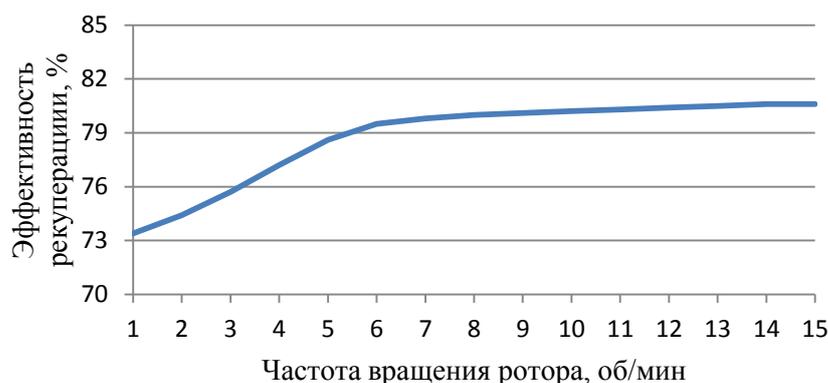


Рисунок 2.7 – Зависимость эффективности рекуперации от скорости вращения ротора

Из рисунка 2.7 можно сделать вывод, что оптимальным значением скорости вращения ротора является 6 об/мин, после которого прирост в эффективности рекуперации незначительный. Подтверждением правильности примененных упрощений и работоспособности исследования воздухо-воздушного теплообменника с помощью моделирования является высокая степень сходимости полученных результатов с экспериментальными [9].

После определения оптимальной скорости вращения ротора теплообменника выполнен ряд расчетов установки с заданием температур холодного воздуха на входе в него в диапазоне от $-37\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ для получения графика изменения температуры алюминиевой насадки по длине ротора, необходимого для моделирования конденсации влаги вытяжного воздуха в каналах установки (рис. 2.8). Начало ротора (0 мм) соответствует входу холодного воздуха, а конец (200 мм) - входу теплого.

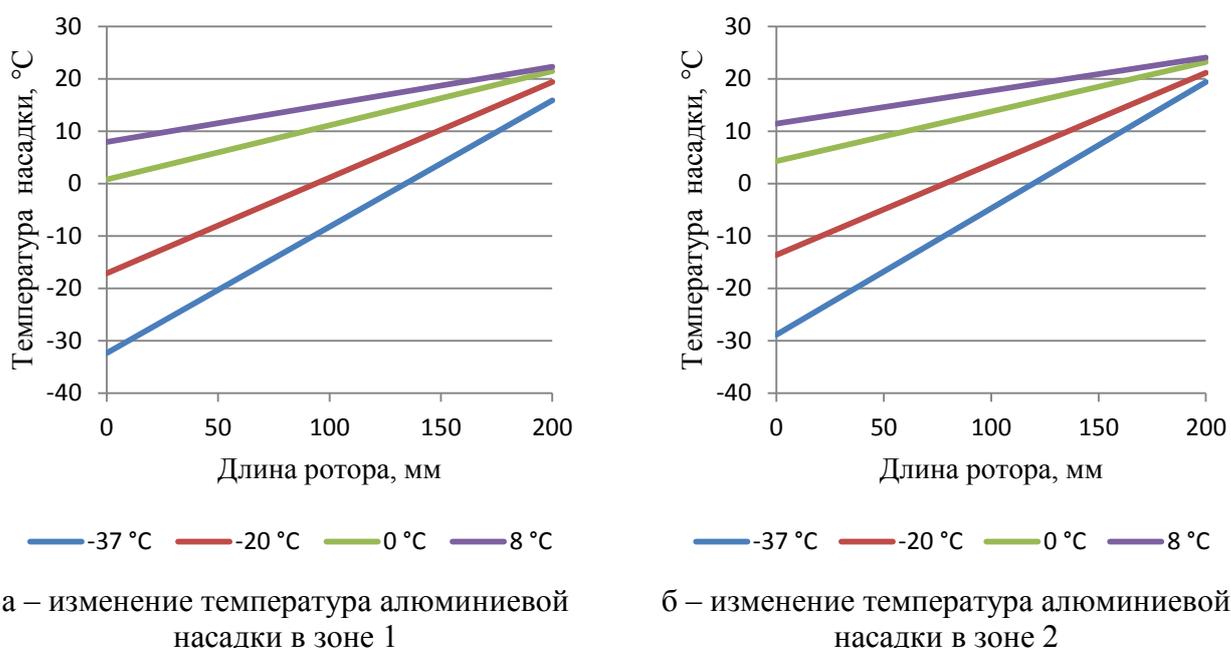


Рисунок 2.8 – Зависимость температуры насадки от температуры холодного воздуха на входе в теплообменник

С целью определения температуры холодного воздуха, при которой начинается конденсация с последующим обледенением влаги вытяжного воздуха в каналах теплообменника, выполнено моделирование установки с ее упрощенной геометрией до одного канала. Граничными условиями, при которых производились расчеты, служат диапазон температур алюминиевой стенки, изменяющийся по длине канала в зависимости от температуры холодного воздуха на входе в теплообменник, и влажность вытяжного воздуха из помещения. Значение относительной влажности регламентируется нормативными документами и составляет 30÷45 % в холодный период года для всех типов помещений [10], но в действительности этот параметр в помещениях может находиться на

уровне 20 %, поэтому моделирование проводится из условия изменения относительной влажности воздуха в помещении в диапазоне 20÷45 %.

Создана геометрия одного треугольного канала высотой 2 мм, длиной 200 мм в программе Autodesk Revit, после чего импортирована в ANSYS Workbench для построения сетки. Далее готовая сетка загружена в ANSYS Fluent для моделирования обледеневания влаги.

Модели, используемые в Fluent, состоят из Energy для расчета теплопередачи, Laminar для моделирования ламинарного течения воздуха в канале и Species Transport, необходимой для учета влажности вытяжного воздуха. В настройках последней модели заданы компоненты смеси воздуха и воды, проходящей в канале (рис. 2.9).

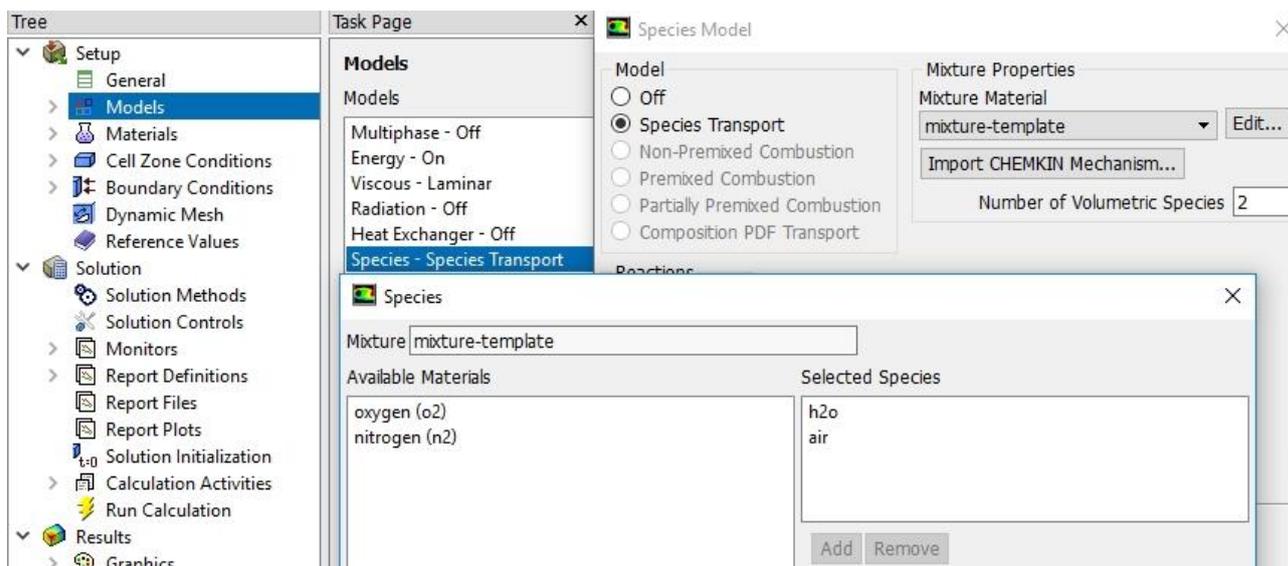


Рисунок 2.9 – Задание компонентов смеси в модели Species Transport

В ветке настроек Boundary Conditions задан тип velocity-inlet зоне, соответствующей входу смеси в канал, а так же такие граничные условия для нее, как температура вытяжного воздуха (24 °C), скорость течения смеси в канале (3 м/с), абсолютная влажность воздуха. В программе Fluent нет возможности задать функцию изменения температуры тела, поэтому написан скрипт с функцией, описывающий изменение температуры алюминиевой стенки от длины ротора от 0 до 200 мм, который представлен ниже.

```
#include "udf.h"
DEFINE_ADJUST(adjust_gradient, domain)
{
    real x[ND_ND];
    Thread *t;
    cell_t c;
    face_t f;
    domain=Get_Domain(1);
    thread_loop_c(t, domain)
    {
        begin_c_loop(c, t)
        {
            C_CENTROID(x, c, t);
        }
    }
}
```

```

if((C_T(c,t)<273.15))
{C_UDMI(c,t,0)=0;
C_UDMI(c,t,1)=1; }
else
{C_UDMI(c,t,0)=C_YI(c,t,0);
C_UDMI(c,t,1)=0; }}
end_c_loop(c,t)}
DEFINE_SOURCE(Vx_source,c,t,dS,eqn)
{real source;
source = -C_UDMI(c,t,1)*C_U(c,t)*1e3;
dS[eqn]=0;
return source;}
DEFINE_SOURCE(Vy_source,c,t,dS,eqn)
{real source;
source =-C_UDMI(c,t,1)*C_V(c,t)*1e3;
dS[eqn]=0;
return source;}
DEFINE_SOURCE(Vz_source,c,t,dS,eqn)
{real source;
source = -C_UDMI(c,t,1)*C_W(c,t)*1e3;
dS[eqn]=0;
return source;}
DEFINE_SOURCE(T_source,c,t,dS,eqn)
{real source;
source = C_UDMI(c,t,1)*0.5*3e5;
dS[eqn]=0;
return source;}
DEFINE_PROFILE(inlet_TEMP, thread, position)
{real x[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
real y, h;
face_t f;
h = 0.016; /* inlet height in m */
begin_f_loop(f,thread)
{F_CENTROID(x, f, thread);
F_PROFILE(f, thread, position) = 273.15+205*x[0]+-27;}
end_f_loop(f, thread)}

```

В строке $F_PROFILE(f, thread, position) = 273.15+205*x[0]+-27;$ задается функция, описывающая изменение температуры алюминиевой стенки по длине ротора. Значения ее переменных меняются в зависимости от диапазона изменения температуры алюминия, которая в свою очередь зависит от температуры наружного холодного воздуха на входе в теплообменник.

Остальные настройки в программе Fluent остались по умолчанию. График сходимости представлен на рисунке 2.10.

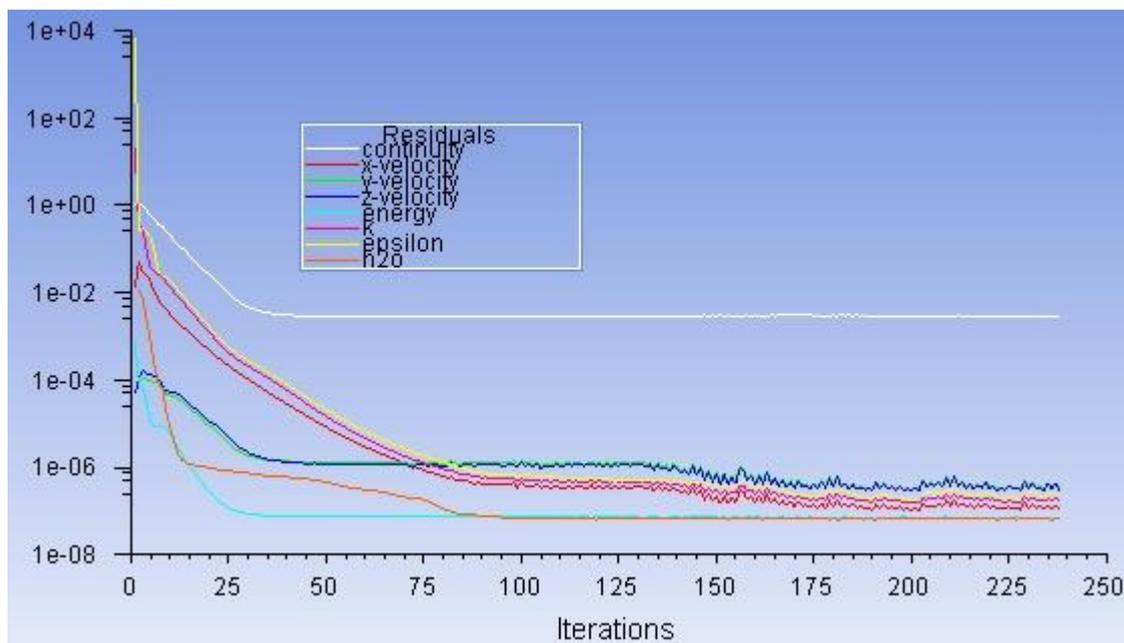


Рисунок 2.10 – График сходимости моделирования обледеневания одного канала

В результате моделирования установлено, что влажность воздуха на процесс обледеневания влаги в канале влияет незначительно, так как размер длины канала больше его сечения в 100 раз, то есть за счет высокой теплопроводности алюминиевой стенки, большой поверхности теплообмена по длине канала и малой площади живого сечения влага, содержащаяся в воздушной смеси, при низких температурах наружного воздуха будет неизменно приводить к образованию льда в воздушном канале с последующим перекрытием сечения для прохода воздуха. Таким образом, при составлении рекомендаций по режиму работы теплообменного аппарата в приточно-вытяжной системе вентиляции влажностью вытяжного воздуха можно пренебречь.

Для определения температуры холодного приточного воздуха, при котором воздушный канал будет заполнен льдом и теплообменник перестанет функционировать по назначению, выполнено моделирование с разными температурами алюминиевой стенки. На рисунке 2.11 представлены поля воздушной смеси/льда вытяжного горячего воздуха с одинаковой влажностью при разных температурах холодного приточного воздуха на входе в насадку.

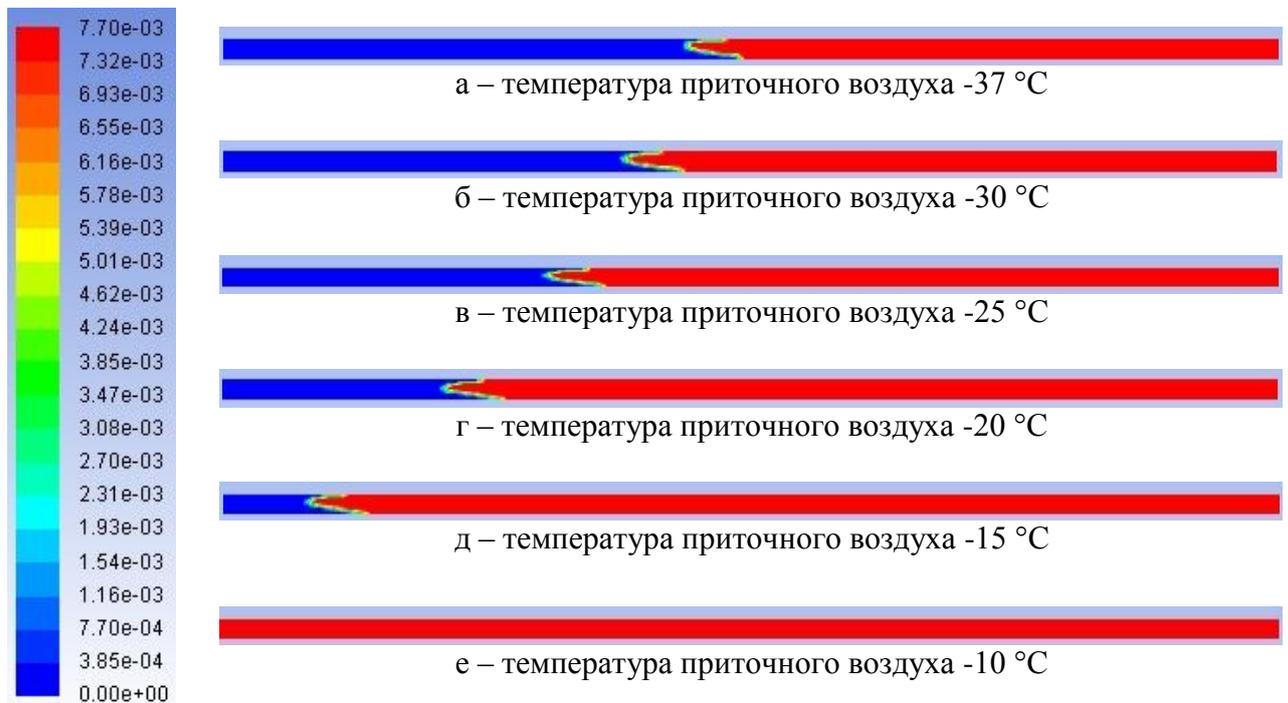


Рисунок 2.11 – Поля влажного воздуха/льда при разных температурах холодного приточного воздуха

Таким образом, в результате моделирования обледеневания канала в стационарном режиме при разных температурах холодного воздуха на входе в теплообменник установлено, что при температуре наружного воздуха $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ обледенеет половина воздушных каналов теплообменника, а при температуре $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ уже по всему сечению насадки не будет возможности для прохода воздуха и его энергетическая эффективность окажется равной 0.

При моделировании обледеневания одного воздушного канала в нестационарном режиме время образования льда и заполнение им сечения для прохода воздуха составило 25 секунд. Это объясняется высокой теплопроводностью алюминиевой стенки и большой площадью поверхности, поэтому учитывать время обледеневания и оттаивания каналов не имеет смысла.

Выводы из моделирования вращающегося теплообменника в приточно-вытяжной системе вентиляции можно сделать следующие:

а) установлена зависимость эффективности рекуперации тепла от скорости вращения барабана;

б) влажность вытяжного воздуха из помещения в процессе обледеневания воздушных каналов теплообменника не имеет значение, поэтому при составлении рекомендаций по режимам работы установки ей можно пренебречь;

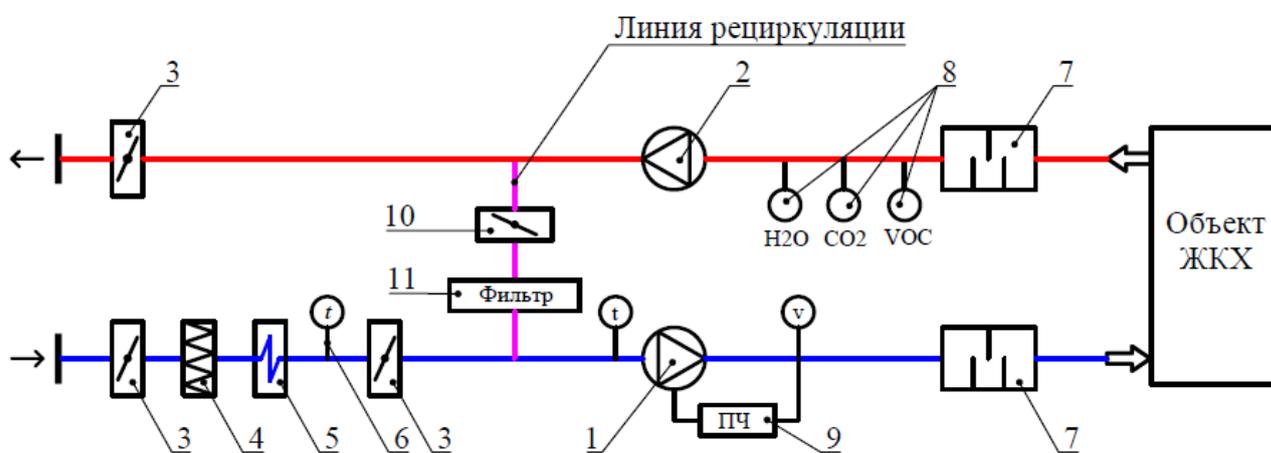
в) обледеневание воздушных каналов при низких температурах холодного воздуха на входе в теплообменник происходит за короткий промежуток времени, поэтому менять режим работы установки при температурах наружного воздуха, начиная с которых происходит заполнение льдом каналов насадки, не обосновано;

г) установлена температура наружного холодного воздуха на входе в теплообменник, ниже которой воздушные каналы теплообменника будут перекрывать сечение для прохода воздуха, вследствие чего установка для повышения эффективности системы вентиляции перестанет функционировать.

3 Разработка гибридной системы вентиляции

На сегодняшний день наиболее распространенным способом экономии затрат на вентиляцию зданий и сооружений является утилизация тепла вытяжного воздуха, которая заключается в использовании тепла нагретого отработанного воздуха на подогрев холодного приточного. Для этой цели в современных системах вентиляции используют достаточно дорогие рекуперативные установки. Основным недостатком подобного оборудования заключается в обледеневании воздушных каналов при низкой температуре наружного воздуха, что приводит к снижению их энергетической эффективности вплоть до полного прекращения теплообмена. Этот факт является стимулом для поиска новых решений для экономии затрат на эксплуатацию системы вентиляции.

Одним из простых и дешевых способов повышения энергетической эффективности современных систем вентиляции является использование способа рециркуляции тепла уходящего воздуха с одновременным контролем и управлением качества воздуха в помещении, а также с обеззараживанием вредных примесей с помощью современных фильтрующих установок (рис. 3.1).



1 – приточный вентилятор, 2 – вытяжной вентилятор, 3 – воздушный клапан, 4 – фильтр грубой очистки, 5 – калорифер, 6 – датчик температуры, 7 – шумоглушитель, 8 – датчики качества воздуха, 9 – преобразователь частоты, 10 – воздушный клапан на линии рециркуляции, 11 – фильтр, дезинфицирующий воздух.

Рисунок 3.1 – Приточно-вытяжная система вентиляции с рециркуляцией воздуха

Для поддержания необходимого микроклимата в помещении подается свежий воздух приточным вентилятором (1), предварительно нагретый водяным или электрическим калорифером (5). Отработанный грязный воздух удаляется из помещения вытяжным вентилятором (2) и выбрасывается на улицу. С целью поддержания необходимого качества воздуха в помещении на вытяжном воздуховоде перед вентилятором установлены датчики, позволяющие отслеживать показания относительной влажности (H_2O), концентрацию углекислого газа

(CO₂), концентрацию летучих органических веществ (VOC) в отработанном воздухе (8). В зависимости от их показаний изменяется положение воздушного клапана на линии рециркуляции (10), который позволяет подмешивать часть или весь вытяжной воздух в приточный. Так же на линии рециркуляции установлен фильтр (11), очищающий загрязненный воздух от пыли, вирусов, бактерий, запахов, промышленных выбросов и дыма. Вследствие изменения доли повторно используемого вытяжного воздуха, проходящего через фильтр, сопротивление такой системы вентиляции является не постоянным, поэтому приточный вентилятор оснащен преобразователем частоты (9).

Снижение эксплуатационных затрат на вентиляцию с рециркуляцией воздуха достигается за счет непрерывной работы системы автоматизации, позволяющей отслеживать качество воздуха в помещении, в зависимости от которого изменяется положение воздушного клапана на линии рециркуляции. Этот клапан определяет расход уже нагретого вытяжного воздуха из помещения, очищенного фильтром, который повторно используется вместе с приточным воздухом в системе вентиляции. Таким образом, снижается количество свежего воздуха с улицы, что приводит к прямопропорциональному уменьшению тепловой нагрузки на калорифер.

При использовании в системе вентиляции рециркуляции воздуха все присутствующие в нем загрязнители попадут обратно в помещение, что со временем приведет к неблагоприятным условиям для пребывания в нем людей.

Источниками загрязнения воздуха закрытых помещений являются атмосферный воздух, проникающий в помещение через оконные проемы и неплотности строительных конструкций, строительные и отделочные полимерные материалы, выделяющие в воздух разнообразные, токсичные для человека вещества, многие из которых являются высокоопасными (бензол, толуол, циклогексан, ксилол, ацетон, бутанол, фенол, формальдегид, ацетальдегид, этиленгликоль, хлороформ), продукты жизнедеятельности человека и его бытовых занятий (антропоксины: угарный газ, аммиак, ацетон, углеводороды, сероводород, альдегиды, органические кислоты, диэтиламин, метилацетат, крезол, фенол и др.) [11]. Основным источником микробиологического загрязнения воздуха – люди, находящиеся в помещении.

В среднем один человек выделяет в окружающий воздух 2000÷6000 микроорганизмов в час (при разговоре – 800 частиц в минуту, при чихании – до 40000) [12]. Выделяемые микроорганизмы в воздухе находятся в виде аэрозоля – коллоидной системы, состоящей из воздуха и мельчайших капель жидкости с заключенными в них микроорганизмами.

Большая часть выделяемых человеком аэрозолей (капельная, или крупноядерная фаза) состоит из частиц диаметром около 0,1 мм и более. Такие частицы оседают довольно быстро: длительность пребывания в воздухе не превышает минуты.

Мелкоядерная фаза частично выделяется человеком и образуется при высыхании частиц первой фазы. В этой фазе частицы имеют наименьшие размеры, легко перемещаются потоками воздуха, длительное время находятся в нем

во взвешенном состоянии. Это наиболее устойчивая фаза, так как диаметр большинства частиц не превышает 0,05 мм, а скорость оседания частиц составляет в среднем 0,013 см/с. Именно она представляет наибольшую эпидемиологическую опасность, и основной задачей предотвращения распространения инфекционных заболеваний является недопущение распространения мелкоядерной фазы на большие расстояния.

Кроме того, выдыхаемый людьми воздух по сравнению с атмосферным содержит меньше кислорода (до 15,1÷16 %), в 100 раз больше углекислого газа (до 3,4÷4,7 %) [11]. Поэтому в помещениях с пребыванием людей происходит постоянное снижение содержания кислорода и увеличение углекислого газа.

Воздействие различных факторов на человека внутри помещения может вызвать нарушения состояния его здоровья, т.е. «заболевания, связанные со зданием».

Симптомы заболевания сохраняются долго, даже после устранения источника вредного воздействия. «Синдром больного здания» проявляется в виде острых нарушений состояния здоровья и дискомфорта (головной боли, раздражения глаз, носа и органов дыхания, сухого кашля, сухости и зуда кожи, слабости, тошноте, повышенной утомляемости, восприимчивости к запахам), возникающих в конкретных помещениях и почти полностью исчезающих при выходе из него. Развитие этого синдрома связывается с комбинированными и сочетанными действиями химических, физических (температура, влажность) и биологических (бактерии, неизвестные вирусы и др.) факторов. Его причинами чаще всего является недостаточная естественная и искусственная вентиляция помещений, строительные и отделочные полимерные материалы, выделяющие в воздух разнообразные токсичные для человека вещества, нерегулярная уборка помещений. Химическое и биологическое загрязнение воздуха способствует развитию синдрома хронической усталости (синдрома иммунной дисфункции), т.е. ощущению выраженной усталости, отмечающейся на протяжении не менее 6 месяцев и сочетающейся с нарушением кратковременной памяти, дезориентацией, нарушением речи и затруднением при выполнении счетных операций. Синдром множественной химической чувствительности, характеризующийся нарушением процессов адаптации организма к действию различных факторов на фоне наследственной или приобретенной чувствительности к химическим веществам, чаще всего развивается у людей, имевших в прошлом острые отравления химическими веществами (органическими растворителями, пестицидами и раздражающими веществами).

Изменение физико-химических свойств воздуха неблагоприятно сказывается на самочувствии человека и его работоспособности. На рисунке 3.2 представлена зависимость производительности труда человека от воспринимаемого качества воздуха в помещении, выраженная в процентах неудовлетворенных людей качеством воздуха или в дециполях [13].

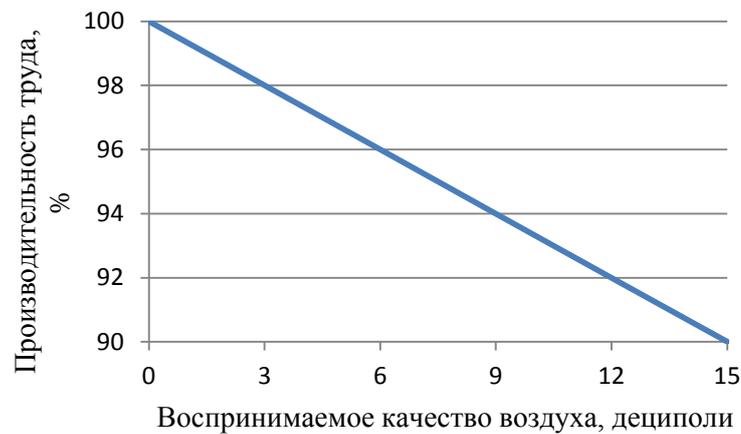


Рисунок 3.2 – Зависимость производительности труда от воспринимаемого человеком качества воздуха в помещении

Присутствие в воздухе жилых и общественных помещений огромного количества биологически активных химических веществ в самых разных концентрациях и постоянно меняющихся комбинациях, ухудшающих свойства воздуха, делает невозможным определение каждого из них отдельно и заставляет использовать интегральный показатель загрязнения воздуха. Качество воздушной среды принято оценивать косвенно по интегральному санитарному показателю чистоты воздуха – содержанию углекислого газа (показателю Петтенкоффера), а с целью оценки предельно допустимого норматива (ПДК) использовать его концентрацию в помещениях – $0,8 \div 1,2 \text{ ‰}$ или $0,08 \div 0,12 \text{ ‰}$ ($800 \div 1200 \text{ см}^3$ в 1 м^3) [10]. Углекислый газ постоянно выделяется в воздух закрытых помещений при дыхании, наиболее доступен простому определению и имеет достоверную прямую корреляцию с суммарным загрязнением воздуха. Показатель Петтенкоффера является не предельно допустимой концентрацией самого диоксида углерода, а показателем вредности концентраций многочисленных метаболитов человека, накопившихся в воздухе параллельно с диоксидом углерода. Более высокое содержание CO_2 ($>1,0 \text{ ‰}$) сопровождается суммарным изменением химического состава и физическим свойством воздуха в помещении, которые неблагоприятно влияют на состояние находящихся в нем людей, хотя сам по себе диоксид углерода и в значительно более высоких концентрациях не проявляет токсические для человека свойства.

Помимо оценки качества воздуха в помещении по общепринятому и нормируемому уровню углекислого газа в системе вентиляции с рециркуляцией воздуха предлагается использовать современные датчики [14], способные определять уровень летучих органических соединений (VOC), которые являются основными распространителями вирусов и бактерий в воздухе.

Для предотвращения работы системы вентиляции с рециркуляцией воздуха в качестве распространителя инфекции, повторно используемый вытяжной воздух из помещения необходимо обеззараживать. С этой целью на линии рециркуляции предусмотрен фильтр, способный очищать воздух от пыли, вирусов, бактерий, запахов, промышленных выбросов и дыма.

К современным технологиям обеззараживания воздуха относятся: НЕРА-фильтрация, воздействие электрических полей, электрофильтрация с последующей инактивацией микроорганизмов с помощью озона или фотокатализа, низкотемпературная плазма, ультрафиолетовое бактерицидное облучение с НЕРА-фильтрацией, ультразвуковые ванны и др. Для большинства выпускаемого оборудования характерно комбинированное использование вышеуказанных технологий или совмещение их с химическими методами (аэрозольная дезинфекция, ионизация, озонация, фотокатализ) в одном устройстве. В настоящее время на рынке представлено оборудование очистки воздуха следующих производителей:

а) «Поток» (Россия), «Plasmair» (Франция). В этом оборудовании используется технология обеззараживания воздуха «Поток», которая основана на явлении электропорации мембраны клетки. Электропорация – создание пор в мембране клетки под воздействием электрического поля. При воздействии технологии «Поток» процесс электропорации имеет необратимый характер, в результате чего происходит инактивация любых микроорганизмов, находящихся в обрабатываемом воздухе.

Процесс инактивации осуществляется путем воздействия на микробную клетку постоянных электрических полей заданной ориентации и напряженности, приводящего к её разрушению. При этом величина воздействия рассчитана так, чтобы уничтожить любые микроорганизмы и вирусы вне зависимости от их видовой принадлежности. Кроме того, в установке заложена функция автоматического контроля и регулирования параметров, гарантирующих стопроцентную эффективность инактивации вирусов и микроорганизмов.

Суть технологии заключается в том, что при использовании высокопористых электродов обеспечивается многократная перезарядка микроорганизмов, и в результате такого воздействия происходит их полное разрушение и гибель. После обработки установкой инфицированного воздуха на выходе идет стерильный воздух без опасных микробов, бактерий и вирусов. При этом не происходит накопления живых микроорганизмов внутри установки, и нет потенциальной опасности залпового выброса микробов после ее выключения и повторного включения.

Обеззараживание воздушного потока осуществляется в два этапа (рис. 3.3).

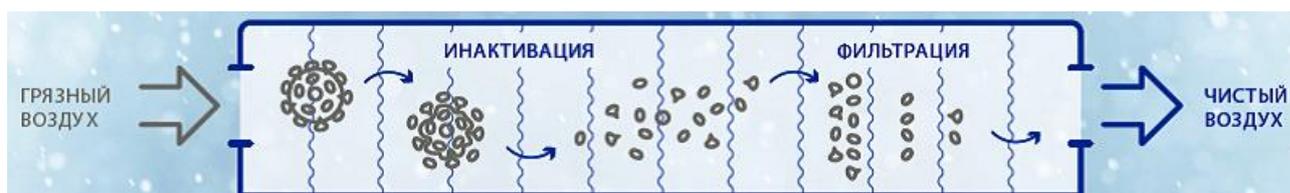


Рисунок 3.3 – Принцип очистки воздуха на основе электропорации

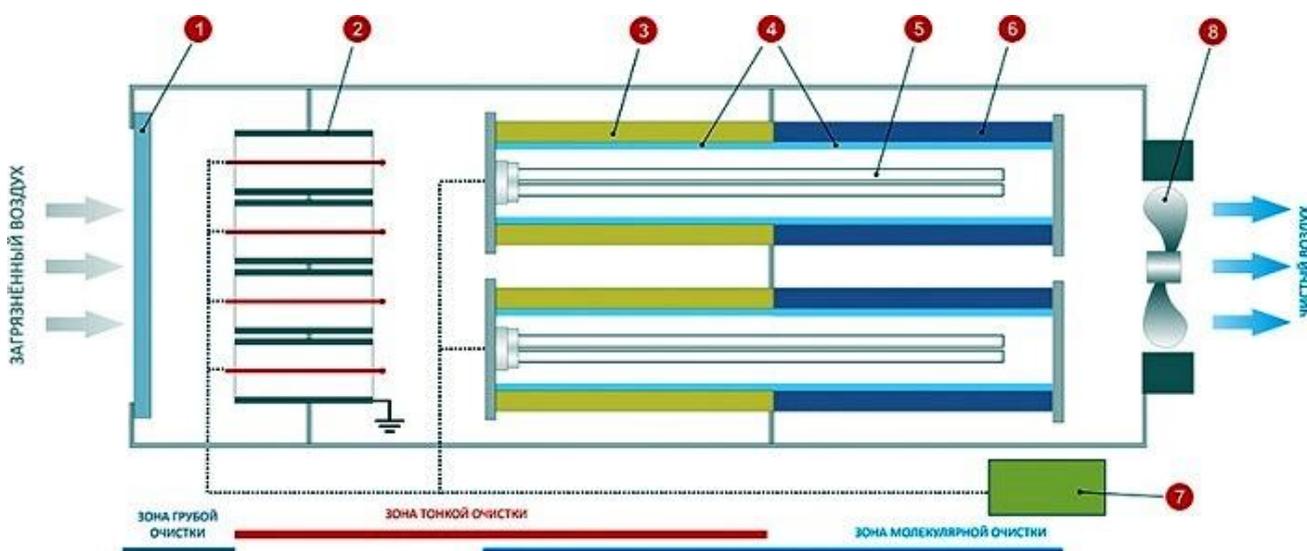
Первый этап: в зоне инактивации производится комбинированное многократное воздействие на микроорганизмы резко изменяющихся по величине

напряженности и градиенту постоянных электрических полей и ионов противоположных знаков, приводящее к необратимому повреждению или полному разрушению микробных клеток.

Второй этап: в зоне тонкой фильтрации происходит улавливание обломков разрушенных клеток и находящихся в обрабатываемом воздушном потоке частиц на высокопористых нанозлектродах электростатического осадителя, обладающего большой пылеемкостью. Эффективность фильтрации при этом соответствует фильтрам класса H11-H14.

б) Оборудование производителей «Аэролайф» (Россия), «Daikin» (Корея) основано на технологии фотокаталитического окисления микроорганизмов и молекулярных летучих соединений, находящихся в воздухе. В основе технологии лежит окисление на поверхности фотокатализатора (диоксида титана) под воздействием мягкого ультрафиолета химических загрязнителей и болезнетворных микроорганизмов. При этом все химические и биологические загрязнители разрушаются до простейших составляющих, в основном до углекислого газа, воды и атмосферного азота.

Качественная очистка воздуха достигается в несколько этапов (рис. 3.4).



- 1 – предварительный фильтр, 2 – блок зарядки аэрозолей, 3 – НЕРА-фильтр, 4 – фотокаталитический фильтр, 5 – ультрафиолетовый излучатель, 6 – адсорбционнокаталитический фильтр, 7 – блок управления, автоматики и сигнализации, 8 – вентилятор.

Рисунок 3.4 – Схема очистки воздуха на основе фотокатализа

Предварительный фильтр (1) улавливает крупные частицы пыли и уличного мусора и защищает последующие фильтрующие элементы от преждевременного загрязнения крупными частицами. Конструкция блока зарядки аэрозолей (2) обеспечивает симметричное электростатическое поле внутри элемента и эффективность зарядки аэрозолей размерами $0,1 \text{ мкм} \div 100 \text{ мкм}$. Блок выполнен в виде цилиндрических элементов, из нержавеющей стали, с расположенным по центру элемента вольфрамовым электродом диаметром 17 мкм. На электроды

подаются высокое напряжение, в результате чего в зарядителе возникает электрическое поле, которое заряжает все частицы загрязнений, находящиеся в потоке воздуха. В процессе работы электростатического блока генерируется озон, который инактивирует любые типы микроорганизмов, окисляет химические вещества, задержанные последующими фильтрами. В дальнейшем весь озон окисляется на фотокаталитическом блоке и не выходит за пределы установки очистки. Барьерный электростатический НЕРА-фильтр (3) задерживает аэрозоли, дымы и частицы пыли от 0,1 мкм, на которых могут быть адсорбированы неприятные запахи, токсичные химические вещества и опасные микроорганизмы. Поляризованный пылевой НЕРА-фильтр используется в качестве осадителя заряженных частиц. Эффективность захвата твердых, жидких и биологических аэрозолей составляет 99 %. Инактивация микроорганизмов и обеззараживание фильтра происходит с помощью озона, который вырабатывается в блоке зарядки аэрозолей. В фотокаталитических фильтрах (4) при фотокатализе все газофазные загрязнители воздуха (неприятные запахи, токсичные газы, аллергены, вирусы, бактерии и т. д.) адсорбируются на поверхности фотокатализатора и под действием мягкого ультрафиолетового излучения, создаваемого УФ-А излучателями (5), минерализуются и разлагаются до простейших, безвредных составляющих (углекислый газ, вода и атмосферный азот). В процессе работы загрязнители не накапливаются на фильтре, а полностью разлагаются, таким образом, фотокаталитический фильтр саморегенерируется при использовании. Адсорбционнокаталитический фильтр (6) предотвращает проскок вредных веществ при залповых выбросах, адсорбируя их на поверхности каталитически активного сорбента. Блок управления, автоматики и сигнализации (7) позволяет контролировать работу установки очистки воздуха, а вентилятор (8) обеспечивает преодоление воздухом сопротивления, создаваемого фильтрующей установкой.

в) Технология очистки воздуха производителей «Тион» (Россия), «StrionAir» (США) основана на электрофильтрации с последующей инактивацией микроорганизмов с помощью озона (рис. 3.5).



Рисунок 3.5 – Принцип очистки воздуха на основе электрофильтрации

Предфильтр (1) задерживает крупную пыль и препятствует попаданию внутрь крупных частиц загрязнения. Далее воздух проходит через электростатический блок (2), где механические загрязнители и биоаэрозоли

приобретают электростатический заряд и эффективно осаждаются на объемном НЕРА-фильтре (3). За счет озона, продуцируемого из кислорода, электростатическим блоком в бактерицидных концентрациях, обеспечивается инактивация (уничтожение) вирусов, бактерий, а также спор плесневых грибов. Благодаря инаktivации объемный НЕРА-фильтр постоянно стерилен при эксплуатации, а его замена не требует специальных методов утилизации. Таким образом, обеспечивается полная микробиологическая безопасность системы фильтрации. Озон полностью разлагается в кислород, проходя через адсорбционно-каталитический фильтр (4), одновременно ускоряя реакции разрушения молекулярных химических соединений. Адсорбционно-каталитический фильтр предназначен для фильтрации вредных веществ в газовой фазе и запахов. Концентрации озона на выходе из прибора гарантированно не превышают ПДК весь срок эксплуатации, поэтому прибор может круглосуточно эксплуатироваться в присутствии людей.

Эффективность обеззараживания рассмотренных фильтров по данным производителей находится на одинаковом уровне 99÷99,9 %. Сравнение эксплуатационных характеристик и экономических показателей разных производителей обеззараживающего оборудования сведено в таблицу 1 [15, 16, 17].

Таблица 1 – Характеристики дезинфицирующего оборудования

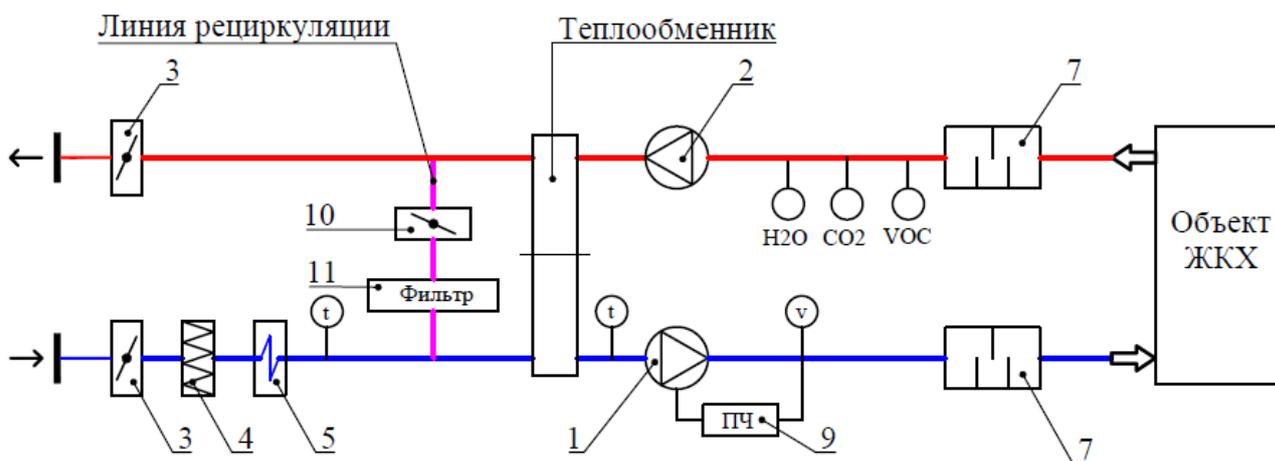
Характеристики/технология очистки	Электро-фильтры (на примере Поток-150-М)	Фотокатализ (на примере Аэролайф-Л L-20048)	Комплексные технологии (на примере Tion A150)
1 Частота сервисного обслуживания при непрерывной работе прибора	Не требуется	Замена фильтра 3 раза в год, УФ-ламп и блока ФК каждые 2 года	Замена фильтра 1 раз в год
2 Специальная утилизация сменных элементов	Не требуется	Требуется (УФ-лампы блока ФК содержат ртуть)	Не требуется
3 Регламентированные профилактические работы	Нет	Нет	Нет
4 Энергопотребление, Вт	40	100	45
5 Гарантийный срок, лет	1	1	2
6 Срок службы, лет	3	3	5
7 Средняя рыночная цена, в пересчете на производительность 150 м ³ /час, руб.	125 000	40 500	49 700

Окончание таблицы 1

Характеристики/технология очистки	Электро-фильтры (на примере Поток-150-М)	Фотокатализ (на примере Аэролайф-Л L-20048)	Комплексные технологии (на примере Tion A150)
8 Средняя стоимость эксплуатации в год, в пересчете на производительность 150 м ³ /час, руб	1 335	5 190	1 826
9 Средняя стоимость эксплуатации, за 3 года с учетом инфляции 10%, в пересчете на производительность 150 м ³ /час	4 406	17 127	6 026
10 Стоимость владения за 3 года в расчете на 150 м ³ /час	129 406	57 627	55 726

Исходя из показателей, приведенных в таблице 1, приоритетным оборудованием для обеззараживания воздуха являются фильтрующие установки компании Tion на основе электрофльтрации с последующей инактивацией микроорганизмов с помощью озона.

Таким образом, применение в системе вентиляции рециркуляции воздуха совместно с оборудованием для дезинфекции вытяжного воздуха из помещения позволяет повысить энергетическую эффективность, а так же обеспечить качество микроклимата на высоком уровне. Но постоянная рециркуляция одного и того же воздуха в здании невозможна, так как в таком случае не будет обеспечена необходимая концентрация кислорода для нахождения в нем людей, а в периоды времени с активным загрязнением воздуха в помещении (на пример, проведение планерок, конференций в административных помещениях, повышенная посещаемость торговых центров, ресторанов) потребуется большой объем свежего приточного воздуха с улицы, что приведет к работе системы вентиляции в неэкономичном режиме. Для снижения затрат на подогрев холодного воздуха предлагается в систему вентиляции с рециркуляцией воздуха добавить теплообменник, позволяющий использовать тепло вытяжного воздуха на нагрев приточного (рис. 3.6).



1 – приточный вентилятор, 2 – вытяжной вентилятор, 3 – воздушный клапан, 4 – фильтр грубой очистки, 5 – калорифер, 6 – датчик температуры, 7 – шумоглушитель, 8 – датчики качества воздуха, 9 – преобразователь частоты 10 – воздушный клапан на линии рециркуляции, 11 – фильтр, дезинфицирующий воздух.

Рисунок 3.6 – Гибридная приточно-вытяжная система вентиляции с рециркуляцией воздуха и рекуперацией тепла

Максимальной энергетической эффективности гибридной системы вентиляции можно добиться за счет использования автоматизации ее работы, которая предусматривает следующие режимы работы:

а) 100 % рециркуляции. В периоды времени с отсутствием людей в помещении (ночь, выходные дни в административных зданиях, школах) клапан на линии рециркуляции будет полностью открыт, что позволит не затрачивать тепловую энергию на нагрев холодного воздуха;

б) рециркуляция воздуха совместно с рекуперацией тепла. Номинальный режим работы системы вентиляции, в котором расход холодного воздуха в помещение будет подаваться по мере необходимости, определяемой показаниями датчиком качества отработанного воздуха, а открытие клапана на линии рециркуляции в таком режиме составит 70÷100 % [12]. В этом режиме эффективность системы вентиляции будет обеспечиваться как рециркуляцией воздуха, так и рекуперацией тепла;

в) «пиковые» режимы. Периоды времени с максимальным загрязнением воздуха в помещении – обеденные перерывы в офисах, максимальная загруженность ресторанов, торговых центров, конференции. В этом режиме клапан на линии рециркуляции будет открыт в диапазоне 0÷70 % в зависимости от степени загрязнения, а приточный воздух будет обеспечиваться холодным воздухом с улицы, что приведет к максимальной нагрузке на теплообменник. При температурах наружного воздуха ниже 0 °С существует угроза обмерзания пластин теплообменной поверхности рекуператора, однако в гибридной системе вентиляции есть возможность подавать холодный воздух периодически, что создаст условия для оттаивания теплообменника путем продувки через него нагретого воздуха из помещения.

Энергетические и экономические затраты на эксплуатацию гибридной приточно-вытяжной системы вентиляции офисного здания в г. Красноярске с расходом воздуха 4 000 м³/ч представлены на рисунке 3.7. Пунктирная линия, обозначающая открытие клапана 70 %, отделяет номинальный режим работы от «пикового».

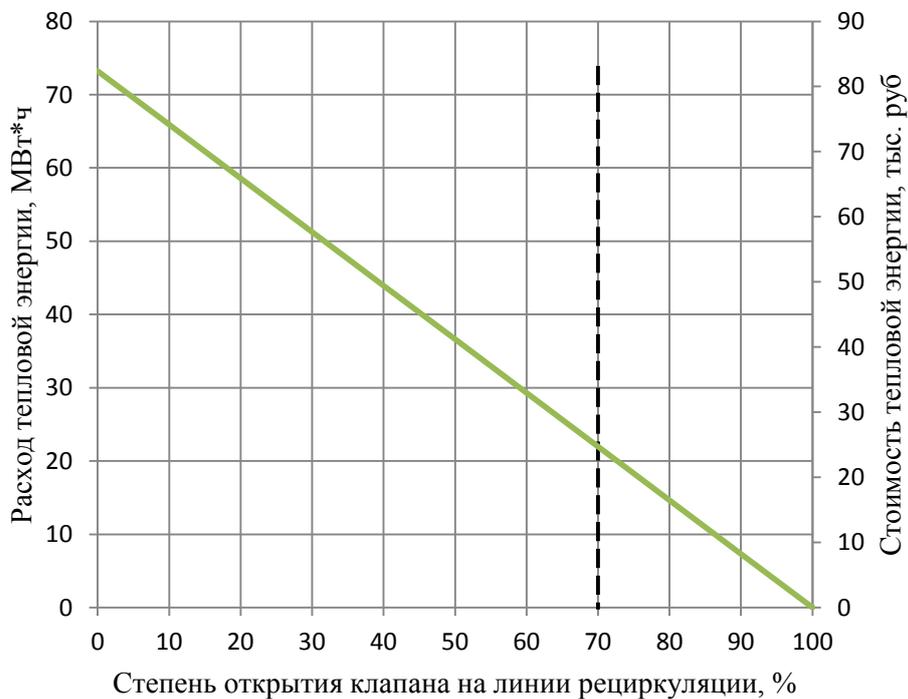


Рисунок 3.7 – Энергетические и экономические затраты на эксплуатацию гибридной приточно-вытяжной системы вентиляции

Таким образом, гибридная система вентиляция позволяет максимально сократить расходы на эксплуатацию за счет использования двух способов повышения энергетической эффективности – рециркуляции воздуха и рекуперации тепла, а так же обеспечить поддержания качества воздуха внутри помещения на высоком уровне.

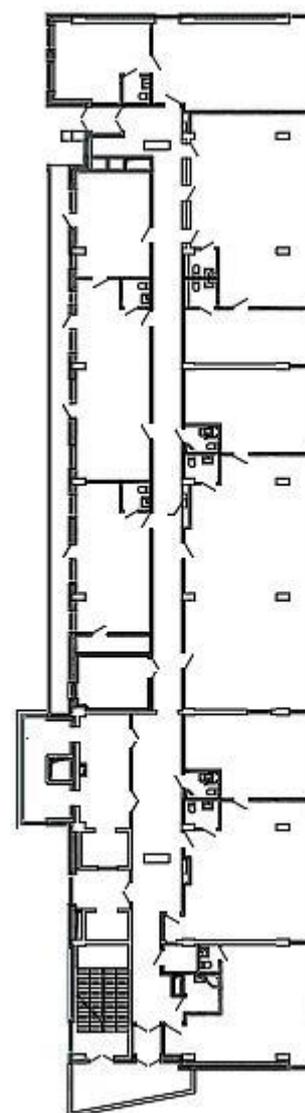
4 Технико-экономическое обоснование гибридной системы вентиляции

Количество тепловой энергии, используемой на нагрев холодного воздуха, напрямую зависит от варианта исполнения приточно-вытяжной системы вентиляции. На примере типового этажа с количеством человек 28 и площадью 1600 м² торгово-офисного здания в г. Красноярске (рис. 4.1) сравниваются три системы вентиляции, включающие в себя разные мероприятия по экономии тепловой энергии на нагрев приточного воздуха [18]:

- а) приточно-вытяжная с рекуперацией тепла;
- б) приточно-вытяжная с рециркуляцией воздуха;
- в) приточно-вытяжная с рекуперацией тепла и рециркуляцией воздуха.



а – общий вид БЦ Баланс



б – план типового этажа в БЦ Баланс

Рисунок 4.1 – Бизнес-центр Баланс в г. Красноярске

Подход, использованный при сравнении энергетической и экономической эффективности приточно-вытяжных систем вентиляции, представлен на рисунке 4.2.

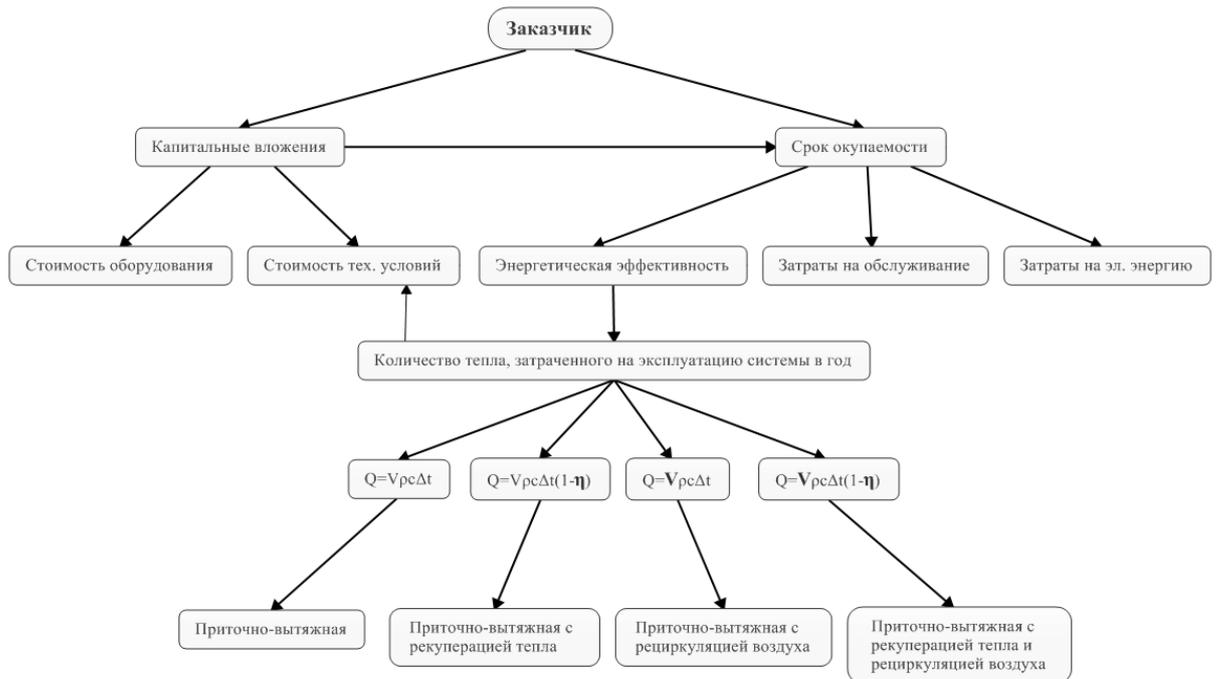


Рисунок 4.2 – Схема сравнения энергетической и экономической эффективности вариантов систем вентиляции

Экономическая привлекательность вариантов определяется капитальными вложениями и сроком окупаемости. Капитальные вложения включают стоимости оборудования и технических условий. Срок окупаемости учитывает затраты на электрическую энергию, обслуживание системы вентиляции, а так же энергетическую эффективность, то есть количество тепла, затраченного на подогрев наружного приточного воздуха в течение года. Так как каждая из четырех систем имеет разную энергетическую эффективность, то и стоимость технических условий будет разной.

Энергетическая эффективность всех вариантов систем вентиляции определяется с учетом температур наружного воздуха t_n^i , длящихся период времени τ^i в течение года [8]. Общая формула для определения затрат теплоты на нагрев наружного воздуха, кВт·ч имеет следующий вид:

$$Q^i = V\rho c(t_{np} - t_n^i)(1 - \eta)\tau^i, \quad (2)$$

где V – расход холодного приточного воздуха, м³/ч;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

c – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

t_{np} – температура нагретого приточного воздуха (принимается в расчетах 20 °С);

$t_{\text{н}}^i$ – температура наружного воздуха, °С [8];
 η – эффективность вентиляционной установки с рекуперацией тепла;
 τ^i – продолжительность повторяемости температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}^i$ в течение года, час [8].

Годовые затраты тепла, кВт·ч/год:

$$Q = \sum Q^i. \quad (3)$$

Отличие энергетического эффекта разных вариантов систем вентиляции обусловлено наличием или отсутствием рекуперации тепла, учитываемой в формуле коэффициентом η , и расходом холодного приточного воздуха V , который может быть определен двумя способами [10]:

- а) на основе удельных норм воздухообмена;
- б) на основе расчета воздухообмена, необходимого для обеспечения допустимых концентраций загрязняющих веществ.

Для варианта приточно-вытяжных систем вентиляции только с рекуперацией тепла расход приточного воздуха рассчитывается на основе удельных норм воздухообмена. В случае применения рециркуляции воздуха и автоматизации системы вентиляции количество холодного приточного воздуха определяется из условия поддержания необходимого уровня чистоты вытяжного воздуха. Основным критерием качества воздуха является концентрация CO_2 . Необходимый расход свежего приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$ [19]:

$$V = \frac{G_{\text{ч}} n_{\text{ч}}}{\text{ПДК}_{\text{CO}_2} - C_{\text{пр}}} + V_{\text{быт}}, \quad (4)$$

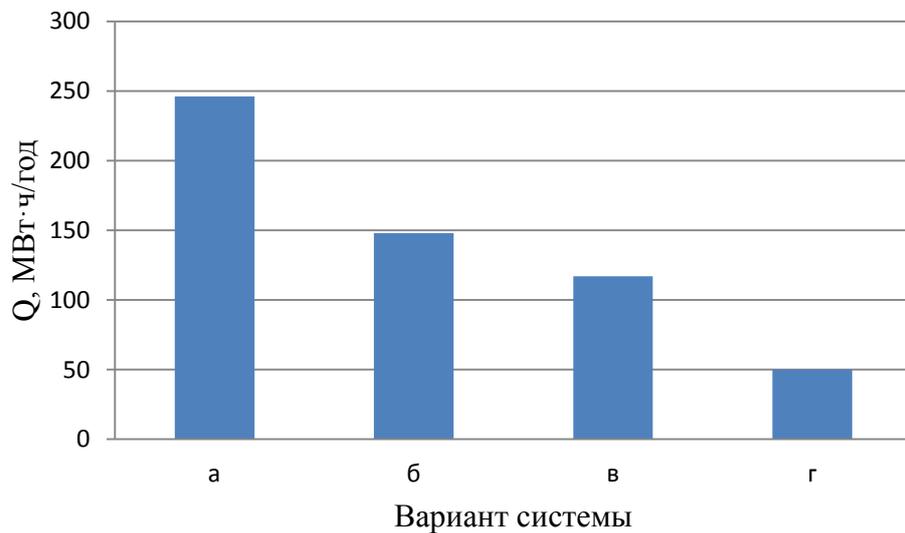
где $G_{\text{ч}}$ – вредные выделения в помещении от людей (принимается в расчетах 24 л/ч) [19];

$n_{\text{ч}}$ – количество человек в помещении;

ПДК_{CO_2} – предельно допустимая концентрация CO_2 , соответствующая среднему качеству воздуха в помещении (1000 ppm) [10];

$C_{\text{пр}}$ – концентрация CO_2 в приточном (наружном) воздухе (в результате замера в г. Красноярске составила 500 ppm);

$V_{\text{быт}}$ – расход воздуха для вентиляции бытовых помещений (на типовом этаже в офисном здании составляет $540 \text{ м}^3/\text{ч}$).



а – приточно-вытяжная система вентиляции без мероприятий по повышению энергетической эффективности, б – приточно-вытяжная система вентиляции с рекуперацией тепла, в – приточно-вытяжная система вентиляции с рециркуляцией воздуха, г – гибридная приточно-вытяжная система вентиляции с рекуперацией тепла и рециркуляцией воздуха.

Рисунок 4.3 – Сопоставление годовых затрат тепла на вентиляцию

Наибольшей энергетической эффективностью обладает вариант системы вентиляции с использованием рекуперации тепла и рециркуляции воздуха за счет использования тепла вытяжного из помещения воздуха и автоматизации, позволяющей регулировать количество холодного воздуха по мере необходимости.

Расчет срока окупаемости рассматриваемых вариантов оценивается по формуле, лет:

$$T_{\text{ок}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{ву}} - \Delta\mathcal{E}_{\text{ту}}}{\Delta Q \cdot \mathcal{E}_{\text{тэ}} - N \cdot \mathcal{E}_{\text{ээ}}}, \quad (5)$$

где $\mathcal{E}_{\text{ву}}$ – стоимость вентиляционной установки (1,0 млн. руб с рекуперацией тепла, 0,5 млн. руб – с рециркуляцией воздуха);

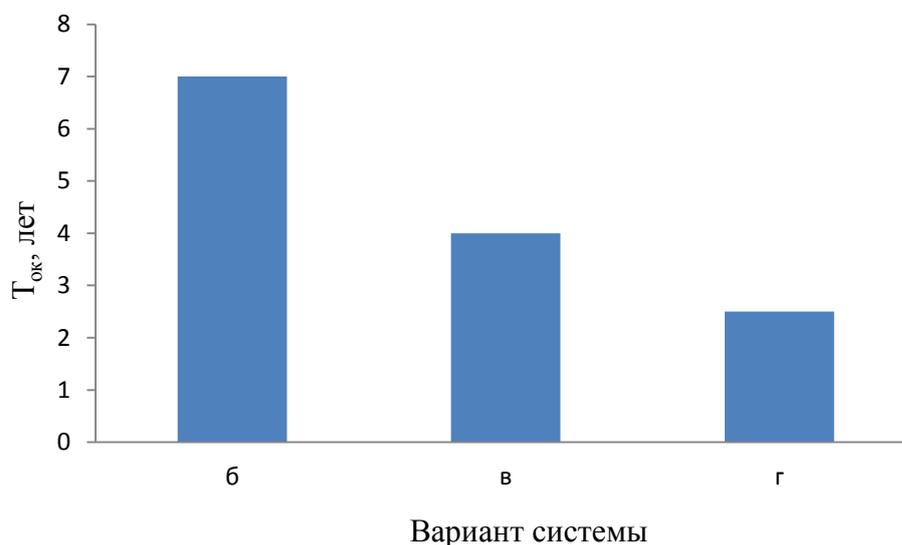
$\Delta\mathcal{E}_{\text{ту}}$ – разница в стоимостях технических условий, млн. руб (стоимость технических условий в г. Красноярске составляет 8,3 млн. руб./Гкал);

ΔQ – количество сэкономленной тепловой энергии, кВт·ч;

$\mathcal{E}_{\text{тэ}}$ – стоимость тепловой энергии (принята в расчетах для г. Красноярска 1300 руб/Гкал) [20];

N – мощность привода ротора теплообменника вент. установки (по данным производителя составляет 1,6 кВт и учитывается только в системах с использованием рекуперации тепла);

$\mathcal{E}_{\text{ээ}}$ – стоимость электрической энергии (средний по Красноярскому краю составляет 2,26 руб/кВт·ч) [21].



б – приточно-вытяжная система вентиляции с рекуперацией тепла, в – приточно-вытяжная система вентиляции с рециркуляцией воздуха, г – гибридная приточно-вытяжная система вентиляции с рекуперацией тепла и рециркуляцией воздуха.

Рисунок 4.4 – Анализ сроков окупаемости разных вариантов системы вентиляции

Срок окупаемости показывает, что использовать рекуперацию тепла для экономии затрат на эксплуатацию системы вентиляции не целесообразно в связи с высоким сроком окупаемости. Экономическая привлекательность рециркуляции воздуха значительно выше, а наименьшим сроком окупаемости обладает система вентиляции с использованием как рекуперации тепла, так и рециркуляции воздуха, что позволяет сделать вывод о жизнеспособности гибридной системы вентиляции, а так же о ее превосходстве по сравнению с существующими с точки зрения энергетической и экономической эффективности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основной задачей по повышению энергетической эффективности внутренних инженерных систем зданий и сооружений является снижение затрат на эксплуатацию системы вентиляции. Существующие способы экономии тепловой энергии на нагрев холодного воздуха заключаются в использовании тепла вытяжного воздуха на нагрев приточного. Наиболее часто в современных системах применяют достаточно дорогие рекуперативные установки на базе пластинчатых и роторных теплообменников, которые позволяют использовать тепло вытяжного воздуха для нагрева приточного. Однако основным препятствием к их широкому внедрению является обмерзание пластин теплообменной поверхности при отрицательных температурах холодного воздуха. С целью определения реальной эффективности современных рекуперативных установок выполнено численное моделирование воздухоподогревателя с использованием ряда упрощений. В результате установлены температуры, при которых происходит заполнение воздушных каналов льдом с последующим частичным или полным выходом из строя рекуперативной установки. Таким образом, при температуре холодного приточного воздуха $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ обледеневаает половина живого сечения теплообменника, а при температуре $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ лед, образованный из влаги вытяжного воздуха, заполнит весь объем воздушных каналов. Этот факт подталкивает на поиск нового перспективного решения по повышению эффективности системы вентиляции. В качестве альтернативы рассмотрен вариант рециркуляции отработанного воздуха с одновременным контролем и управлением качества воздуха в помещении, а также с обеззараживанием вредных примесей с помощью современных фильтрующих установок. Выполнен обзор существующих способов очистки вытяжного воздуха от вредных примесей с целью его повторного использования, а так же произведено их сравнение с точки зрения эксплуатационных характеристик и экономических показателей. Однако и рециркуляция воздуха не дает желаемого результата по причине нерационального использования тепловой энергии в периоды времени с максимальным загрязнением воздуха в помещении, в течение которых потребуются большое количество холодного приточного воздуха для поддержания необходимого микроклимата в здании. Поэтому разработана и предложена гибридная система вентиляции с использованием как рекуперации тепла, так и рециркуляции воздуха, а так же выработаны режимы работы системы автоматизации, позволяющие добиться максимальной энергетической эффективности. В заключительной части диссертации разработана методика, позволяющая сравнивать разные системы вентиляции с точки зрения энергетической и экономической эффективности, на основе которой доказано, что гибридная система вентиляции обладает наименьшими затратами тепловой энергии в течение всего периода эксплуатации, а так же наименьшим сроком окупаемости, что позволяет рекомендовать гибридную системы вентиляции при проектировании новых объектов ЖКХ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вишневский, Е. П. Рекуперация тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / Е. П. Вишневский // С.О.К. – 2004. – №11.
2. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99 (с изменением №2). – Введ. 01.01.2013. – Москва.
3. Тарабанов, М. Г. Роторный утилизатор теплоты: результаты экспериментальных исследований / М. Г. Тарабанов, П. С. Прокофьев // АВОК – 2011. – №7.
4. Савельев, Ю. Л. Эффективность и надежность роторных теплообменников в системах вентиляции / Ю. Л. Савельев // Академический вестник УралНИИпроект РААСН. – 2014. – №1.
5. Godo, M. Study on Energy Saving Air-Conditioning Compact Desiccant Ventilation Units / M. Godo, T. Takatsuka, S. Shindo // International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, 2010, P. 6.
6. Godo, M. Study on energy saving air-conditioning system using compact desiccant ventilation units. Comparison of regeneration efficiency / M. Godo // JSRAE Annual Conf., 2008, P. 125-128.
7. Godo, M. Study on energy saving air-conditioning system using compact desiccant ventilation units. Adsorption and desorption behavior of the direct heating regeneration type / M. Godo // JSRAE Annual Conf., 2009, P. 427-430.
8. Пособие к СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – Москва: НИИ строительной физики РААСН, 2006.
9. Лебедев В. В. Повышение эффективности роторных утилизаторов теплоты в системах кондиционирования воздуха: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.03 / Лебедев Виталий Валерьевич . – Санкт-Петербург, 2009.
10. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. Взамен ГОСТ 30494-96; введ. 01.01.2013. – Москва.
11. Кича, Д. И. Общая гигиена. Руководство к лабораторным занятиям: учебное пособие / Д. И. Кича, Н. А. Дрожжина, А. В. Фомина. – ГЭОТАР-Медиа, 2009.
12. Якименко, В. В. Обеззараживание воздуха в системах ОВК общественных зданий / В. В. Якименко // АВОК – 2014. – №8.
13. Fanger, O. P. Качество внутреннего воздуха в XXI веке: влияние на комфорт, производительность и здоровье людей / О. Р. Fanger // АВОК – 2003. – №4.
14. Herderger, S. New IAQ sensor for demand controlled ventilation / S. Herberfer, H. Ulmer // REHVA Journal – 2012. – August.
15. Руководство по эксплуатации обеззараживателей-очистителей воздуха Тион.
16. Руководство по эксплуатации «Аэролайф-Л».

17. Руководство по эксплуатации Система обеззараживания и тонкой фильтрации воздуха на базе установок обеззараживания воздуха УОВ «Поток 150-М-01».

18. Ромащенко, А. С. Повышение энергетической эффективности систем вентиляции и кондиционирования объектов ЖКХ / А. С. Ромащенко, Е. А. Бойко, А. С. Ильин // Энергетика: эффективность, надежность, безопасность – 2015. – Том 2.

19. Губернский, Ю. Д. Качество воздуха и энергоэффективность систем вентиляции общественных зданий / Ю. Д. Губернский, И. В. Гурина, Е. О. Шилькрот // Экологические системы – 2011. – №5.

20. КрасКом [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kraskom.com/abonent/tarifs/>.

21. Энерго24 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://energo-24.ru/tariffs/electro/2017/12337.html>.