

На правах рукописи



**КИРУШОК ДМИТРИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ**

**КОСВЕННОЕ ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ В СИСТЕМАХ  
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

2.1.3. Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха,  
газоснабжение и освещение

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2023

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет» (ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»).

Научный руководитель: **Самарин Олег Дмитриевич**, кандидат технических наук, доцент

Официальные оппоненты: **Васильев Григорий Петрович**, доктор технических наук, ОАО «ИНСОЛАР-ИНВЕСТ», научный руководитель

**Шилкин Николай Васильевич**, кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Московский архитектурный институт (государственная академия)», кафедра «Инженерное оборудование зданий», профессор

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное учреждение высшего образования «Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)»

Защита состоится «7» июня 2023 г. в 12:00 час. на заседании диссертационного совета 24.2.339.03, созданного на базе ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет» по адресу: 129337, Москва, Ярославское ш., д.26, 9 студия «Открытая сеть»

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет» и на сайте [www.mgsu.ru](http://www.mgsu.ru)

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 г.

Исполняющий обязанности  
ученого секретаря  
диссертационного совета

Орлов Владимир Александрович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### **Актуальность исследования**

В последнее время, в связи с сокращением запасов ископаемого органического топлива и тенденцией к его удорожанию, все большее значение приобретают малозатратные технологии обеспечения микроклимата зданий и сооружений общественного назначения. Здания и сооружения общественного назначения занимают значительное место в объеме нового строительства, а затраты энергии на создание комфортных условий для нахождения в них людей, в частности, на охлаждение воздуха являются одной из основных составляющих общего энергетического баланса таких зданий. Известные схемы обработки притока в системах кондиционирования воздуха имеют ряд ограничений, а научно-технические методы их обоснования и применения – недостаточно разработанными. В связи с этим целесообразно выявить реально эффективные условия и возможности использования косвенного испарительного охлаждения с пластинчатыми теплообменниками в зависимости от параметров применяемого тепломассообменного оборудования и оценить получаемый при этом энергетический и экономический эффект с учетом возможности применения устанавливаемого оборудования в холодный период года для дальнейшего энергосбережения за счет утилизации теплоты вытяжного воздуха. Тема работы соответствует приоритетному научному направлению – «**Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика**» (п.8 Указа Президента РФ № 899 от 07.07.2011) и критической технологии – «**Технологии новых и возобновляемых источников энергии**» (п.13 Распоряжения Правительства РФ № 1243-р от 25.08.2008). Особую актуальность данный вопрос приобретает в настоящее время, в связи с принятием Закона РФ «**Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации**» № 261-ФЗ.

### **Степень разработанности темы исследования**

Исследования в области энергоэффективных схем обработки притока и тепломассообмена в оборудовании установок кондиционирования воздуха проводили В.Н. Богословский, М.Я. Поз, О.Я. Кокорин, П.Н. Каменев, Е.Е. Карпис, А.Я. Креслин, Л.М. Зусманович, С.М. Анисимов, В.М. Фокин, Б.И. Бялый и другие. Однако современные инженерные методики не позволяют достаточно точно и достоверно оценить увеличение температурной эффективности пластинчатых рекуперативных теплообменников вследствие испарения влаги, уносимой из секции увлажнения при реализации косвенного испарительного охлаждения притока в теплый период года. Кроме того, до настоящего времени в установках, обеспечивающих данную схему, не применяется изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока.

### **Объект исследования**

Объектом исследования является установка кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающая изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока.

### **Предмет исследования**

Предметом исследования являются закономерности теплопередачи и процессы обработки притока в установке кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре с учетом возможного уноса влаги из увлажнителя.

### **Научно-техническая гипотеза диссертации**

Возможность повышения температурной эффективности пластинчатого рекуператора за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из увлажнителя.

**Цель диссертационной работы:** повышение эффективности обработки воздуха при косвенном испарительном охлаждении, выявление зависимости повышения эффективности пластинчатого теплообменника от количества влаги, уносимой из сотового увлажнителя и разработка рекомендаций по рациональной области применения разработанной схемы обработки воздуха.

### **Задачи исследований:**

- разработка схемы установки кондиционирования воздуха, обеспечивающей косвенное испарительное охлаждение в пластинчатых теплообменниках в теплый период и пригодной для использования в холодный период для теплоутилизации и увлажнения притока без включения дополнительного оборудования;
- исследование процессов изменения состояния влажного воздуха в установке и оценка режимов работы ее элементов в теплый и холодный период года;
- выявление условий применимости исследуемой схемы в различных климатических условиях РФ;
- моделирование теплопередачи в пластинчатом рекуператоре с использованием программы для ЭВМ для оценки повышения температурной эффективности теплообменника за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции увлажнения;
- экспериментальная оценка количества уносимой влаги из секции увлажнения для выявления действительного энергетического эффекта от использования влагоуноса;
- выявление экономического эффекта от применения рассматриваемой схемы обработки притока.

### **Научная новизна:**

- уточнение математической модели тепломассопереноса в пластинчатом рекуператоре установки кондиционирования воздуха, использующей косвенное испарительное охлаждение, для учета скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции сотового увлажнения;
- разработка аналитического описания процессов обработки приточного воздуха для оценки энергетических затрат при косвенном испарительном охлаждении в пластинчатых теплообменниках в зависимости от наружных и внутренних климатических параметров, и характеристик применяемого оборудования;
- выявление закономерностей работы секции увлажнения при изменении направления потока воздуха в случае переключения установки на летний режим;
- выявление условий термодинамической и экономической целесообразности применения рассматриваемой схемы при различных климатических параметрах района строительства для создания оптимальных технических решений систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

### **Теоретическая значимость работы.**

1. Получена зависимость повышения коэффициента температурной эффективности пластинчатого рекуператора за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции увлажнения, от изменения влагосодержания охлаждающего воздушного потока и от конструктивных характеристик теплообменника, представленная в безразмерном виде в виде критериального уравнения;
2. Показано, что общая структура полученной зависимости совпадает с со структурой соотношений, полученными ранее другими авторами для случая конденсации водяных паров на поверхности теплообмена;
3. С использованием графоаналитического метода, основанного на применении *I-d*-диаграммы влажного воздуха и основных уравнений теплопередачи, а также баланса теплоты и влаги определено предельное количество уносимой влаги, способное испариться в рекуператоре и обеспечить повышение его температурной эффективности;
4. На основе комплексного термодинамического и климатологического анализа выявлена зона в пределах территории РФ, в которой целесообразно применение рассматриваемой схемы обработки притока при условии обеспечения требуемых параметров внутреннего микроклимата в помещениях;
5. Показано, что применение рассматриваемой установки кондиционирования воздуха в пределах соответствующей зоны территории РФ относится к малозатратным и быстрокупаемым энергосберегающим мероприятиям.

### **Практическая значимость работы.**

- совершенствование систем вентиляции и создании наиболее совершенного и надежного температурно-влажностного режима в помещениях зданий и сооружений за счет разработки специальной конструкции установки кондиционирования воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых теплообменниках, пригодной для использования в теплый и холодный период года при функционировании одних и тех же элементов теплообменного оборудования;

- создание и развитие эффективных методов расчета и экспериментальных исследований, а также инженерной методики оценки применения такой конструкции, а также рекомендаций по ее энергетической и экономической целесообразности в зависимости от расчетных параметров наружного климата для рационального проектирования этих систем, основанных на использовании технических, экономико-математических и других современных научных методов.

### **Методология и методы исследования:**

Натурный эксперимент проводился по методике, разработанной автором. Исключение случайного характера получаемых зависимостей достигнуто за счет проведения нескольких серий эксперимента. Автоматическая обработка результатов эксперимента выполнена с применением программного пакета Microsoft Office Excel. В качестве теоретической базы для исследования использованы фундаментальные положения термодинамики, теории теплопередачи и теплообмена, а также экономической теории, а именно базовые уравнения связи параметров состояния влажного воздуха, тепло- и массопереноса в твердых, жидких и газообразных средах, конвективной теплоотдачи и испарения, а также метод совокупных дисконтированных затрат. Для перехода от экспериментального решения задачи к инженерной методике применялся метод линейного регрессионного анализа. При технико-

экономическом анализе использовался метод совокупных дисконтированных затрат для бесприбыльных проектов.

#### **Степень достоверности полученных результатов.**

Достоверность оценена с помощью современных математических вероятностных методов, в том числе регрессионного анализа; экспериментальные натурные методики исследований выполнены с применением поверенных приборов, результаты экспериментальных и теоретических исследований показывают удовлетворительную сходимость.

#### **Положения, выносимые на защиту:**

Результаты разработки установки кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающей изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока; результаты оценки повышения коэффициента температурной эффективности пластинчатого рекуператора за счет использования теплоты испарения влаги, уносимой из увлажнителя; результаты экспериментальных исследований количества влаги, уносимой из секции увлажнения, в зависимости от относительной скорости воздушного потока; результаты определения зоны в пределах территории РФ, в которой целесообразно применение рассматриваемой схемы обработки притока при условии обеспечения требуемых параметров внутреннего микроклимата в помещениях; инженерные рекомендации по учету выявленного изменения температурной эффективности рекуператора при построении процессов обработки притока в рассматриваемой установке.

#### **Реализация результатов работы:**

На исследуемую в работе конструкцию установки кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающую изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока, был получен Патент РФ (правообладатель НИУ МГСУ, авторы О.Д. Самарин, Д.А. Кирушок) «Установка кондиционирования воздуха» № 2696783 от 06.08.19 (приоритет изобретения 13.04.18).

**Личный вклад** автора диссертации заключается в разработке конструкции установки кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающей изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока, в проведении натурального эксперимента и анализе его результатов, в исследовании факторов, влияющих на изменение температурной эффективности рекуператора и количество уносимой из увлажнителя влаги, и анализе существующих методик их оценки, в термодинамическом анализе процессов обработки притока в рассматриваемой установке и выявлении зоны в пределах территории РФ, в которой целесообразно применение рассматриваемой схемы обработки притока при условии обеспечения требуемых параметров внутреннего микроклимата в помещениях, в технико-экономическом анализе применения разработанной конструкции и в разработке предложений по использованию полученных результатов в инженерных расчетах.

#### **Апробация работы:**

Основные положения работы докладывались на научных конференциях и семинарах – XXI Международная научная конференция студентов «Строительство – формиро-

вание среды жизнедеятельности» (семинар для молодых ученых «Молодежные инновации»), ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ», 2018 г. (золотая медаль); Международная научная конференция – 10-е академические чтения, посвященные памяти академика РААСН Осипова Г.Л. «Актуальные вопросы строительной физики. Энергосбережение. Надежность строительных конструкций и экологическая безопасность», ФГБУ НИИСФ РААСН, 2019 г.; XXIII Московский международный Салон изобретений и инновационных технологий «Архимед 2020» (бронзовая медаль).

**Публикации:** Основные результаты диссертации изложены в 8 печатных работах, в том числе 7 работ опубликованы в изданиях перечня, включенных в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (Перечень рецензируемых научных изданий).

#### **Структура и объем работы.**

Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы. Общий объем 125 страниц, в том числе 17 таблиц, 47 рисунков. Список литературы содержит 126 наименований.

### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** приведено обоснование актуальности темы диссертации, определены цель и задачи работы, научная новизна, теоретическая и практическая значимость.

**В первой главе** рассмотрена современная ситуация в области разработки и расчета энергоэффективных схем обработки воздуха. Представлены основные схемы, способы обработки приточного воздуха в теплый период года без искусственных источников холода и методы расчета процессов в оборудовании для обработки воздуха при испарительном охлаждении, а также современные подходы к определению области применения энергоэффективных схем обеспечения микроклимата в теплый период года. Расчет теплообменных поверхностных аппаратов базируется на уравнениях теплопередачи и теплового баланса. Так как теплообменный аппарат имеет определенные (конечные) размеры, то и рабочие среды при выходе из теплообменника имеют промежуточные значения между параметрами на входе и выходе и параметрами в предельном равновесном состоянии. Это значит, что процесс теплообмена в теплообменниках рассматривается, как переходный от неравновесного начального состояния к некому промежуточному относительно предельного равновесного состояния. Проанализированы основные уравнения теплопередачи и теплового баланса, а также методы определения температурной и энтальпийной эффективности поверхностных и контактных теплообменных аппаратов, предложенные и рассмотренные Е.Е. Карписом, Л.М. Зусмановичем, О.Я. Кокориным, Б.И. Бялым, В.Н. Богословским, М.Я. Позом, В.И. Кейсом, А.Л. Лондоном и другими авторами. Проведенное исследование позволило подтвердить актуальность работы и выбрать необходимый математический аппарат для решения поставленных в работе задач.

**Вторая глава** посвящена разработке конструкции установки кондиционирования для обработки воздуха, предусматривающей использование пластинчатого рекуперативного теплообменника, в котором в теплый период года осуществляется косвенное испарительное охлаждение притока, а в холодный – утилизация теплоты

вытяжного воздуха, но, в отличие от ближайшего существующего аналога (Н.А. Королева, В.М. Фокин), позволяющей использовать только одну секцию увлажнения, которая функционирует и в теплый, и в холодный период, а необходимое при этом изменение направления потоков воздуха через элементы установки достигается введением дополнительных промежуточных секций с регулирующими клапанами и некоторых обводных каналов (байпасов). Конструкция установки показана на рисунке 1, а последовательность переключения клапанов – в таблице 1.

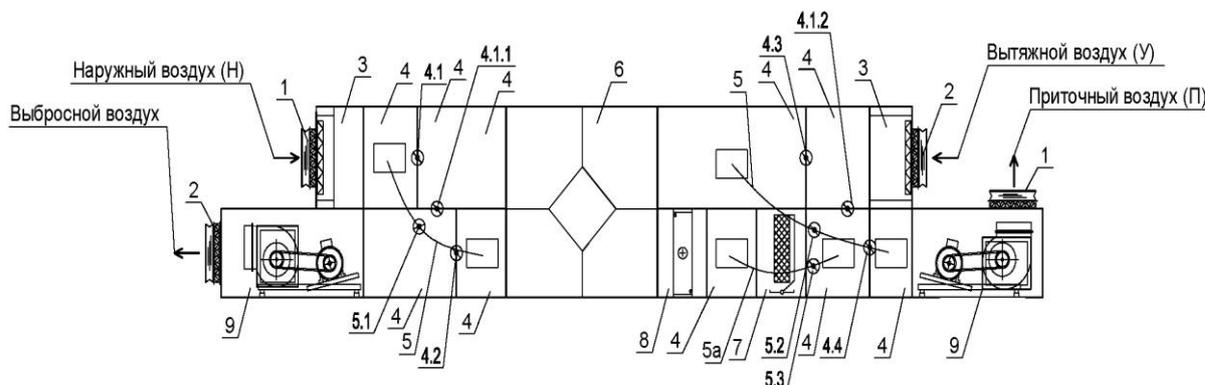


Рисунок 1 - Конструкция установки кондиционирования воздуха: 1 — воздушные клапаны приточного воздуха; 2 — воздушные клапаны вытяжного воздуха; 3 — воздушный фильтр; 4 — промежуточная секция; 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 — регулирующий клапан на вертикальной панели промежуточной секции; 4.1.1, 4.1.2 — регулирующий перепускной клапан промежуточной секции; 5, 5а — байпас; 5.1, 5.2, 5.3 — регулирующий клапан байпаса; 6 — пластинчатый теплообменник; 7 — адиабатический увлажнитель; 8 — воздухонагреватель; 9 — секция вентилятора.

Таблица 1 - Порядок переключения регулирующих клапанов в установке на рис. 1

Клапаны	ХП	ТП
Перепускные и на байпасах, кроме байпаса 5а	Закрываются (4.1.1; 4.1.2; 5.1; 5.2)	Открыты (4.1.1; 4.1.2; 5.1; 5.2)
На вертикальных панелях и на байпасе 5а	Открыты (4.1; 4.2; 4.3; 4.4; 5.3)	Закрываются (4.1; 4.2; 4.3; 4.4; 5.3)

На представленную конструкцию получен Патент РФ (правообладатель НИУ МГСУ, авторы О.Д. Самарин, Д.А. Кирушок) «Установка кондиционирования воздуха» № 2696783 от 06.08.19 (приоритет изобретения 13.04.18). При этом в теплый период через секцию увлажнения воздух будет проходить в обратном направлении, вследствие чего возможен унос части жидкой влаги и ее испарение на поверхности теплообмена в рекуператоре со стороны охлаждающего потока, что теоретически способно повысить эффективность аппарата за счет использования скрытой теплоты испарения. Для количественной оценки данного явления была разработана математическая модель теплообмена в пластинчатом рекуператоре в условиях увлажнения вспомогательного потока воздуха. За основу была принята система уравнений, приведенная в работе В.Н. Богословского и М.Я. Поза:

$$\begin{cases} \frac{\partial \theta_r}{\partial y'} = NTU_r [\theta_x(x', y') - \theta_r(x', y')] \\ \frac{\partial \theta_x}{\partial x'} = NTU_x [\theta_r(x', y') - \theta_x(x', y')] \end{cases} \quad (1)$$

В уравнениях (1) приняты следующие обозначения:  $x' = x/l$ ,  $y' = y/l$  – безразмерные линейные координаты, где  $l$  – длина пластин теплообменника (предполагается, что он является квадратным). Комплексы  $NTU_{\Gamma} = \frac{3.6 \cdot KF}{G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma}}$ ,  $NTU_x = \frac{3.6 \cdot KF}{G_x \cdot c_x}$  – это число единиц переноса теплоты соответственно для греющего и нагреваемого теплоносителя, в выражениях для которых  $G_{\Gamma}$  и  $G_x$  – массовые расходы этих теплоносителей, кг/ч,  $c_{\Gamma}$  и  $c_x$  – их удельные теплоемкости (для воздуха  $c_{\Gamma} = c_x = 1,005$  кДж/(кг·К);  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), и  $F$ , м<sup>2</sup> – коэффициент теплопередачи теплообменника и его поверхность теплообмена. В рассматриваемой схеме роль греющего (т.е. охлаждаемого) в теплый период играет поток притока, а роль нагреваемого (т.е. охлаждающего) – поток вытяжного воздуха, прошедший через увлажнитель.

Параметры  $\theta_{\Gamma} = \frac{t_{\Gamma}(x',y') - t_{1x}}{t_{1\Gamma} - t_{1x}}$ ,  $\theta_x = \frac{t_x(x',y') - t_{1x}}{t_{1\Gamma} - t_{1x}}$  представляют собой относительные безразмерные температуры теплоносителей в точках с координатами  $x$  и  $y$ . Здесь  $t_{1\Gamma}$  и  $t_{1x}$  – температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе в теплообменник.

Уравнения (1) должны решаться при очевидных граничных условиях  $\theta_{\Gamma}(x',0) = 1$ ,  $\theta_x(0,y') = 0$ , поскольку на входе в теплообменник при  $y = 0$  (т.е. вдоль оси  $x$ )  $t_{\Gamma} = t_{1\Gamma}$ , а при  $x = 0$  (вдоль оси  $y$ )  $t_x = t_{1x}$ . Для решения была составлена программа на алгоритмическом языке *Fortran*, использующая конечно-разностную аппроксимацию системы (1) типа Эйлера первого порядка. При этом на каждом пространственном шаге расчет ведется по двум переменным направлениям вдоль обеих координатных осей с постепенным смещением от точки (0,0) к точке (1,1).

Учесть эффект испарения капель можно, если в расчетах принимать уточненное значение  $NTU_x$ , увеличенное на  $NTU' = \frac{r \Delta d}{c_x \Delta t_{cp}} \cdot 10^{-3}$ , где  $r$  – удельная теплота парообразования воды, равная примерно 2490 кДж/кг;  $\Delta d$  – предполагаемое изменение влагосодержания потока вытяжного воздуха, г/кг, т.е. удельное количество влаги, переходящей из жидкой в парообразную фазу. Вообще говоря, здесь величина  $\Delta t_{cp}$  заранее точно неизвестна, но в первом приближении ее можно принять по результатам расчета для «сухого» теплообмена, затем повторить вычисления уже в режиме испарения, уточнить  $\Delta t_{cp}$  и далее продолжать итерационный процесс до тех пор, пока значения  $\Delta t_{cp}$  (или  $k_{эф.х}$ ,  $k_{эф.г}$  либо любого другого параметра) между итерациями не будут различаться меньше, чем заданная точность.

Блок-схема программы представлена на рисунке 2. В таблицах 2 и 3 для примера показаны результаты расчета, выполненные по рассмотренной программе для ЭВМ для значений  $NTU = 1,3$  и  $NTU = 1,9$  соответственно при  $t_{1\Gamma} = 1$  и  $t_{1x} = 0$  (тогда  $t_{\Gamma} = \theta_{\Gamma}$ ,  $t_x = \theta_x$ ).

Таблица 2 - Результаты расчетов температур  $t_{2\Gamma}$ ,  $t_{2x}$  и  $\Delta t_{cp}$  с использованием программы для ЭВМ при  $NTU = 1,3$  различных значениях  $\Delta d$

Значение $NTU$	Изменение влагосодержания потока вытяжного воздуха $\Delta d$ , г/кг	Температура греющего теплоносителя, $t_{2\Gamma}$	Температура нагреваемого теплоносителя, $t_{2x}$	Среднелогарифмическая разность температур, $\Delta t_{cp}$
1,3	0	0,47	0,53	0,47
	0,02	0,48502	0,56437	0,45988
	0,04	0,50069	0,59804	0,44952
	0,06	0,51673	0,63125	0,43859
	0,08	0,53317	0,66397	0,42704
	0,1	0,55005	0,69614	0,41485

	0,12	0,56742	0,72769	0,40197
	0,14	0,58531	0,75854	0,38834
	0,16	0,60378	0,78859	0,37389

Таблица 3 - То же, что в таблице 1, при  $NTU = 1,9$

Значение $NTU$	Изменение влагосодержания потока вытяжного воздуха, $\Delta d$ , г/кг	Температура греющего теплоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоносителя, $t_{2х}$	Среднеарифметическая разность температур, $\Delta t_{cp}$
1,9	0	0,396	0,604	0,396
	0,02	0,41256	0,63559	0,38799
	0,04	0,43001	0,66616	0,3799
	0,06	0,44791	0,69612	0,37125
	0,08	0,4663	0,72541	0,36203
	0,1	0,48521	0,75396	0,35219
	0,12	0,50843	0,78688	0,33964
	0,14	0,52556	0,80963	0,33008
	0,16	0,55109	0,84111	0,31535

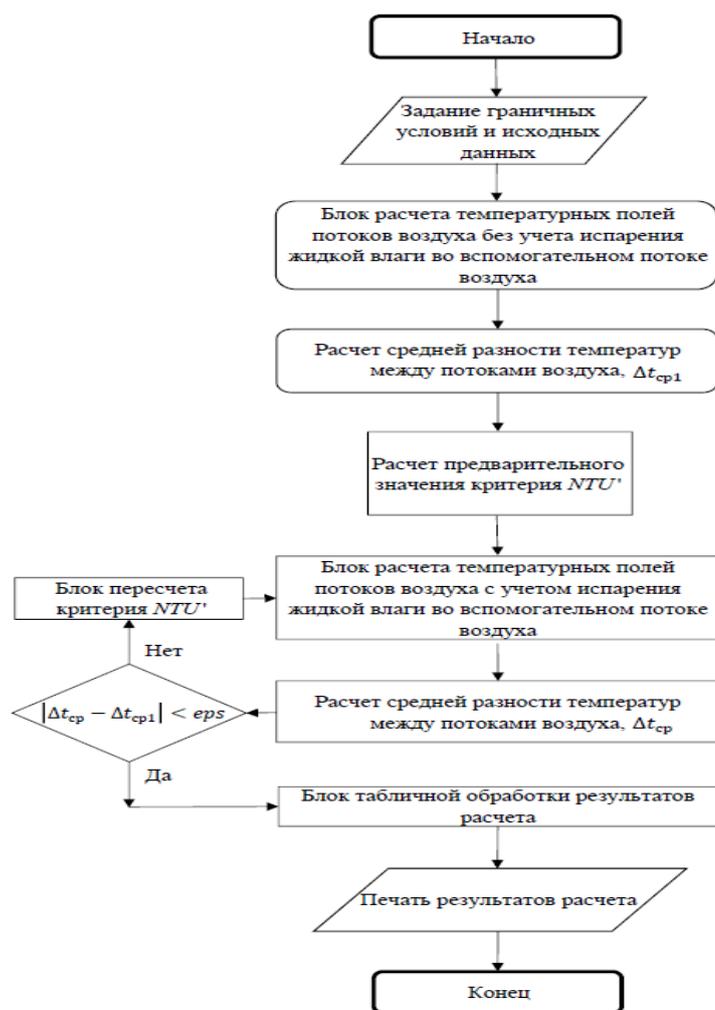


Рисунок 2 - Блок-схема расчетной программы

В результате мы получаем двумерные температурные поля, дальнейшая обработка которых позволяет найти основные интересующие нас интегральные характеристики: коэффициенты температурной эффективности по нагреваемому и греющему теплоносителю  $k_{эф.х}$  и  $k_{эф.г}$ , очевидно, равные соответственно среднему значению  $\theta_x$  при  $x' = 1$  и  $(1 - \theta_r)$  при  $y' = 1$ , а также среднюю разность температур в аппарате  $\Delta t_{ср}$ .

Температурные поля при  $NTU_r = NTU_x = 1,5$  и  $\Delta d = 0$  (т.е. без учета испарения капель) показаны на рисунке 3.

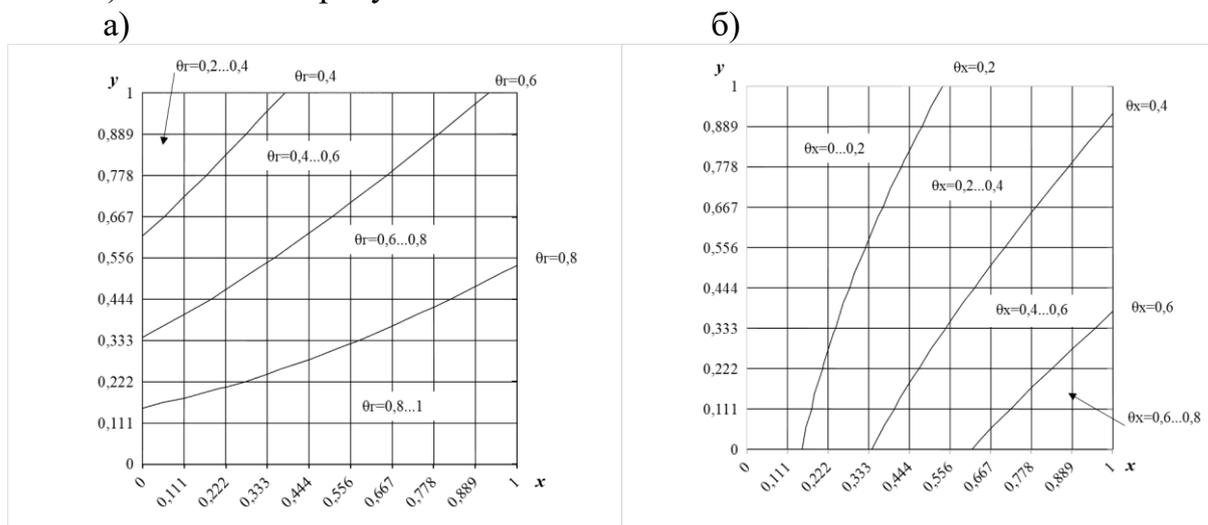


Рисунок 3 - Температурное поле потоков теплоносителей при  $NTU_r = NTU_x = 1,5$  и  $\Delta d = 0$  для  $t_{1r} = 1$  К и  $t_{1x} = 0$ : а – для греющего, б – для нагреваемого

На рисунке 4 приведены температурные поля при  $\Delta d = 0,1$  г/кг, что соответствует  $NTU' = 0,635$ .

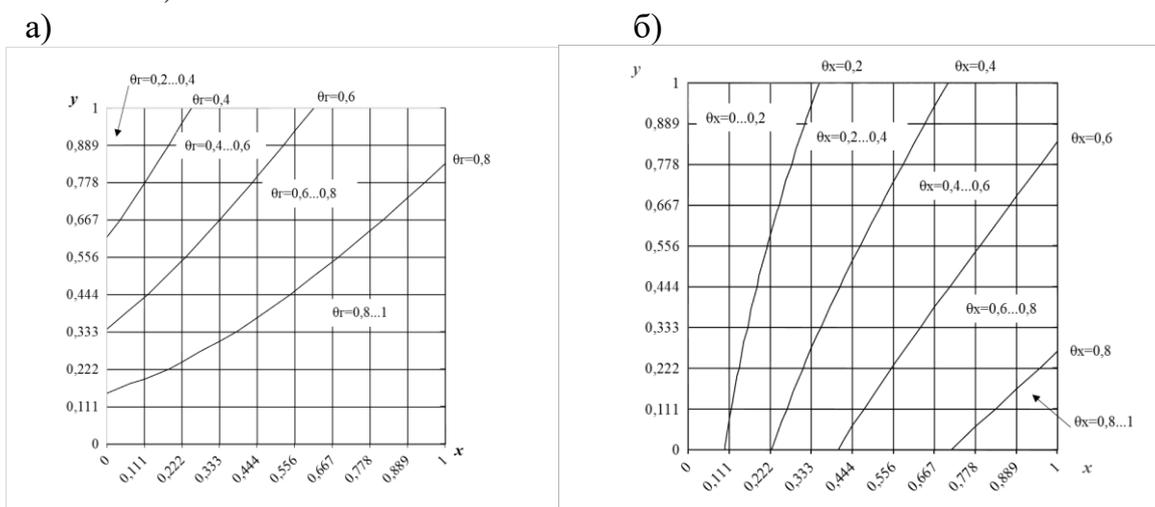


Рисунок 4 - Температурное поле потоков теплоносителей при  $NTU_r = NTU_x = 1,5$  и  $\Delta d = 0,1$  г/кг для  $t_{1r} = 1$  К и  $t_{1x} = 0$ : а – для греющего, б – для нагреваемого

Обработка полученных результатов позволила получить аппроксимационные соотношения для поправочного множителя к коэффициентам  $k_{эф.г}$  и  $k_{эф.х}$ , учитывающие повышение эффективности за счет использования скрытой теплоты испарения, которые можно представить в следующем виде:

$$f(NTU') = (1 + NTU')^{\frac{NTU}{1.55NTU + 1.88}} \quad (\text{для } k_{эф.г}), \quad (2)$$

$$f(NTU') = \sqrt{1 + bNTU'}, \quad \text{где } b = \frac{1.7}{NTU^{1.3}} \quad (\text{для } k_{эф.х}) \quad (3)$$

Можно отметить, что по мере возрастания  $NTU$  показатель степени в (2) так же постепенно увеличивается, асимптотически приближаясь к значению 0,5, полученному для рекуператора с конденсацией в работах О.Д. Самарина. Ясно, что при этом произведение  $f(NTU)k_{эф}$  по своему физическому смыслу должно быть меньше 1, иначе не будет выполняться закон сохранения энергии. Построение процессов обработки воздуха в  $I-d$ -диаграмме показывает, что в климатических условиях Москвы для этого величина  $\Delta d$  не должна превышать примерно 0,2 г/кг. По сути это означает, что вся жидкая влага при  $\Delta d = 0,2$  г/кг и более не сможет испариться с поверхности теплообмена в рекуператоре, тогда остаток будет стекать в его поддон, и его необходимо будет отводить в систему канализации либо возвращать обратно в секцию увлажнения для повторного использования. Более того, исходя из условия  $f(NTU)k_{эф} < 1$ , мы можем определить предельную величину  $\Delta d$ , то есть максимально возможное количество влаги, которое может испариться в теплообменнике при соблюдении теплового баланса между потоками воздуха. В то же время при  $\Delta d$  порядка 0,1 г/кг расчеты показывают, что учет испарения приводит к сокращению требуемого воздухообмена за счет дополнительного снижения температуры притока примерно на 25 – 30 процентов.

В третьей главе описано экспериментальное исследование установки для обработки притока с пластинчатым рекуператором и адиабатным увлажнителем. Целью натурального эксперимента являлось подтверждение наличия и количественная оценка уноса жидкой влаги из секции сотового увлажнителя. Принципиальная схема опытного стенда изображена на рисунке 5, а конструкция показана на рисунке 6.

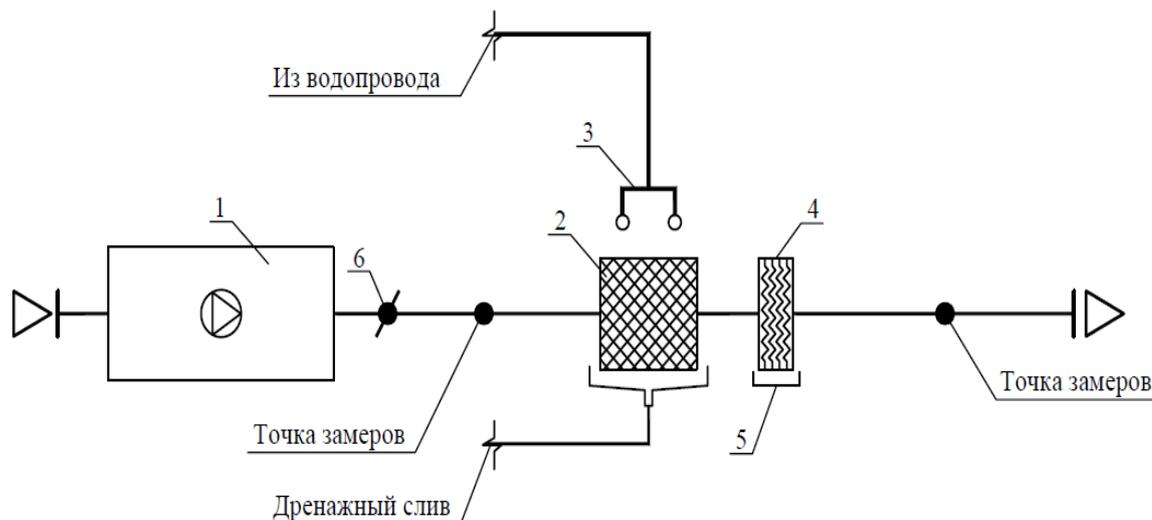


Рисунок 5 - Принципиальная схема экспериментальной установки: 1 — приточная установка; 2 — сотовый увлажнитель; 3 — водораспределительный узел; 4 — каплеуловитель; 5 — поддон для сбора влаги; 6 — воздушная заслонка

Интересующий нас уровень удельного содержания жидкой влаги в охлаждающем потоке  $\Delta d$ , г/кг, по результатам замеров вычисляется как отношение  $(G_w/G_v) \cdot 10^3$ , где  $G_v$  — массовый расход подаваемого установкой воздуха, кг/ч, равный произведению объемного расхода  $L_v$ , м<sup>3</sup>/ч, на плотность притока  $\rho_v = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;  $G_w$  — массовый расход уносимой жидкой влаги, кг/ч, улавливаемой каплеотбойником. Его величина определялась непосредственно объемным методом, по времени заполнения мерной емкости.



Рисунок 6 - Конструкция опытного стенда

Регулирование значения  $L_B$  в ходе эксперимента производилось путем изменения аэродинамического сопротивления сети, а численная оценка  $L_B$  осуществлялась косвенным методом, с помощью измерения средней скорости потока  $v_B$ , м/с, на выходе из приточного отверстия, которое производилось по ГОСТ 12.3.018-79 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний» в точках, координаты и количество которых зависит от формы и размера сечения, после чего  $L_B = 3600v_B f_T$ , где  $f_T$  – геометрическое сечение установки, м<sup>2</sup>. Результаты экспериментального исследования представлены в таблице 4.

Таблица 4 - Результаты замеров уноса жидкой влаги и данные их обработки

Фактическая скорость в геометрическом сечении установки $V_\phi$ , м/с	Масса уносимой влаги за 10 мин работы экспериментальной установки, г	Масса уносимой влаги за 60 мин работы экспериментальной установки, г	Фактический объемный расход воздуха $L_\phi$ , м <sup>3</sup> /ч	Фактический массовый расход воздуха $G_\phi$ , кг/ч	Удельное содержание жидкой влаги в охлаждающем потоке $\Delta d$ , г/кг	Абсолютная погрешность $\Delta(\Delta d)$ , г/кг	То же, аппроксимация $\Delta(\Delta d)$ , г/кг
2,0	0	0	664	800	0	0	0,013
3,1	47	282	1010	1240	0,235	0,007	-0,012
4,0	95	570	1328	1600	0,35	0,010	-0,004
5,2	149	894	1701	2094	0,455	0,013	0,017

На основе экспериментальных данных составлен график зависимости уноса влаги из секции сотового увлажнителя от относительной скорости  $v_{отн}$ , представленный на рисунке 7. Величина  $v_{отн}$  определяется по выражению  $v_{отн} = \frac{v_\phi}{v_{ном}} = \frac{L_\phi}{L_{ном}}$ .

Здесь  $v_\phi$  – фактическая скорость воздушного потока в геометрическом сечении экспериментальной установки, м/с;  $v_{ном}$  – номинальная скорость для установок рассматриваемого типа, равная 2,5 м/с;  $L_\phi$  и  $L_{ном}$  – соответственно фактический расход воздуха в экспериментальной установке и его номинальное значение для установок рассматриваемого типа (ВЕРОСА-300 фирмы ВЕЗА, ANR и UTR фирмы KORF, а

также AIRNED фирмы NED) с тем же геометрическим сечением, принимаемое по техническим данным (каталогам) заводов изготовителей, м<sup>3</sup>/ч.

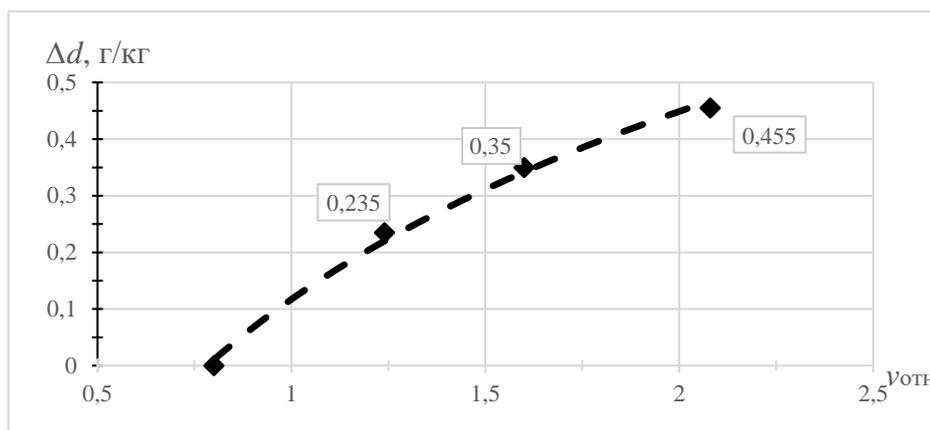


Рисунок 7 - График зависимости удельного содержания жидкой влаги в охлаждающем потоке  $\Delta d$ , г/кг, от изменения относительной скорости воздушного потока  $v_{отн}$

Положение экспериментальных точек на графике с достаточной точностью описываются следующей аппроксимационной формулой:

$$\Delta d = 0,48 \ln(v_{отн}) + 0,12 \quad (4)$$

Из сопоставления данных двух последних колонок таблицы 4 видно, что абсолютная погрешность измерений, полученная исходя из значений приборных погрешностей при косвенных измерениях, является величиной того же порядка, что и погрешность аппроксимации, поэтому зависимость (4) можно считать практически достоверной.

**В четвертой главе** было произведено определение области параметров наружного климата, обеспечивающих возможность применения исследуемой схемы. Для сокращения числа используемых исходных данных вначале были выявлены корреляционные соотношения между расчетными параметрами наружного климата в теплый период года, приведенными в СП 131.13330.2012 «Строительная климатология». При этом основные нормируемые величины температуры и энтальпии наружного воздуха по параметрам «Б» ( $t_{нБ}$ , °С, и  $I_{нБ}$ , кДж/кг) на основной части территории РФ оказываются связаны следующей зависимостью:

$$I_{нБ} = 1,24t_{нБ} + 20,9 \quad (5)$$

Корреляция установлена по 40 точкам, коэффициент корреляции в данном случае равен  $r = 0,85$ . Затем с использованием имеющихся соотношений между параметрами состояния влажного воздуха для каждого района вычислялось соответствующее влагосодержание  $d_{нБ}$ , г/кг, после чего было установлено, что никакой статистически значимой корреляции между  $d_{нБ}$  и  $t_{нБ}$  нет, поэтому в расчетах можно принимать постоянное значение  $d_{нБ.ср} = 10,68 \pm 0,87$  г/кг.

Общая схема процесса обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме в теплый период представлена на рисунке 8. Пунктиром изображен поток  $Q_{ут}$  теплоты, передаваемой в рекуператоре при косвенном испарительном охлаждении. Параметры основных точек:

НБ – наружный воздух по параметрам «Б» в теплый период года: температура  $t_{нБ}$  и энтальпия  $I_{нБ}$  по СП 131.13330.2012, влагосодержание  $d_{нБ}$  – по построению;

П' = О – после пластинчатого теплообменника перед вентилятором: температура  $t_{п'}$  =  $t_{нБ} - k_{эф}(t_{нБ} - t_{о2})$  при равных расходах приточного и уходящего воздуха и с учетом

величины  $t_{o2}$  (см. ниже), где  $k_{эф} = 0,67$  – средний коэффициент температурной эффективности пластинчатого теплообменника;

П – приток после вентилятора: температура  $t_{п} = t_{п'} + 0,5^{\circ}\text{C}$ ; влагосодержание  $d_{п} = d_{п'} = d_{нБ}$ ;

В – внутренний воздух помещения: температура  $t_{в}$  и относительная влажность  $\phi_{в}$  в оптимальных пределах по ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»;

У – уходящий воздух: температура  $t_{у} = t_{в} + 1$ , энтальпия  $I_{у}$  – по построению с учетом углового коэффициента луча процесса в помещении  $\varepsilon_{пом}$ ;

W – предельно возможное состояние после адиабатного увлажнения: температура  $t_w = t_{м}(У)$ , т.е. равна температуре мокрого термометра уходящего воздуха, относительная влажность  $\phi_w = 100\%$ ;

O<sub>2</sub> – перед пластинчатым теплообменником после секции увлажнения: относительная влажность  $\phi_{o2} = 95\%$ , температура  $t_{o2}$  – по построению;

УТ – после пластинчатого теплообменника для потока уходящего воздуха: температура  $t_{уТ} = t_{o2} + k_{эф}(t_{п} - t_{o2})$ .

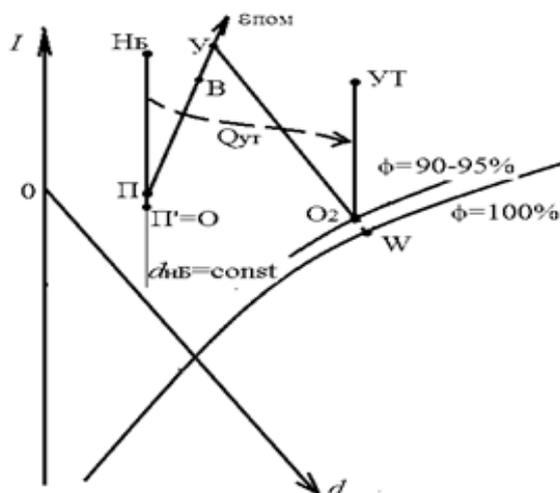


Рисунок 8 - Схема изображения на  $I$ - $d$ -диаграмме процессов в установке с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатом рекуператоре

Из построения на рисунке 8 с использованием аналитических соотношений между параметрами состояния влажного воздуха можно определить, что обеспечить параметры внутреннего воздуха на уровне  $t_{в} = +25^{\circ}\text{C}$  и  $\phi_{в} = 60\%$ , т.е. у верхних пределов оптимального диапазона по ГОСТ 30494-2011, с помощью рассматриваемого процесса косвенного испарительного охлаждения можно при условии  $d_{нБ} \leq 11,4 - 11,5$  г/кг, поскольку именно в этом случае луч, изображающий процесс изменения состояния влажного воздуха в помещении при характерном значении  $\varepsilon_{пом} = 10000$  кДж/кг, пересекает линию  $d_{нБ} = \text{const}$  при температуре  $t_{п}$  не выше  $+22,5^{\circ}\text{C}$ . Тогда располагаемый перепад температур для ассимиляции теплоизбытков в обслуживаемом помещении составит  $\Delta t = t_{у} - t_{п} = 26 - 22,5 = 3,5^{\circ}\text{C}$ , а при дальнейшем его уменьшении в случае роста  $d_{н}$  требуемый воздухообмен оказывается уже слишком большим. С учетом полученного выше соотношения  $d_{нБ,ср} = 10,68 \pm 0,87$  г/кг по данным СП 131.13330.2012 с вероятностью около 80% величина  $d_{нБ}$  будет такова, что условие  $d_{нБ} \leq 11,4 - 11,5$  г/кг в пределах точности расчета, составляющей около 0,1 г/кг,

не выполняется только на достаточно ограниченных территориях Среднего Поволжья, Краснодарского и Ставропольского краев и прилегающих районов Северного Кавказа, а также на юге Дальнего Востока.

**В пятой главе** было произведено технико-экономическое сравнение предлагаемой конструкции с ближайшим существующим аналогом. Было отмечено, что с точки зрения капитальных единовременных затрат  $K$ , руб., в предлагаемом варианте исключаются расходы на второй увлажнитель, по необходимости присутствующий в схеме Н.А. Королевой и В.М. Фокина, и могут также уменьшиться затраты в целом на приточно-вытяжной агрегат из-за возможного сокращения его типоразмера вследствие снижения требуемого воздухообмена в помещении  $L$ , м<sup>3</sup>/ч, из-за роста  $k_{эф}$  рекуператора. В то же время появляются дополнительные затраты на добавляемые промежуточные секции, но, поскольку их стоимость существенно меньше, чем увлажнителя, можно ожидать снижения суммарной величины  $K$ . При этом расходы на автоматизацию, монтаж и наладку установки должны оставаться практически постоянными, поскольку клапаны в дополнительно устанавливаемых секциях переключаются вручную при переходе с зимнего на летний режим и обратно.

Что касается эксплуатационных издержек  $\mathcal{E}$ , руб./г., можно отметить, что в случае сокращения  $L$  должны уменьшиться затраты на теплоту для нагрева притока в холодный период, а также расход электроэнергии на привод вентиляторов, так как обе эти величины пропорциональны  $L$ . Но даже если воздухообмен меняться не будет, по крайней мере расход электроэнергии должен снижаться за счет того, что аэродинамическое сопротивление добавляемых промежуточных секций пренебрежимо мало по сравнению с сопротивлением исключаемого второго увлажнителя.

Капитальные затраты оценивались по данным производителей приточных установок (ООО «ВЕЗА» и ООО «Европейская Климатехника») в зависимости от типоразмера установки. Из эксплуатационных издержек в соответствии с отмеченным выше учитывались расходы на электроэнергию на привод вентиляторов и амортизационные отчисления, таким образом, в случае учета сокращения  $L$  и уменьшения типоразмера установки расчет дает верхнюю оценку срока окупаемости.

Вычисления производились с использованием метода совокупных дисконтированных затрат СДЗ, руб.:

$$\text{СДЗ} = K(1 + p/100)^T + \mathcal{E}[(1 + p/100)^T - 1](100/p) \quad (6)$$

Здесь  $T$  – расчетный срок, г.,  $p$  – норма дисконта, принятая на уровне 6% годовых (при действовавшей на момент оценки ключевой ставке ЦБ РФ в 4,25%).

Первоначально снижение  $L$  не учитывалось. Результаты для установок ООО «Европейская Климатехника» при  $L = 10000$  м<sup>3</sup>/ч, продолжительности работы установки 14 час/сут и 360 рабочих днях в год приведены на рисунке 9. Качественно аналогичный вид имеют и результаты для установок ООО «ВЕЗА».

Таким образом, окупаемость предлагаемой схемы в данном случае не имеет места, поскольку в действительности при равной воздухопроизводительности установок капитальные затраты для нее оказываются все же более высокими, т.е. стоимость устраняемого из установки второго увлажнителя будет меньше, чем дополнительные затраты на добавляемые промежуточные секции и клапаны, а соответствующее увеличение составляющей эксплуатационных издержек на амортизационные отчисления также получается выше, чем экономия на затратах на электроэнергию.

Если же учесть сокращение типоразмера установки из-за снижения расчетного воздухообмена для рассматриваемой схемы вследствие повышения температурной

эффективности рекуператора при испарении капель жидкой влаги, как это было показано в Главе 2 (в рассматриваемом примере воздухообмен уменьшается примерно на четверть, следовательно, типоразмер уменьшается на одну ступень), соответствующие результаты для установок ООО «Европейская Климатехника» при исходном  $L = 10000 \text{ м}^3/\text{ч}$  приведены на рисунке 10.

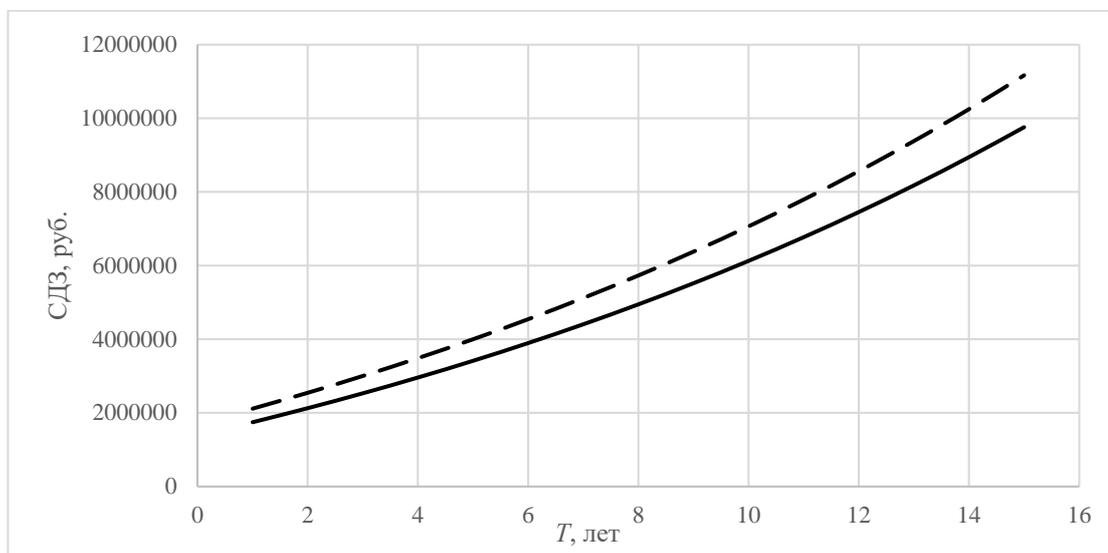


Рисунок 9 - График зависимости СДЗ от  $T$  по вариантам для установок ООО «Европейская Климатехника» при равных  $L$  (сплошная линия – существующая схема, пунктир – предлагаемая)

Для установок ООО «ВЕЗА» результаты также качественно аналогичны. Таким образом, расчетный срок окупаемости установки с предлагаемой конструкцией по сравнению с ближайшим аналогом составляет около 2 лет (точные расчеты дают значение 1,58 г. для установок ООО «ВЕЗА» и 1,92 г. для установок ООО «Европейская Климатехника»).

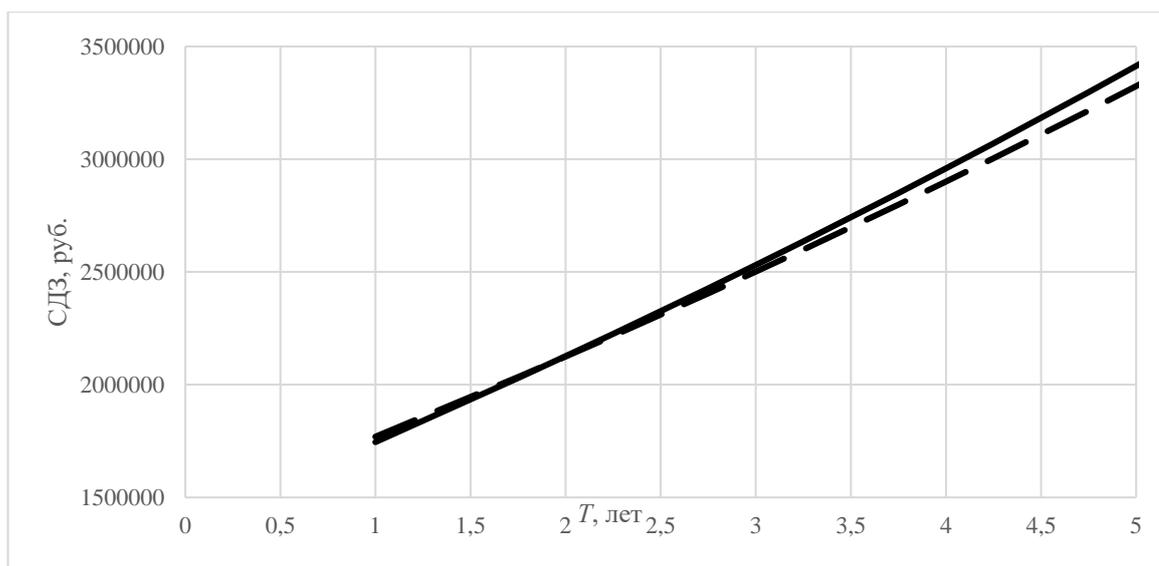


Рисунок 10 - График зависимости СДЗ от  $T$  по вариантам для установок ООО «Европейская Климатехника» при учете изменения  $L$  (сплошная линия – существующая схема, пунктир – предлагаемая)

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации разработаны научно-технические основы усовершенствованной технологии создания микроклимата в помещениях зданий за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции увлажнения в системах кондиционирования воздуха с использованием пластинчатых теплообменников. По результатам данных исследований решены основные вопросы по рассматриваемым задачам:

1. Предложена и обоснована схема установки кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающая изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока;
2. Сформулирована и обоснована зависимость повышения коэффициента температурной эффективности пластинчатого рекуператора за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции увлажнения, от изменения влагосодержания охлаждающего воздушного потока и от конструктивных характеристик теплообменника, представленная в безразмерном виде в виде критериального уравнения;
3. Показано, что общая структура полученной зависимости совпадает с со структурой соотношений, полученными ранее другими авторами для случая конденсации водяных паров на поверхности теплообмена, а именно повышающий множитель к коэффициенту температурной эффективности рекуператора пропорционален величине  $(1 + NTU)^n$  в степени, зависящей от критерия  $NTU$ ;
4. С учетом данной зависимости доказано, что значение результирующего коэффициента температурной эффективности рекуператора с учетом испарения  $k_{эф}$  может увеличиваться в 1,5 – 2 раза, что приводит к сокращению требуемого воздухообмена в теплый период на величину до 1/3 с соответствующим сокращением размера установки кондиционирования воздуха и энергозатрат на обработку притока в холодный период года;
5. Разработаны рекомендации по применению выявленной зависимости повышения температурной эффективности рекуператора к определению снижения требуемого воздухообмена в помещениях, обслуживаемых предлагаемой установкой, по сравнению с ближайшими известными аналогами;
6. С использованием графоаналитического метода, основанного на применении  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха и основных уравнений теплопередачи, а также баланса теплоты и влаги обнаружено, что предельное количество уносимой влаги, способное испариться в рекуператоре и обеспечить повышение его температурной эффективности, ограничено величиной результирующего коэффициента температурной эффективности рекуператора с учетом испарения  $k_{эф} = 1$  и в условиях проведенных исследований составляет около 0,2 г/кг;
7. Экспериментально установлено, что при изменении направления потока воздуха в случае переключения установки на летний режим фактический прирост влагосодержания вытяжного воздуха за счет уноса влаги из секции увлажнения при расходах воздуха, близких к номинальным, оказывается равным также около 0,2 г/кг и, таким образом, практически вся влага может быть полезно использована для повышения  $k_{эф}$ ;

8. С привлечением вероятностно-статистических соотношений между параметрами наружного климата и на основе комплексного термодинамического анализа обнаружено, что зона, в которой термодинамически целесообразно применение рассматриваемой схемы обработки притока при условии обеспечения требуемых параметров внутреннего микроклимата в помещениях, охватывает подавляющую часть территории РФ, за исключением достаточно ограниченной зоны Среднего Поволжья, Краснодарского и Ставропольского краев и прилегающих районов Северного Кавказа, а также юга Дальнего Востока;

9. Доказано, что расчетный срок окупаемости рассматриваемой схемы установки кондиционирования воздуха по сравнению с ближайшим существующим аналогом в пределах соответствующей зоны территории РФ составляет около 1,6 – 2 года, и, таким образом, применение данной схемы относится к малозатратным и быстроокупаемым энергосберегающим мероприятиям.

**Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы** состоят в том, чтобы:

- расширить базу конструкций приточных и вытяжных установок для подтверждения и уточнения полученных выводов о том, что применение предлагаемой схемы установки кондиционирования воздуха является малозатратным и быстроокупаемым энергосберегающим мероприятием;

- провести проверку возможности применения рассматриваемой схемы обработки воздуха при наружных климатических параметрах, превышающих параметры Б в ТП года по СП 131.13330.2018;

- продолжить экспериментальные исследования для дополнительного подтверждения и уточнения выявленной зависимости повышения температурной эффективности рекуператора и определения предельного количества уносимой влаги, способной испариться в рекуператоре и обеспечить такое повышение.

## СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### **Публикации в периодических научных изданиях, включенных в Перечень рецензируемых научных изданий:**

1. Самарин О.Д., Лушин К.И., Кирушок Д.А. Энергосберегающая схема обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах. // Жилищное строительство. 2018. № 1-2. С. 43 – 45.
2. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Оценка параметров наружного климата для обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах. // Жилищное строительство. 2018. № 4. С. 41 – 43.
3. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Моделирование теплообмена в пластинчатом рекуперативном теплообменнике при увлажнении вспомогательного потока воздуха. // Известия вузов. Строительство. 2019. № 1. С. 54 – 60.
4. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Влияние увлажнения вспомогательного потока воздуха на процесс теплообмена в пластинчатом рекуперативном теплообменнике. // Строительство и реконструкция. 2019. № 3. С. 112 – 119.
5. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Экспериментальное определение количества уносимой влаги из сотового увлажнителя при изменении направления воздушного потока. // Журнал «Сантехника, отопление, кондиционирование». 2020. № 4. С. 46 – 48.

6. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Аналитический расчет параметров состояния влажного воздуха в специальной схеме обработки притока. // Журнал «Сантехника, отопление, кондиционирование». 2020. № 7. С. 36 – 39.
7. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Техничко-экономическое обоснование применения специальной схемы обработки притока с косвенным испарительным охлаждением. // Журнал «Сантехника, отопление, кондиционирование». 2021. № 2. С. 66 – 70.

**Публикации в других изданиях:**

1. Патент РФ (правообладатель НИУ МГСУ, авторы О.Д. Самарин, Д.А. Кирушок) «Установка кондиционирования воздуха» № 2696783 от 06.08.19 (приоритет изобретения 13.04.18).