

**Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

На правах рукописи



**ГУБАРЕВ АНТОН ЮРЬЕВИЧ**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ  
РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ  
КОТЛОВ ТЭС**

Специальность 05.14.14 - Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты

Диссертация  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

**Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
Кудинов Анатолий Александрович**

Иваново 2016

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ В ОБЛАСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВРАЩАЮЩИХСЯ РВП.....	11
1.1. Конструктивные особенности существующих моделей вращающихся регенеративных воздухоподогревателей.....	11
1.2. Конструкции теплообменных поверхностей вращающихся РВП.....	21
1.3. Выводы.....	34
1.4. Постановка задач исследования.....	35
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВРАЩАЮЩИХСЯ РВП И РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЕТОВ.....	36
2.1. Проведение экспериментального обследования режимов работы воздухоподогревателей Самарской ТЭЦ.....	36
2.1.1. Цели и задачи экспериментального обследования.....	36
2.1.2. Описание натурной установки.....	37
2.1.3. Результаты экспериментального обследования.....	39
2.2. Разработка методик теплового и аэродинамического расчетов вращающихся РВП.....	39
2.2.1. Методика конструктивного расчета вращающегося РВП традиционной цилиндрической формы.....	39
2.2.2. Разработка методики поверочного теплового расчета вращающегося РВП традиционной цилиндрической формы.....	50
2.3. Создание математических моделей и разработка программ теплового и аэродинамического расчета.....	53
2.3.1. Математическая модель и программа конструктивного расчета вращающегося РВП.....	53
2.3.2. Математическая модель и программа поверочного расчета вращающегося РВП.....	60
2.4. Проведение вариантных расчетов режимов работы РВП-54 Самарской ТЭЦ.....	65
2.5. Выводы.....	67

ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ РВП .....	68
3.1. Конструкция вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса .....	68
3.1.1. Описание вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса.....	68
3.1.2. Разработка методики теплового и аэродинамического расчета вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса .....	74
3.1.3. Создание математической модели и разработка программы теплового и аэродинамического расчета регенеративного воздухоподогревателя в форме прямого усеченного конуса.....	83
3.1.4. Исследование процессов теплообмена и определение оптимальных геометрических параметров регенеративного воздухоподогревателя в форме прямого усеченного конуса.....	87
3.1.5. Техничко-экономическое обоснование .....	94
3.2. Конструкция двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя .....	98
3.2.1. Устройство двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя.....	98
3.2.2. Разработка методики теплового и аэродинамического расчета двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя.....	100
3.2.3. Создание математической модели и разработка программы теплового и аэродинамического расчета двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя .....	106
3.2.4. Исследование процессов теплообмена и определение оптимальных геометрических параметров двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя .....	108
3.2.5. Техничко-экономическое обоснование .....	112

ГЛАВА 4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА, ПРИМЕНЯЕМЫХ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ РВП. РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА .....	120
4.1. Моделирование набивки вращающегося РВП в программном комплексе ANSYS .....	120
4.1.1. Общие сведения о создании конечно-элементной модели.....	120
4.1.2. Анализ результатов моделирования .....	123
4.2. Разработка перспективных конструкций поверхностей нагрева .....	125
4.2.1. Общие сведения и конструктивные характеристики поверхностей нагрева .....	125
4.2.2. Результаты моделирования и вывод критериальных     уравнений	127
4.2.3. Оценка эффективности применения предлагаемых поверхностей нагрева.....	134
4.3. Выводы.....	135
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ.....	136
Список литературы .....	138
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	150
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Результаты экспериментального обследования и численных экспериментов вращающихся РВП Самарской ТЭЦ .....	151
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Результаты численных экспериментов вращающегося РВП в форме усеченного конуса .....	164
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Результаты численного эксперимента двухпоточного двухходового РВП.....	183
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Результаты вариантных конструктивных расчетов вращающихся РВП.....	184
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Справка об использовании результатов научных исследований. Акт внедрения .....	185
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ .....	187

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Основными теплообменными аппаратами, используемыми в отечественной и зарубежной энергетике для подогрева дутьевого воздуха энергетических котлов, являются вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели (РВП). Однако существующие модели вращающихся РВП имеют низкую эффективность вследствие малых значений коэффициентов теплоотдачи как от газов к теплообменной поверхности, так и от поверхности к воздуху, что обуславливает большие габариты и массу. Кроме того, при работе вращающихся РВП возникают значительные перетоки воздуха через уплотнения ротора (набивки), что приводит к повышенному расходу дутьевого воздуха и к увеличению затрат электроэнергии на привод дутьевых вентиляторов и дымососов. С целью уменьшения габаритов и массы вращающихся РВП необходимо интенсифицировать процессы теплообмена, протекающие внутри набивок. При этом экономия материалов достигается не только за счет уменьшения габаритов теплообменников, но и за счет повышения их компактности.

Учитывая изложенное, совершенствование конструкций вращающихся регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов ТЭС путем интенсификации процессов теплообмена является актуальной задачей и представляет практический интерес.

Актуальность темы диссертации подтверждается ее соответствием приоритетному направлению развития науки, технологии и техники в Российской Федерации «Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика» (указ Президента РФ № 899 от 07.07.2011), критической технологии «Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе».

Диссертационная работа выполнена в рамках госбюджетной НИР кафедры ТЭС «Анализ и совершенствование тепломеханического оборудования ТЭС и систем теплоснабжения» и по договору № 386/12 (7600-FA 054/02-014/0017-2012) «Испытание тепловой изоляции и составление паспорта тепловой изоляции энер-

гетического котла ТГМ-84 ст. № 5 и паровой турбины ПТ-60-130/13 ст. № 5 НК ТЭЦ-2».

**Степень разработанности темы.** К настоящему времени изучены процессы теплообмена во вращающихся РВП цилиндрической формы, разработаны соответствующие методики расчетов; однако опубликованные данные не позволяют моделировать изменение параметров процессов теплообмена по высоте набивки воздухоподогревателя. Для обоснования эффективности применения на практике новых конструкций регенеративных воздухоподогревателей требуются инженерные методики тепловых и аэродинамических расчетов и математические модели процессов теплообмена, позволяющие рассчитывать параметры в произвольном сечении набивки вращающегося РВП. Более глубоко исследованы процессы интенсификации теплообмена в набивках РВП, однако отсутствуют данные, характеризующие эффективность работы различных теплообменных поверхностей, применяемых в современных вращающихся регенеративных воздухоподогревателях.

**Цель работы** – повышение эффективности работы энергетических котлов тепловых электростанций путем совершенствования конструкций вращающихся регенеративных воздухоподогревателей и их поверхностей нагрева на основе разработки методик теплового и аэродинамического расчетов и математических моделей новых конструкций воздухоподогревателей.

**Задачи работы.** Поставленная цель работы достигается последовательным решением следующих задач:

- обследование и анализ работы вращающихся регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов БКЗ-420-140 НГМ ст. № 3, ст. № 5 Самарской ТЭЦ;

- разработка перспективных конструкций вращающихся РВП в форме прямого усеченного конуса и двухпоточного двухходового регенеративного воздухоподогревателя, позволяющих повысить эффективность работы воздухоподогревателей и энергетических котлов ТЭС;

- разработка математических моделей, описывающих процессы теплообмена на поверхностях нагрева предлагаемых конструкций РВП, и программ теплового и аэродинамического расчетов на ЭВМ новых перспективных конструкций вращающихся РВП;
- исследование процессов теплообмена во вращающемся регенеративном воздухоподогревателе в форме прямого усеченного конуса и в двухпоточном двухходовом регенеративном воздухоподогревателе;
- экономическое обоснование применения предлагаемых перспективных конструкций вращающихся РВП в форме прямого усеченного конуса и двухпоточно-двухходового воздухоподогревателя;
- разработка перспективных конструкций теплообменных поверхностей вращающихся РВП энергетических котлов.

#### **Научная новизна.**

1. Разработаны математические модели вращающихся регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов, позволяющие учитывать изменение температур теплоносителей и коэффициентов теплоотдачи по высоте их набивок.
2. Предложены математические модели и основанные на них методики теплового и аэродинамического расчетов вращающихся РВП в форме прямого усеченного конуса и двухпоточного двухходового РВП, использованные для научного обоснования эффективности применения новых конструкций РВП.
3. На основе численного исследования обоснована возможность повышения интенсивности теплообмена в набивках вращающихся регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов; получены новые данные, характеризующие эффективность работы различных теплообменных поверхностей, применяемых в современных вращающихся РВП.

**Методы исследования.** Экспериментальные и расчетно-теоретические методы, базирующиеся на фундаментальных основах гидрогазодинамики и тепло-массообмена, численных методах решения систем дифференциальных уравнений при помощи самостоятельно разработанных автором методик, алгоритмов и про-

граммы для ЭВМ, применения специализированных программных комплексов для гидродинамического и теплового компьютерного моделирования.

### **Теоретическая значимость работы.**

Предложенные математические модели позволяют определять температуры потоков дымовых газов и воздуха, а также коэффициенты теплоотдачи по высоте набивки, а не средние значения, как с использованием существующих методик. Кроме того, существующие методики теплового и аэродинамического расчетов не позволяли выполнить расчет для вращающихся РВП сложной формы, такой как усеченный конус и двухпоточной двухходовой. С разработкой новой методики, учитывающей параметры форм перспективных конструкций вращающихся РВП, появляется возможность проведения конструкторских и поверочных тепловых и аэродинамических расчетов таких подогревателей.

Представленные в работе численные исследования позволили количественно установить влияние конструктивных особенностей поверхностей нагрева на показатели эффективности теплообмена поверхностей нагрева, применяемых в современных вращающихся РВП.

### **Практическая значимость работы.**

1. Предложенные математические модели и методики реализованы в виде программы для ЭВМ (Свид. о гос. рег. № 2015661549 (RU)) теплового и аэродинамического расчета, которые могут быть использованы для анализа эффективности работы действующих вращающихся РВП и определения основных геометрических и теплотехнических параметров новых конструкций вращающихся РВП.

2. По результатам исследования разработаны конструкции вращающихся регенеративных воздухоподогревателей в форме прямого усеченного конуса и двухпоточного двухходового РВП, предназначенные для подогрева дутьевого воздуха энергетических котлов ТЭС и обеспечивающие, в сравнении с существующими конструкциями РВП, повышение эффективности использования теплоты и уменьшение эксплуатационных и ремонтных затрат.

**Достоверность и обоснованность полученных результатов и выводов работы** обеспечивается: комплексным подходом и полнотой экспериментальных ис-

следований, проведенных в условиях промышленной эксплуатации ТЭС; применением апробированных методов математического моделирования и сертифицированного программного обеспечения; сходимостью результатов теоретических исследований с результатами других авторов; разработанные математические модели и методы расчетов не противоречат законам сохранения массы и энергии и согласуются с экспериментальными данными, полученными на Самарской ТЭЦ и Новокуйбышевской ТЭЦ-2.

**Реализация результатов работы.** Результаты исследований по совершенствованию вращающихся РВП приняты к использованию на Новокуйбышевской ТЭЦ-2, разработанные математические модели и программы расчета на ЭВМ внедрены в учебный процесс на кафедре «Тепловые электрические станции» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет».

**Основные положения, выносимые на защиту.**

1. Конструкция вращающегося РВП в форме прямого усеченного конуса, методика, математическая модель и программа теплового и аэродинамического расчетов, результаты численных экспериментов.

2. Программы конструктивного и поверочного теплового и аэродинамического расчетов вращающихся РВП, позволяющие определять основные геометрические и теплотехнические параметры и проводить анализ их работы.

3. Конструкция двухпоточного двухходового вращающегося РВП, методика, математическая модель программа теплового и аэродинамического расчетов, результаты численных экспериментов.

4. Конструкции теплообменных поверхностей, применяемых во вращающихся РВП энергетических котлов, результаты численных экспериментов.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты исследований диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях: Всероссийской научной конференции молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации» (г. Новосибирск, 2010, 2012, 2013, 2014 гг.); Международной молодежной научной конференции «XIX Туполевские чтения» (г. Казань, 2011 г.); Международной научно-технической конференции «Со-

стояние и перспективы развития электротехнологии» (г. Иваново, 2011 г.); XVIII, XIX Международных научно-технических конференциях студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (г. Москва, 2012, 2013 гг.); Международной научной конференции «Современные научно-технические проблемы теплоэнергетики и их пути решения» (г. Саратов, 2012 г.); XVI Международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» (г. Ульяновск, 2013 г.); VIII Международной молодежной научной конференции «Тинчуринские чтения» (г. Казань, 2013 г.); XII Международной научно-технической конференции «Современные научно-технические проблемы теплоэнергетики. Пути решения» (г. Саратов 2014, 2016 гг.).

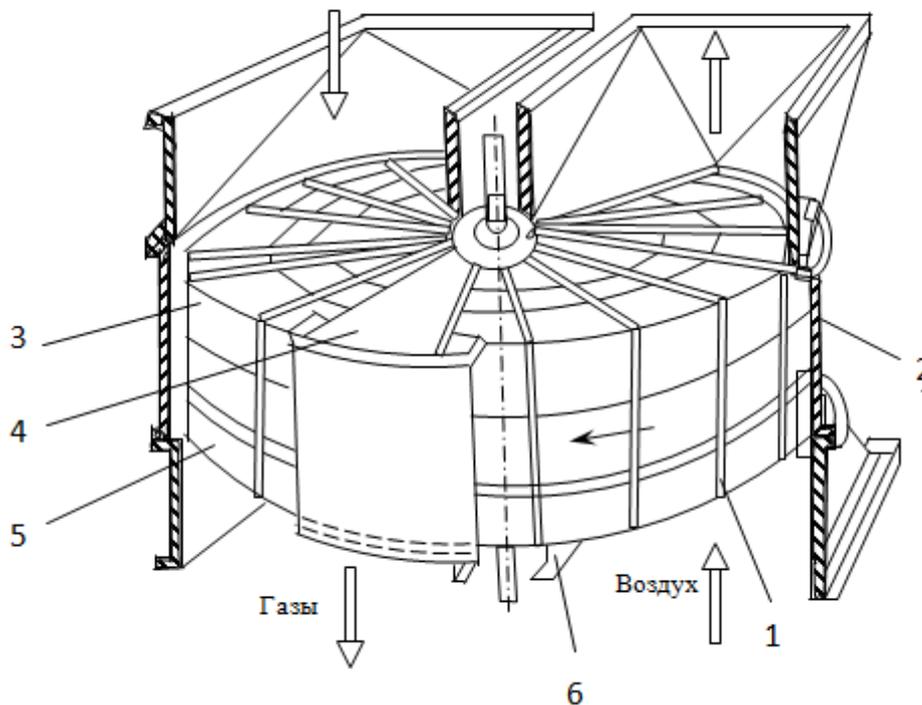
**Публикации.** Основные положения и результаты диссертационного исследования опубликованы в 20 печатных работах, в том числе 5 работ в изданиях, рекомендуемых ВАК Минобрнауки России, 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов по работе, списка литературы из 156 наименований и шести Приложений. Работа изложена на 187 страницах машинописного текста, включает 80 рисунков и 20 таблиц.

## АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ В ОБЛАСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВРАЩАЮЩИХСЯ РВП

### 1.1. Конструктивные особенности существующих моделей вращающихся регенеративных воздухоподогревателей

Регенеративные воздухоподогреватели разделяются на два типа: вращающиеся и переключающиеся. Вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели (РВП), получившие широкое распространение в энергетике, впервые были разработаны и изготовлены шведской фирмой «Юнгстрем» в 1923 г. [11]. Общий вид



**Рис. 1.1. Общий вид однопоточного вращающегося РВП фирмы «Юнгстрем»:**

**1 – ротор; 2 – кожух; 3 – пакеты горячей набивки;**

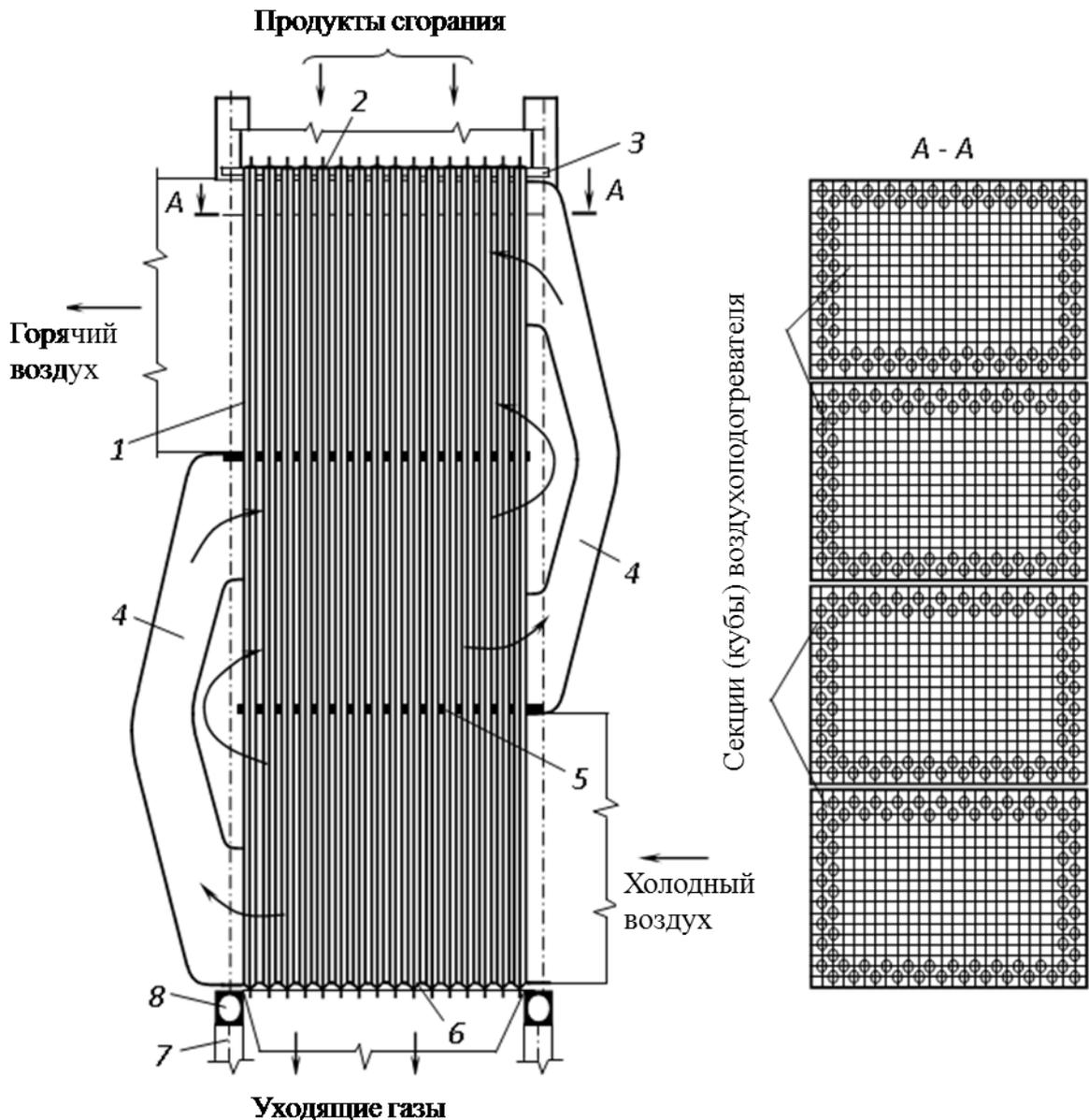
**4 – секторная плита радиального уплотнения;**

**5 – пакеты холодной набивки; 6 – опорная балка**

однопоточного вращающегося регенеративного воздухоподогревателя представлен на рис. 1.1. Во вращающемся РВП передача теплоты от продуктов сгорания топлива к воздуху осуществляется посредством аккумулирующей набивки, уста-

новленной в медленно вращающемся роторе. Потoki горячих продуктов сгорания топлива, как правило, после водяного экономайзера, поступают в пакеты горячей набивки воздухоподогревателя, где в процессе теплообмена происходит понижение их температуры. Затем, продукты сгорания проходят пакеты холодной набивки РВП и через отводящий газопровод поступают в дымовую трубу. В процессе охлаждения дымовых газов теплообменная набивка воспринимает основную часть теплоты газов, при этом температура пакетов, как холодных, так и горячих значительно увеличивается. В результате вращения ротора, нагретые пакеты набивок попадают в воздушную часть РВП, где холодный дутьевой воздух движется по каналам сначала между листами холодной набивки, а затем горячей. При этом в процессе теплообмена происходит повышение температуры воздуха до значения необходимого для эффективного сжигания топлива в топке котла. Затем, в процессе вращения, охлажденные сектора набивки попадают в газовую часть ротора, где цикл повторяется.

Вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели по сравнению с трубчатыми (рис. 1.2) имеют меньшие габаритные размеры и массу, что обуславливается более интенсивным теплообменом в узких щелях (эквивалентный диаметр щелей  $d_э$  равен 7,8; 9,8 мм), образованных гофрированными стальными листами; они более эффективно очищаются при воздушной или паровой обдувке, слабее корродируют [77]. Существенными недостатками вращающихся РВП являются повышенные (20÷25%) перетоки воздуха в газы (у трубчатых – 5%), сложность уплотнения вращающегося ротора (разность давлений по воздуху и газам – 5÷8 кПа), громоздкость и сложность подшипников, например масса ротора РВП-54 превышает 60 т, а в РВП-98 составляет 350 т, невозможность подогрева воздуха выше 300 °С по причине коробления набивки, несимметричная тепловая деформация ротора в горячей зоне РВП [88]. Конструктивно вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели состоят из следующих частей (рис. 1.1): несущий каркас, кожух, ротор, система уплотнений, привод, опоры.



**Рис. 1.2. Трубчатый воздухоподогреватель:**

1 – стальные трубы  $40 \times 1,5$  мм; 2, 6 – трубные доски толщиной 20–25 мм; 3 – компенсатор тепловых расширений; 4 – воздухоперепускной короб; 5 – промежуточная трубная доска; 7, 8 – опорные рама и колонны

Каркас представляет собой конструкцию, состоящую из опорных стоек, связанных между собой несущей балкой, на которой устанавливается верхняя опора ротора. К каркасу крепятся щиты обшивки кожуха. Так же сверху и снизу к фланцам кожуха крепятся полукрышки, на которых устанавливаются секторные плиты радиальных уплотнений.

Ротор РВП выполнен из двух частей. В центре находится ступица, которая состоит из двух дисков и продольных полос, между которыми заведены радиальные пластины. Таким образом, пластины образуют ячейки ротора в форме секто-

ров, два из которых, как правило, постоянно перекрыты секторными плитами уплотнений. В образованные ячейки помещаются пакеты теплообменных поверхностей – набивок. Для горячей и холодной частей ротора применяются различные конструкции набивок, с целью упрощения очистки холодной части ротора от загрязнений, а также с целью защиты их от коррозии. В таблицах 1.1-1.3 представлены геометрические и массовые характеристики основных моделей РВП, применяемых в энергетических котлах.

На рис. 1.1 изображен вращающийся РВП с вертикально расположенной осью вращения ротора. Альтернативной конструкцией является вращающийся РВП с горизонтально расположенной осью вращения. Такие вращающиеся РВП средних размеров были разработаны фирмой «Крафтанлаген» и Белгородским котлостроительным заводом (рис. 1.3) [11]. Принципиальное отличие от вращающегося РВП с вертикальной осью вращения заключается в конструкции опорных элементов и корпуса. Нижняя часть корпуса горизонтально расположенного вращающегося РВП воспринимает нагрузку, как ротора, так и корпуса. В ней на кронштейнах установлены две плиты радиальных и две плиты аксиальных уплотнений. Преимуществом горизонтально расположенных вращающихся РВП является удобство замены секторов набивки вышедших из строя. РВП с горизонтальной осью вращения широко применялись в энергетике США и Японии.

Вопросами совершенствования конструкций и теплообменных поверхностей вращающихся РВП энергетических котлов занимались многие ученые: Боткачик И.А., Зройчиков Н.А., Серебрянников И.И., Зарянкин А.Е., Надыров И.И., Локшин В.А., Мигай В.К., Кирсанов Ю.А., Коротов Е.И., Низамова А.Ш., Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Стефанюк С.А. и другие. Но несмотря на это, совершенствование их конструкций все еще является актуальной задачей, так как эффективность передачи теплоты в существующих моделях вращающихся РВП достаточно низкая. Это один из главных недостатков вращающихся РВП. Из-за низких коэффициентов теплоотдачи, как по воздушной, так и по газовой стороне для обеспечения передачи необходимого количества теплоты вращающиеся РВП имеют большую площадь теплообмена. Поэтому вращающиеся регенеративные

воздухоподогреватели имеют большие габариты и, соответственно, массу. Установлено, что снижение интенсивности процесса теплообмена происходит в результате снижения удельного объема продуктов сгорания по мере их охлаждения, что приводит к уменьшению скорости движения потока газов (числа Рейнольдса), от которой зависит интенсивность процесса теплообмена [77].

**Таблица 1.1. Геометрические и массовые характеристики РВП**

Заводская маркировка	Типоразмер	Диаметр ротора, мм		Диаметр ступицы, мм	Высота набивки, мм		Поверхность набивки, м <sup>2</sup>		Масса ротора с набивкой, т
		наружный	внутренний		холодной	горячей	холодной	горячей	
РВП-3600	3,6	3600	-	422	680	1080	1700	3900	38,6
РВВ-41	4,1	4100	-	800	710	1310	2152	5069	41,7
	4,6	-	-	-	500	2250	2400	14700	-
РВП-5100	5,1	5100	-	650	680	1080	2975	7970	51,3
ВПР-1	5,3	5270	5046	934	600	1420	3500	11100	66,5
ВПР-2	5,3	5280	5046	934	1000	-	6150	-	43,5
РВВ-54	5,4	5400	-	800	710	1310	3867	8948	66,6
	5,6	-	-	-	500	2250	3610	22200	-
	6,2	-	-	-	500	2250	4750	27500	-
РВВ-68	6,8	6800	-	800	710	1310	9600	22150	155,2
ВПР-3	7,2	7126	6900	950	-	2020	-	24200	97,0
ВПР-4	7,2	7126	6900	950	-	1200	-	14900	63,4
ВПР-5	7,2	7126	6900	950	600	1800	7500	2100	130,0
ВПР-6	7,2	7126	6900	950	710	710	7500	9000	84,4
ВПР-7	7,2	7126	6900	950	600	1200	6370	14900	102,0
ВПР-8	7,4	7450	-	1200	600	1200	6150	13350	100,8
ВПР-9	7,4	7450	-	1200	600	2000	7800	23400	141,5
РВП-98	9,8	9800	-	-	600	2400	13250	59900	350

Таблица 1.2. Проходные сечения РВП по газу и воздуху

Заводская маркировка	Типоразмер	Количество секторов			Количество слоев набивки ротора		Расчетные проходные сечения, м <sup>2</sup>			
							“холодная” часть		“горячая” часть	
		все-го	по воздуху	по газам	“горячая” часть	“холодная” часть	по воздуху	по газам	по воздуху	по газам
РВП-3600	3,6	18	8	8	1	1	2,51	3,76	2,69	4,03
РВВ-41	4,1	24	9	13	1	1	3,4	5,0	3,8	5,56
	4,6	-	-	-	-	-	4,25	6,35	4,55	6,81
РВП-5100	5,1	18	7	9	1	1	5,29	7,93	5,67	8,5
ВПР-1	5,3	18	7	9	2	1	-	-	-	-
ВПР-2	5,3	18	7	9	-	2	-	-	-	-
РВВ-54	5,4	24	9	13	1	1	6,1	8,86	6,7	9,7
	5,6	-	-	-	-	-	6,39	9,56	6,85	10,26
	6,2	-	-	-	-	-	7,93	11,88	8,5	12,73
РВВ-68	6,8	24	9	13	2	1	10,17	14,69	11,18	16,15
ВПР-3	7,2	18	6	10	3	-	-	-	-	-
ВПР-4	7,2	18	6	10	2	-	-	-	-	-
ВПР-5	7,2	18	6	10	3	1	-	-	-	-
ВПР-6	7,2	18	6	10	1	1	-	-	-	-
ВПР-7	7,2	18	6	10	2	1	-	-	-	-
ВПР-8	7,4	18	7	9	2	1	-	-	-	-
ВПР-9	7,4	18	7	9	3	1	-	-	-	-
РВП-98	9,8	24	9	9	2	1	26,8	26,8	29,5	29,5

Таблица 1.3. Типоразмеры и количество РВП, устанавливаемых на паровые котлы

Тип парового котла (маркировка по ГОСТ)	Паропроизводительность котла, т/ч	Заводская маркировка	Типоразмер	Количество РВВ, устанавливаемых на котел
БКЗ-160-100ГМ (Е-160/100ГМ)	160	РВП-3600	3,6	2
ТГМ-151/Б (Е-220/100ГМ)	220	РВВ-41	4,1	2
БКЗ-320-140ГМ (Е-320/140ГМ)	320	РВП-5100	5,1	2
ТГМ-84/А (Е-420/140ГМ)	420	РВВ54	5,4	2
ТГМ-96 (Еп-480/140ГМ)	480	РВВ54	5,4	3

Тип парового котла (маркировка по ГОСТ)	Паропро- изводи- тельность котла, т/ч	Заводская маркировка	Типораз- мер	Количество РВВ, уста- навливаемых на котел
ТГМ-94 (Еп-500/140ГМ)	500	РВВ54	5,4	3
ТГМ-104 (Еп-640/140ГМ)	640	РВП-5100	5,1	4
ПК-33 (Пп-640-140)	640	ВПр-2	5,3	4
ПК-47-1 (Пп-640/140ГМ)	640	ВПр-1	5,3	4
ПК-47-3 (Пп-640/140ГМ)	640	ВПр-6	7,2	2
П-56 (Пп-660/140)	660	ВПр-8	7,4	2
ПК-39-II (Пп-950/255)	950	ВПр-3	7,2	4
ПК-41-2 (Пп-950/255ГМ)	950	ВПр-4	7,2	4
П-50-2 (Пп-950/255Ж)	950	ВПр-5	7,2	4
ТГМП-114-2 (Пп-950-255ГМ)	950	РВВ-68	6,8	4
ТПП-110 (Пп-950/255Ж)	950	РВВ-68	6,8	4
ТПП-210А-2 (Пп-950/255Ж)	950	РВВ-68	6,8	4
ТПП-312 (Пп-950/255Ж)	950	РВП-98	9,8	2
ТГМП-314 (Пп-950/255ГМ)	950	РВП-98	9,8	2
ТГМП-324 (Пп-950/255ГМ)	950	РВП-98	9,8	2
П-57 (Пп-1630/255)	1630	РВП-98	9,8	4
ТПП-200-2 (Пп-2500/255Ж)	2500	РВП-68	6,8	10
ТГМП-204 (Пп-2650/255ГМ)	2650	РВП-98	9,8	4
ТГМП-1204 (Пп-3950/255ГМ)	3950	-	14,5	3

Примечания. 1. Типоразмер РВВ определяется значением наружного диаметра ротора. 2. Воздухоподогреватели типов РВВ-41, РВВ-54, РВВ-68, РВП-98 – завод-изготовитель ТКЗ; типов ВПр-1 – ВПр-9 – завод-изготовитель ЗиО; типов РВП-3600 и РВП-5100 – завод-изготовитель БКЗ.

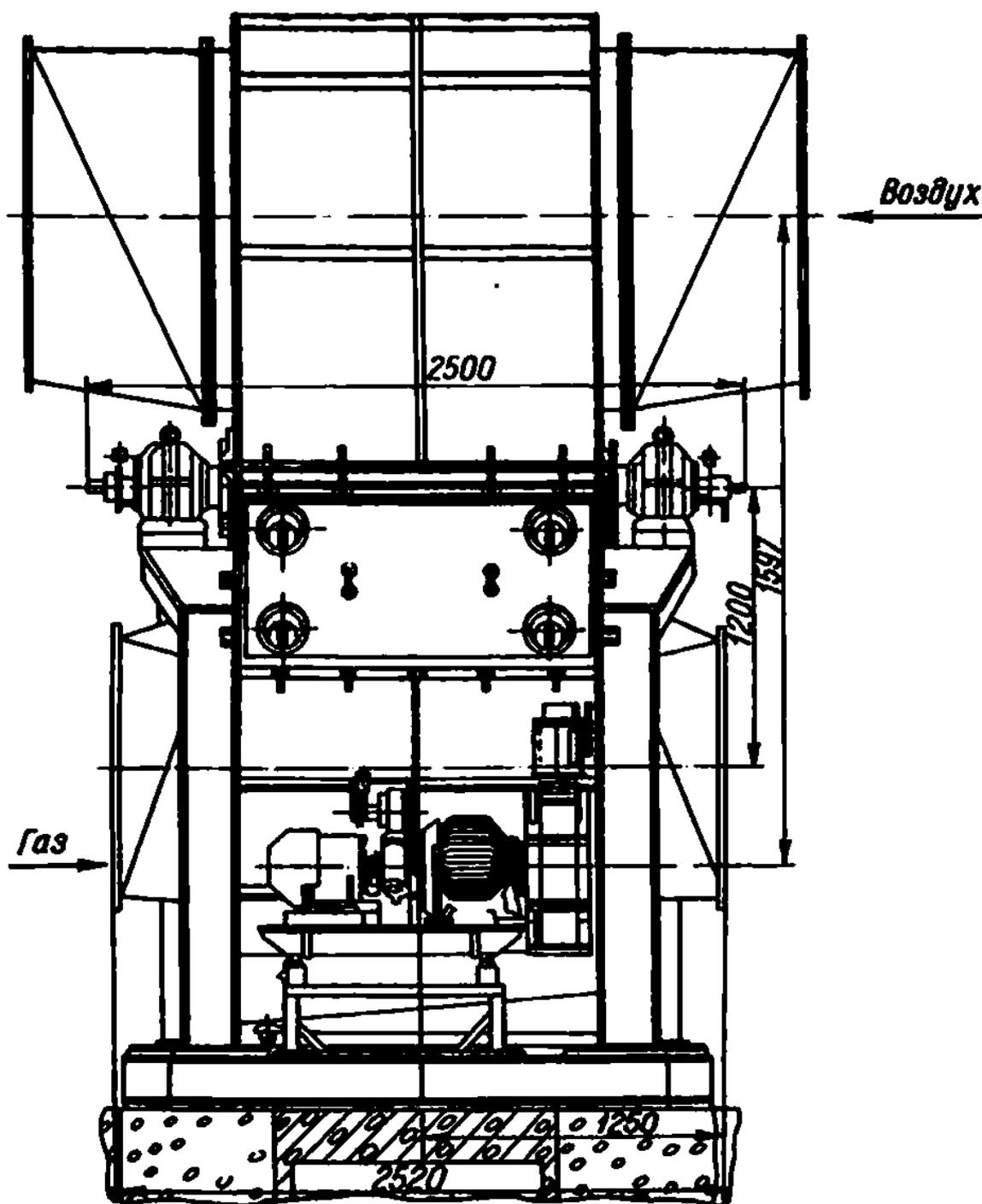


Рис. 1.3. Конструкция РВП с горизонтально расположенной осью вращения ротора

Другим немаловажным недостатком вращающихся РВП является высокая величина перетоков воздуха в газовую часть – 20-25% (у трубчатых 5%). В современных вращающихся РВП для уменьшения величины перетоков воздуха разработаны сложные конструкции уплотнений, позволяющие во время температурного расширения ротора сохранять необходимые зазоры между подвижными и ста-

ционными частями РВП.

В настоящее время во вращающихся РВП применяют следующие виды уплотнений: радиальные, аксиальные, окружные или периферийные и газодинамические уплотнения. Радиальные уплотнения представляют собой четыре секторные плиты, установленные на крышках (рис. 1.4) [95]. Они перекрывают два сектора таким образом, чтобы изолировать воздушную часть от газовой и предотвратить перетоки воздуха в газовую часть на торцах ротора. Секторная плита разделена на две части шарниром, который позволяет ей изменять форму в соответствии с неравномерными деформациями ротора и его прогибом.

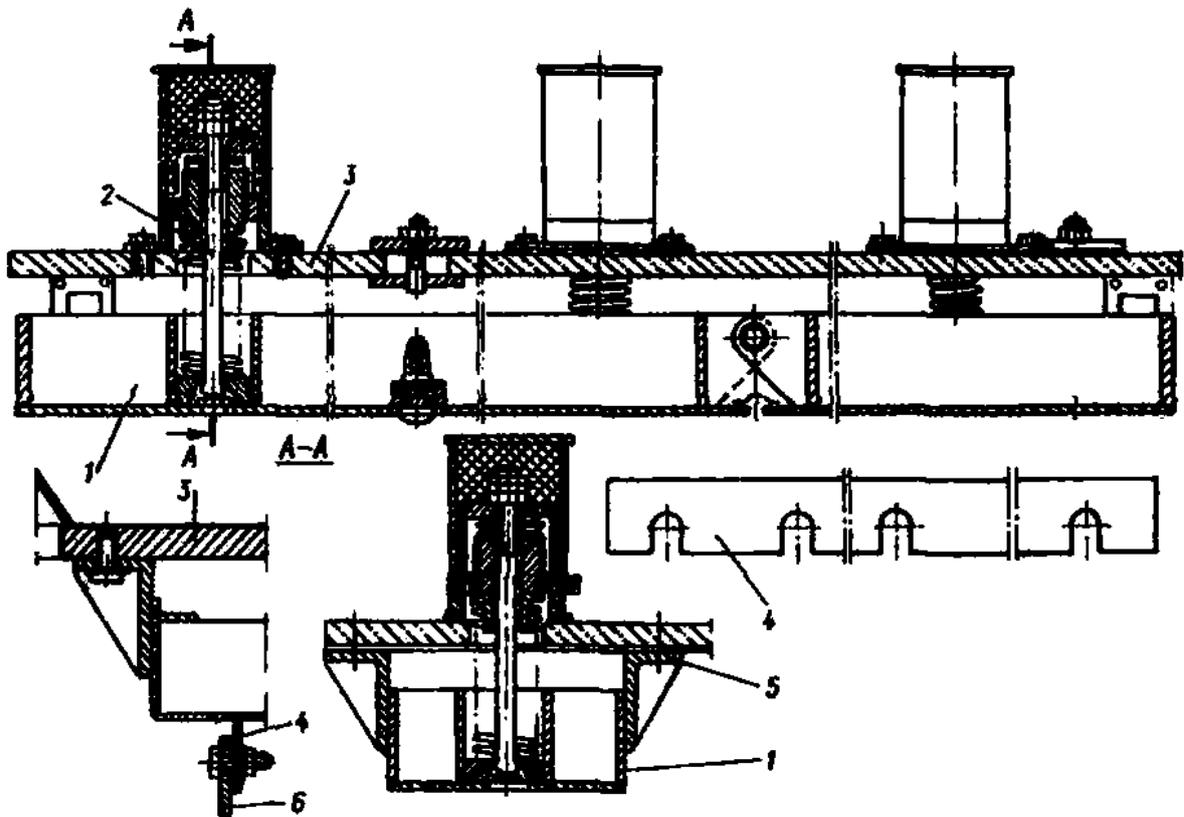


Рис. 1.4. Конструкция радиальных уплотнений:

1 – секторная плита; 2 – регулировочное устройство; 3 – крышка РВП; 4 – полоса радиального уплотнения; 5 – направляющий уголок; 6 – радиальная перегородка ротора

Модели вращающихся РВП с большим диаметром ротора имеют секторные плиты, состоящие из трех частей, соединенных двумя шарнирами. Для обеспечения эффективной работы РВП необходимо проведение регулировки зазора между секторной плитой и полосой радиального уплотнения (рис. 1.4). Регулировка производится при помощи регулирующих устройств, которые состоят из шпильки,

закрепленной одним концом в радиальной плите, стакана на крышке РВП, гаек и пружины. Данное уплотнение эффективно работает при малых значениях диаметров роторов, так как в результате теплового расширения ротора стрела прогиба имеет малые значения. Однако при больших значениях диаметров роторов и переменных режимах работы оборудования величина прогиба ротора принимает большие значения, меняющиеся со временем, что делает регулировку неэффективной мерой по предотвращению перетоков воздуха.

Окружные (периферийные) уплотнения служат для предотвращения перетоков воздуха в пространстве между корпусом (кожухом) и ротором. Данное уплотнение является уплотнением колодочного типа и состоит из направляющих, установленных на крышке и свободно перемещающихся колодок (рис. 1.5).

На эффективную работу окружных уплотнений, также как и радиальных, влияет величина температурных деформаций ротора не только в осевом направлении, но и в радиальном. Для некоторых крупных моделей РВП конструкция окружных уплотнений несколько отличается от представленной выше. Чтобы снизить влияние осевых температурных деформаций ротора на величину зазоров, колодку окружного уплотнения располагают в горизонтальной плоскости, что позволяет в горячем состоянии снизить перетоки воздуха через эти уплотнения. Но в этом случае возрастает величина перетоков воздуха, возникающая вследствие неравномерного радиального расширения.

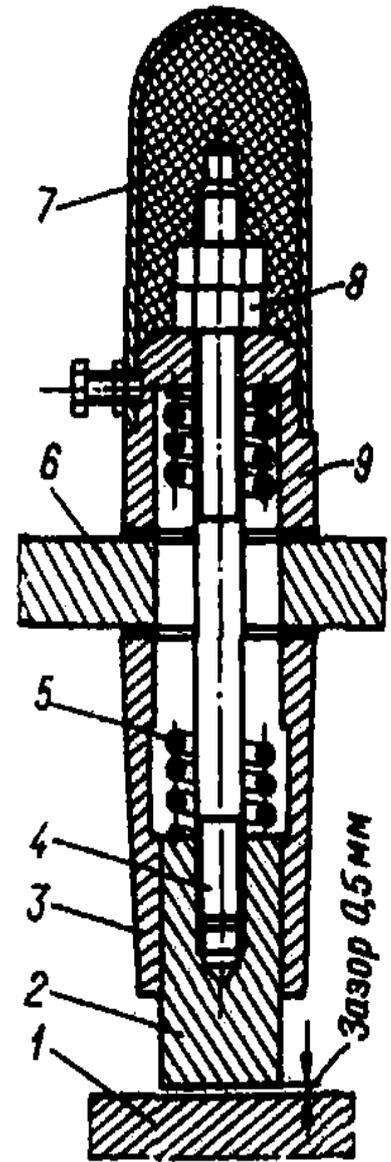


Рис. 1.5. Конструкция окружных уплотнений:

- 1 – фланец ротора; 2 – колодка; 3 – направляющая; 4 – шпилька; 5 – пружина; 6 – фланец крышки; 7 – защитный колпачок; 8 – гайка; 9 – направляющий колпачок

Вдоль образующих ротора устанавливаются аксиальные уплотнения. Аксиальные уплотнения разработаны с целью предотвращения кольцевых перетоков воздуха в пространстве между ротором и корпусом (кожухом) (рис. 1.6). Аксиальные плиты коробчатой конструкции, помещенные в направляющие, могут быть установлены с небольшим зазором относительно планок, прикрепленных к ребрам обечайки ротора.

Помимо механического способа снижения величины перетоков воздуха во вращающихся РВП разработан газодинамический способ, основанный на отсосе дымовых газов в воздушную часть. При использовании газодинамического способа осуществляется подача продуктов сгорания через радиальные уплотнения, что снижает присосы воздуха на 20-22%

по сравнению с использованием только механического способа. Дымовые газы с помощью вентилятора подаются на воздушную сторону РВП через сопла, расположенные вдоль радиальных и аксиальных плит. При этом происходит отделение воздушного потока слоем дымовых газов от уплотнительных плит. Возникающие при этом перетоки обеспечиваются только слоем дымовых газов. Таким образом, общее количество воздуха перетекшего в газовую часть снижается. Недостаток данного способа уплотнения заключается в усложнении и удорожании конструкции вращающегося РВП, периодической регулировке и установке дополнительных вентиляторов.

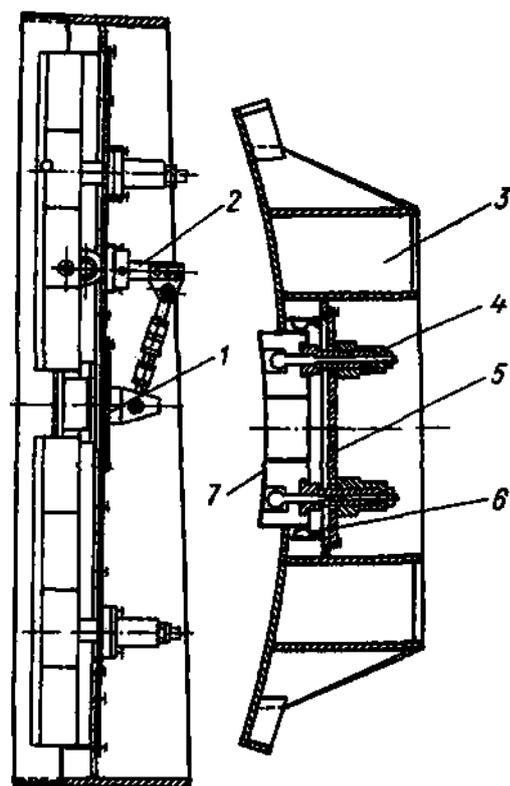


Рис. 1.6. Конструкция аксиальных уплотнений:

1 – люк; 2 – устройство для подъема плиты; 3 – щит; 4 – регулировочное устройство; 5 – крышка; 6 – уплотнение плиты; 7 – плита аксиального уплотнения

## 1.2. Конструкции теплообменных поверхностей вращающихся РВП

Как было отмечено выше, процессы теплообмена между продуктами сгорания и воздухом во вращающихся регенеративных воздухоподогревателях происходят посредством периодического обдува потоками теплообменных сред поверхности нагрева – набивки. Набивку вращающегося РВП обычно выполняют в виде волнистых стальных листов и гладких дистанционирующих листов толщиной 0,5-1,5 мм. На рис. 1.7 приведены три вида профилей листов набивок. Профиль набивки, представленный на рис. 1.7, а, используется в качестве теплообменной поверхности в горячей части РВП и состоит из волнистого листа и гладкого дистанционирующего листа. Данный профиль набивки вращающегося РВП характеризуется низкой эффективностью процессов теплообмена [11]. Позднее была разработана интенсифицированная набивка (рис. 1.7, б). В интенсифициро-

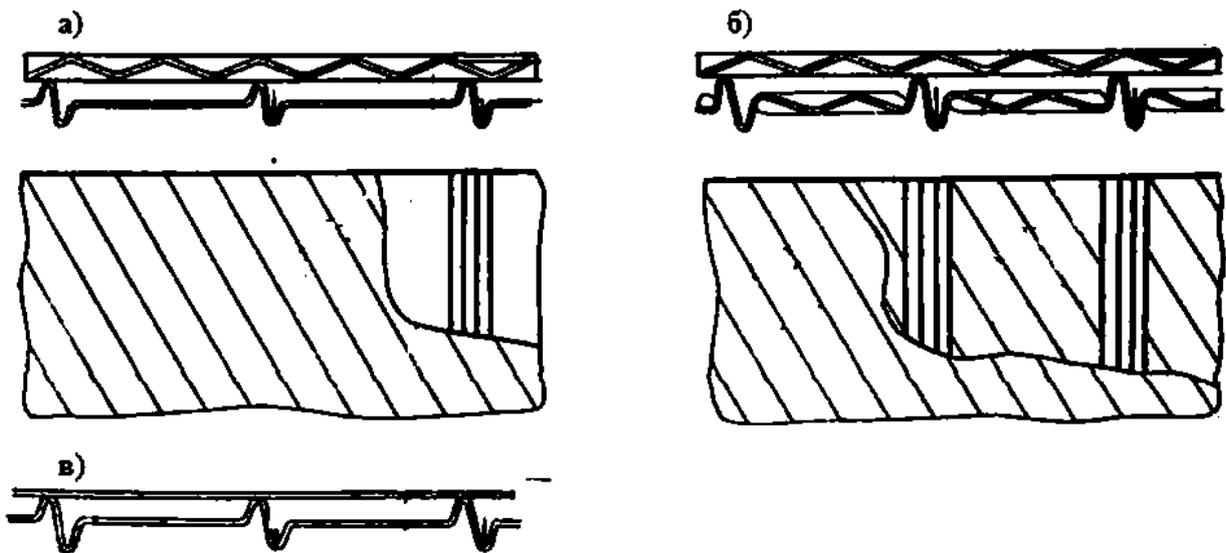
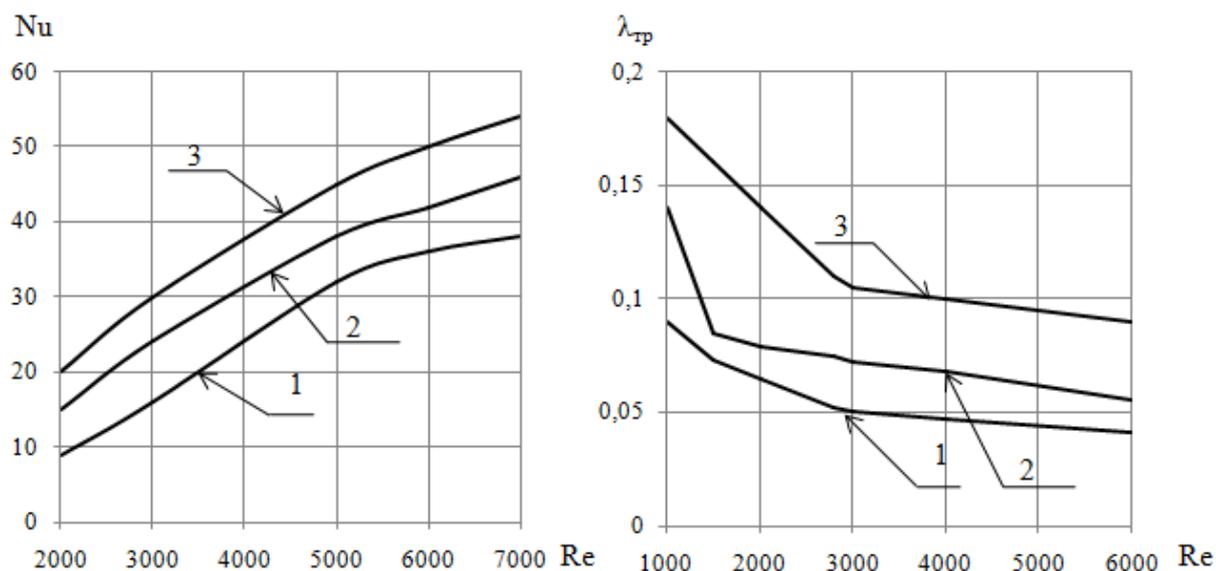


Рис. 1.7. Конструкции набивок выполненные из стальных листов:

а) набивка горячих пакетов с гладким дистанционирующим листом; б) набивка горячих пакетов с волнистым дистанционирующим листом; в) набивка холодных пакетов  
 ванной набивке профиль дистанционирующего листа волнистый, что способствует более интенсивному завихрению потоков в каналах и увеличению интенсивности процессов теплообмена вследствие повышения коэффициентов теплоотдачи. Однако в низкотемпературных зонах вращающихся регенеративных воздухоподогревателей, где существует возможность загрязнения поверхностей нагрева, а также сильное коррозионное воздействие при сжигании высокосернистых топлив, применяют набивку из упрощенного профиля (рис. 1.7, в), при этом толщина ли-

стов составляет 1,2-1,5 мм. Очевидно, что основными параметрами, влияющими на теплотехнические показатели набивки, являются геометрические размеры волн – высота и шаг.



**Рис. 1.8.** Экспериментальные зависимости критерия Nu и коэффициента гидравлического сопротивления  $\lambda_{тр}$  от числа Re для набивок: 1 - набивка холодных пакетов; 2 - набивка горячих пакетов с гладким дистанционирующим листом; 3 - набивка горячих пакетов с волнистым дистанционирующим листом

На рис. 1.8 представлены экспериментальные зависимости критерия Nu и коэффициента трения  $\lambda_{тр}$  от числа Re для конструкций набивок, представленных на рис. 1.7. Основные характеристики поверхностей нагрева, выполненных из стальных листов, приведены в таблице 1.4. Коэффициенты теплоотдачи для газовой и воздушной части набивки вращающегося РВП рассчитываются по формуле:

**Таблица 1.4.** Основные характеристики поверхностей нагрева, выполненных их стальных листов

Характеристика	Вариант профиля набивки (рис.1.7)		
	а	б	в
Эквивалентный диаметр канала, мм	7,8	9,6	9,8
Толщина листа, мм	0,5-0,7	0,5-0,7	1,2-1,5
Коэффициент свободного сечения	0,86	0,89	0,81
Удельная поверхность нагрева, $\text{м}^2/\text{м}^3$	440	365	325

Удельная масса набивки, кг/м <sup>3</sup>	1030	850	1600
Коэффициент А (см. формулу (1,1))	0,027	0,027	0,021
Коэффициент гидравлического сопротивления	0,6·Re <sup>-0,25</sup> при Re≥1400 33·Re <sup>-0,8</sup> при Re<1400	0,78·Re <sup>-0,25</sup> при Re≥2800 5,7·Re <sup>-0,5</sup> при Re>2800	0,35·Re <sup>-0,25</sup> при Re≥1400 90/Re при Re<1400

$$\alpha = A \cdot \frac{\lambda}{d_3} \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot C_t \cdot C_l, \quad (1.1)$$

где  $A$  - коэффициент, определяемый типом набивки;

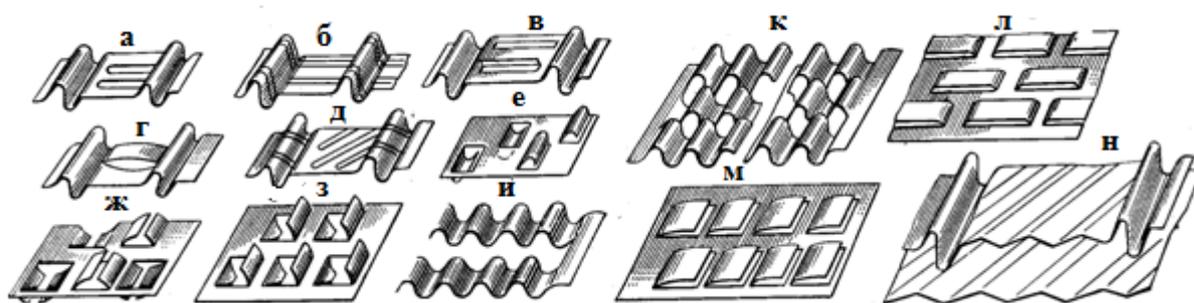
$\lambda$  - коэффициент теплопроводности теплоносителя;

$d_3$  - эквивалентный диаметр набивки;

Re - число Рейнольдса;

Pr - число Прандтля;

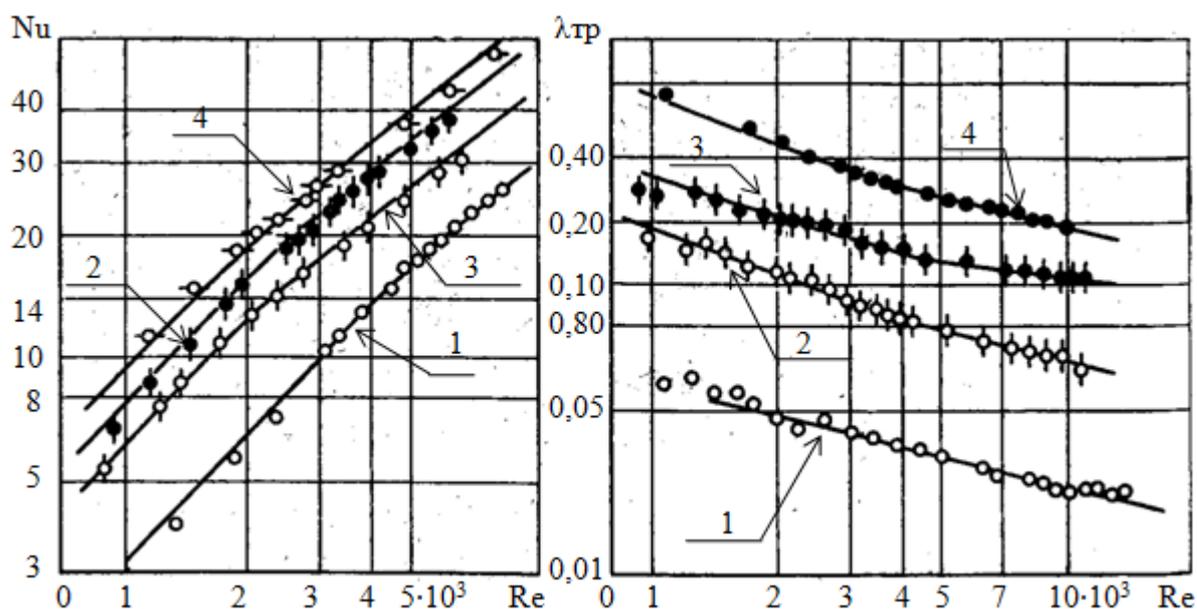
$C_t, C_l$  - поправки, учитывающие влияние температурного фактора и относительной длины канала.



**Рис. 1.9. Перфорированные поверхности нагрева разработанные ЦКТИ:**  
 а - в - дистанционирующий лист с поперечными прорезями; г - дистанционирующий лист с гнутой перемычкой; д – дистанционирующий лист с косыми прорезями; е – з – лист с прерывистым дистанционированием; и, к – дистанционирующий лист гребенчатого типа; л, м – прерывистый гладкий; н – сплошной волнистый

Интенсификация процессов теплообмена, в набивках вращающихся РВП является актуальной задачей. Центральным котлотурбинным институтом (ЦКТИ) разработаны перфорированные поверхности нагрева (рис. 1.9). В таких набивках турбулизация потоков воздуха и продуктов сгорания осуществляется путем пре-

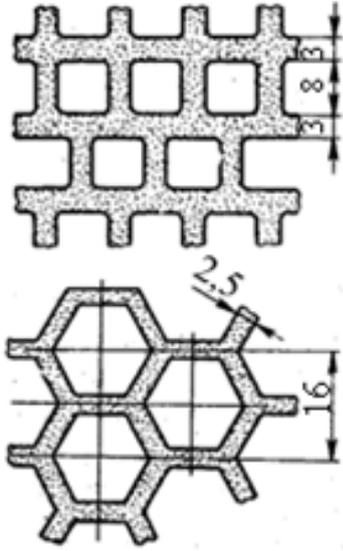
рывания поверхностей нагрева. На рис. 1.10 представлены экспериментальные зависимости критерия  $Nu$  и коэффициента гидравлического сопротивления  $\lambda_{тр}$  от числа  $Re$  для нескольких вариантов набивок, разработанных ЦКТИ [11].



**Рис. 1.10.** Экспериментальные зависимости критерия  $Nu$  и коэффициента гидравлического сопротивления  $\lambda_{тр}$  от числа  $Re$  для набивок: 1 – с гладким треугольным каналом; 2, 3 – с перфорированными каналами (ЦКТИ); 4 – с комбинированным каналом

Результаты экспериментальных исследований показывают, что применение перфорации позволяет увеличивать тепловосприятие, по сравнению с набивкой, представленной на рис. 1.7, а, на 30-40% и по сравнению с набивкой, представленной на рис. 1.7, б, на 20%. Однако для набивки ЦКТИ наблюдается незначительное возрастание аэродинамического сопротивления.

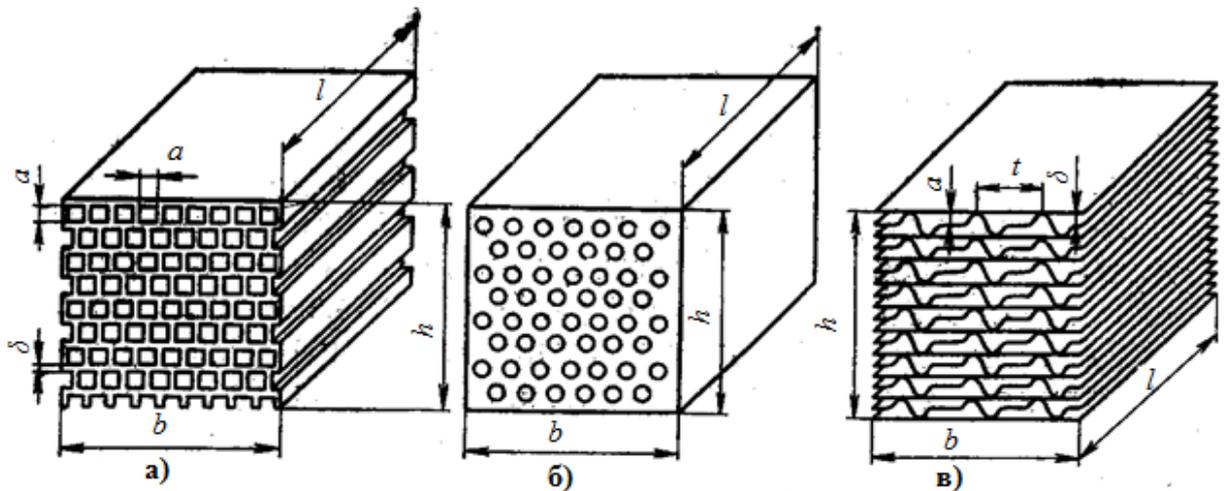
Установлено, что одним из главных недостатков существующих конструкций холодных набивок РВП является недостаточная эффективность теплообмена. Помимо этого существует еще одна немаловажная проблема – низкотемпературная коррозия холодных частей теплообменных поверхностей нагрева. Предварительный подогрев дутьевого воздуха на входе в РВП калориферными установками позволяет лишь частично снизить интенсивность коррозирования, но не решает проблему в целом. Хороший результат получается при применении поверхностей нагрева, покрытых защитной кислотостойкой эмалью. В холодной части РВП возможно применение эмалированной набивки, имеющей профиль, изображен-



**Рис. 1.11. Поперечное сечение керамических блоков с квадратными и шестигранными каналами**

ный на рис. 1.7, б. При этом срок службы набивки возрастает примерно в 2 раза. В процессе эксплуатации эмаль подвергается воздействиям сред с меняющимися температурами и абразивному износу. Особенно подвержена разрушению эмаль в зонах с малым радиусом кривизны поверхности, в местах кромок и гибов. Однако следует отметить, что при использовании эмалированных набивок снижается шероховатость теплообменной поверхности листа. При этом аэродинамическое сопротивление снижается на 10%, а теплосъем – на 7%.

Для обеспечения надежной и долговечной защиты от коррозии холодные поверхности нагрева набивок вращающихся РВП можно изготавливать из инертного материала, например керамики. В этом случае поверхность нагрева выполняют в виде блоков с каналами различной формы и размеров (рис. 1.11).



**Рис. 1.12. Блоки поверхностей нагрева: а – керамический; б – фарфоровый; в - металлическая набивка с гладкими каналами**

В результате проведенных экспериментальных исследований набивок из керамических и фарфоровых блоков (рис. 1.12) было установлено, что их теплотехнические и аэродинамические характеристики близки к характеристикам набивок из стальных листов (рис. 1.13). Недостатками керамической набивки являются повышенная склонность к загрязнению и закупориванию каналов, что приводит к

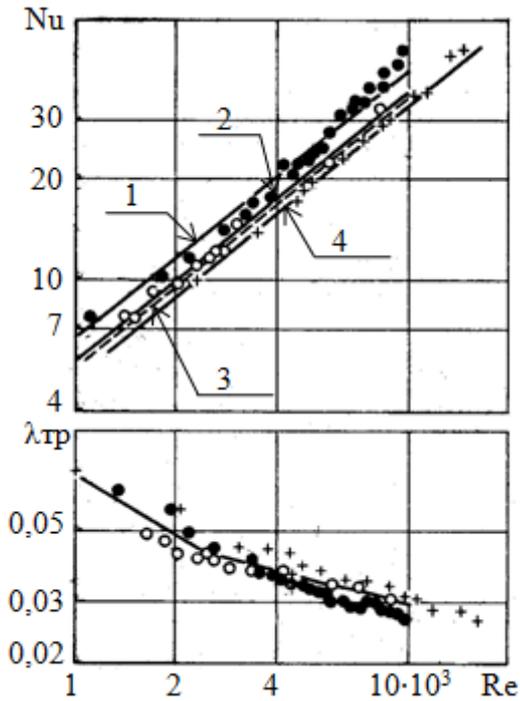


Рис. 1.13. Результаты экспериментального обследования:  
1 – керамическая набивка с квадратными каналами; 2 – керамическая с шестигранными каналами; 3 – металлическая набивка; 4 – фарфоровая с цилиндрическими каналами

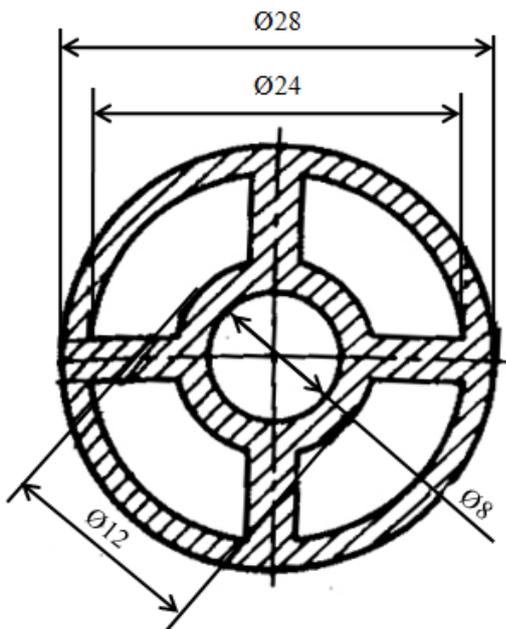


Рис. 1.14. Фарфоровая трубка для холодной части РВП

– поверхность нагрева одной трубки,  $m^2$  – 0,125;

повышению аэродинамического сопротивления и ухудшению теплосъема, а также трудоемкость изготовления и высокая стоимость.

Необходимо отметить, что данный тип набивки требует специальной керамики с проверкой ее свойств, так как строительная керамика быстро разрушается под воздействием серной кислоты. Конструктивные характеристики блоков представлены в таблице 1.5.

Таганрогским котельным заводом (ТКЗ) была разработана набивка, выполненная в форме фарфоровых трубок длиной 500 мм (рис. 1.14) [11]. Набивка была установлена в холодной части ротора РВП диаметром 5,4 м. Согласно результатам испытаний установлено, что теплотехнические характеристики данной набивки также близки к характеристикам набивки из стальных листов, но аэродинамическое сопротивление при этом выше, в связи с меньшим живым сечением из-за большей толщины стенки.

Основные конструктивные характеристики данной поверхности нагрева представлены ниже:

– число трубок в холодном слое РВП – 23750;

– поверхность нагрева холодного слоя,  $m^2$  – 2970;

Таблица 1.5. Конструктивные характеристики поверхностей нагрева вращающихся РВП

Характеристика	Керамический блок		Фарфоровый блок	Металлическая набивка
	Квадратные каналы	Шестигранные каналы		
Высота $h$ , мм	219	216	164	265
Ширина $b$ , мм	222	230	140	250
Относительная длина $l/d_э$	23,1	35	51,4	40,6
Двусторонняя поверхность нагрева $H$ , м <sup>2</sup>	2,48	3,77	2,14	7,62
Свободное сечение для прохода воздуха $F$ , м <sup>2</sup>	0,027	0,027	0,0104	0,055
Масса, кг	8,45	13,5	12,8	34,6
Эквивалентный диаметр $d_э$ , мм	7,8	7,9	8,5	9,8
Толщина стенки $\delta$ , мм	3	3	5	1,2
Удельная поверхность нагрева $S$ , м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	280	280	210	290

- средняя толщина стенки, мм – 2,2;
- плотность, г/м<sup>3</sup> – 2,28;
- эквивалентный диаметр, мм – 7,7;
- масса одной трубки, г – 333,6.

Помимо вышеуказанных недостатков общими недостатками неметаллических набивок являются следующие: хрупкость, затруднительная очистка, трудоемкость ремонтных и монтажных работ, низкие значения коэффициентов теплопроводности керамики и фарфора по сравнению со сталью.

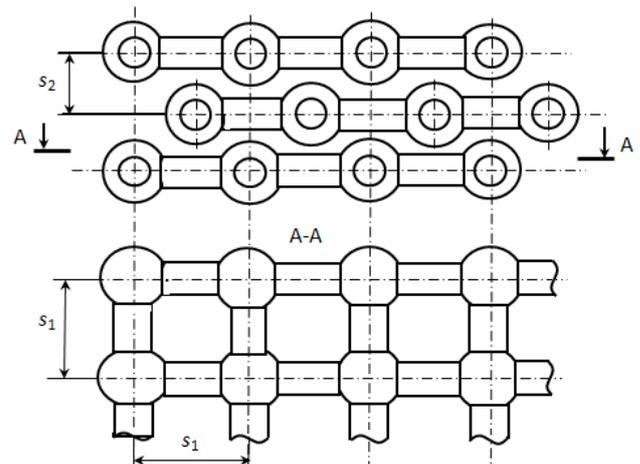


Рис. 1.15. Схема шаростержневой набивки

С целью решения проблемы интенсификации теплообмена в каналах набивок РВП И. А. Боткачиком была разработана набивка, составленная из литых стальных шаров [152], соединенных между собой цилиндрическими стержнями, образующими квадратные ячейки (рис. 1.15). Шаростержневые решетки устанавливаются в глубине ротора в шахматном порядке;  $S_1$  и  $S_2$  - соответственно поперечный и продольный шаг. Установка данной конструкции набивки позволяет увели-

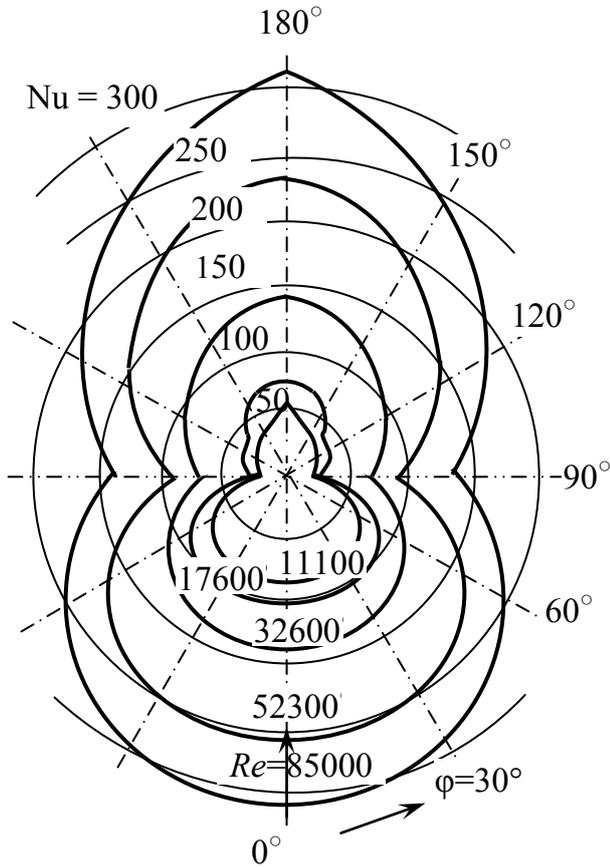


Рис. 1.16. Изменение коэффициента теплоотдачи по окружности цилиндра при различных значениях числа  $Re$  (в полярных координатах)

чить  $S_1$  и  $S_2$  соответственно поперечный и продольный шаг. Установка данной конструкции набивки позволяет увели-

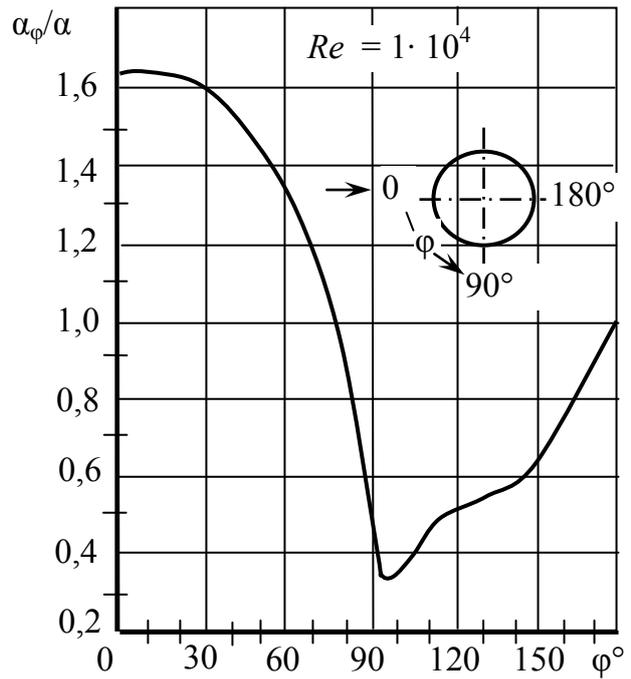


Рис. 1.17. Изменение относительного коэффициента теплоотдачи по окружности цилиндра

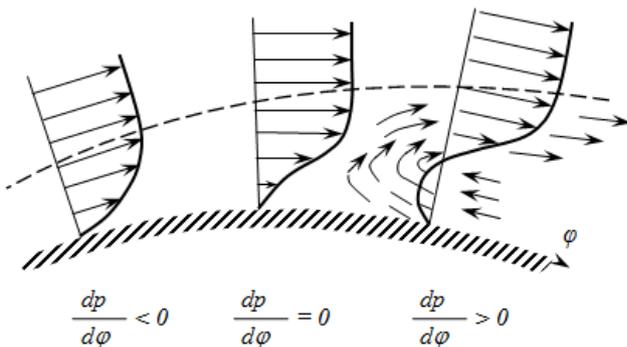


Рис. 1.18. Распределение скоростей у поверхности цилиндра и образование возвратного течения

чить более чем в три раза коэффициенты теплоотдачи при неизменной величине аэродинамического сопротивления, снижается масса и объем набивки [119]. Но, как известно, цилиндрическая и шаровая поверхности не являются формами оптимальными для интенсивного осуществления процессов теплообмена, а также они не являются оптимальными с точки зрения аэродинамики.

Если проанализировать характер изменения числа Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса по окружности цилиндра на основе графиков, приведенных в [53, 97] (рис.1.16, 1.17, 1.18), то можно сделать следующие выводы:

- при малых числах Рейнольдса ( $500 \leq Re \leq 20000$ ), которые обычно имеют место в рассматриваемых нами РВП, достаточно высокие коэффициенты теплообмена наблюдаются лишь на одной трети поверхности цилиндра в лобовой его части ( $\varphi=0^\circ$ ), где толщина пограничного слоя наименьшая;

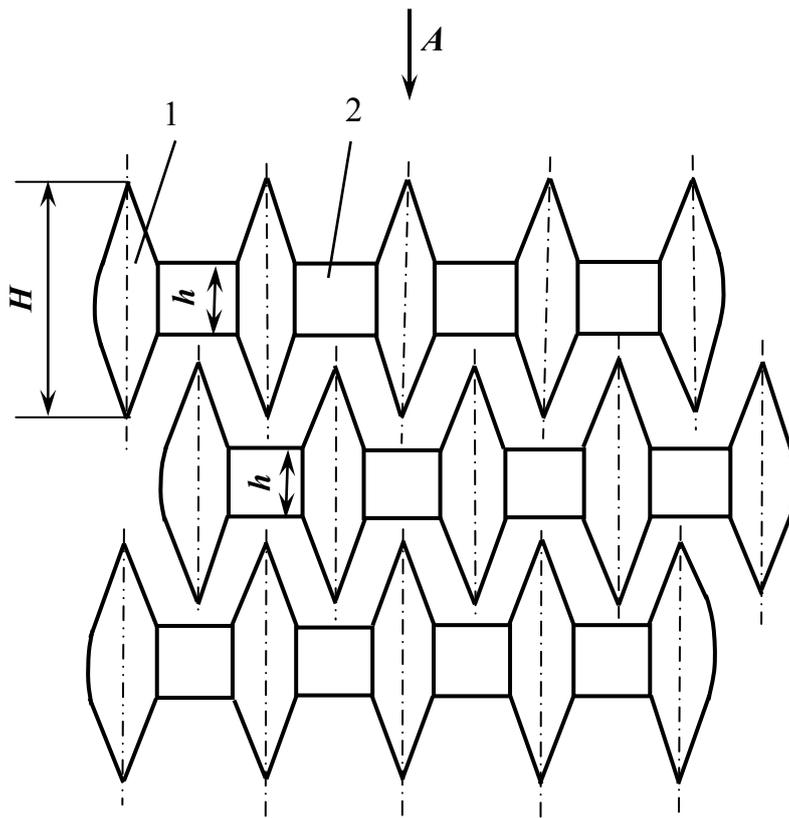
- на боковых поверхностях цилиндра, вследствие увеличения толщины пограничного слоя, интенсивность теплообмена резко падает и при  $\varphi=90 \div 100^\circ$  достигает минимума (см. рис.1.16, 1.17);

- в кормовой (вихревой) части трубы теплоотдача вновь возрастает вследствие интенсивного вихреобразования.

Аналогичная картина складывается и для шаровой поверхности теплообмена.

Конструкция набивки, представленная на рис. 1.19, была предложена Кудиновым А. А., Кудиновым В. А. и разрабатывалась с учетом недостатков шаростержневой набивки [153]. Она имеет более обтекаемую форму для снижения аэродинамического сопротивления и повышения теплотехнических качеств.

Теплообменная поверхность содержит систему решеток – набивку. Решетки состоят из ромбических тел, соединенных между собой перемычками, образующими квадратные или прямоугольные ячейки. Перемычки выполнены в виде стержней, имеющих ромбическую форму поперечного сечения. Вершины ромбических тел и ромбических перемычек расположены по направлению потока теплоносителей.



Вид А

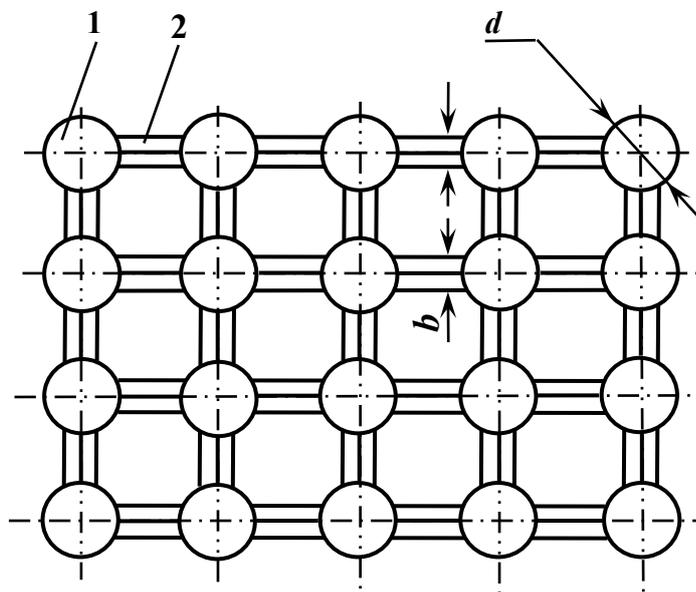
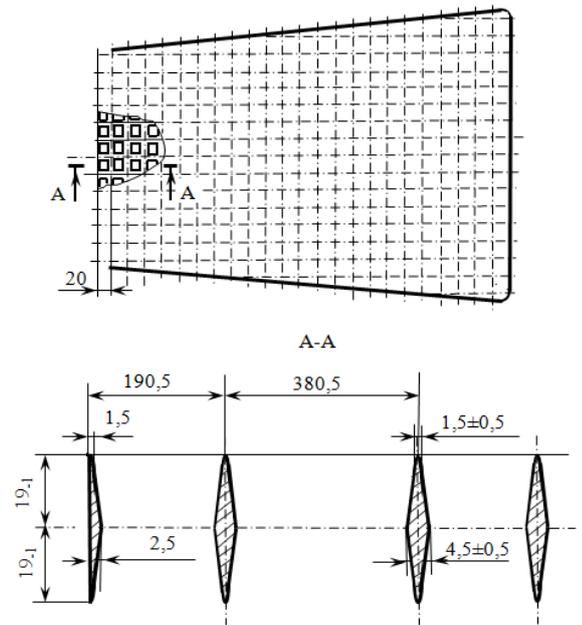


Рис. 1.19. Схема теплообменной поверхности:  
1 – ромбические тела; 2 – ромбические перемычки

Решетки могут быть изготовлены из металла с покрытием или без него, а также из керамики или другого коррозионно-стойкого материала. Устройство набивки регенеративного воздухоподогревателя в форме решеток, выполненных

из ромбических тел, которые соединены стержнями-перемычками, имеющими ромбическую форму поперечного сечения, позволяло снизить гидравлические сопротивления, интенсивность и количество отложений золы и других загрязнений путем создания безотрывных течений потоков теплоносителей в решетках набивки, а также дополнительно интенсифицировать конвективный теплообмен за счет уменьшения толщин тепловых пограничных слоев на поверхностях теплообменных элементов набивки, что повышает эффективность работы теплообменной поверхности. Наиболее эффективные результаты по организации конвективного теплообмена могут быть достигнуты при устройстве набивки таким образом, чтобы ромбические тела в соседних решетках располагались в шахматном порядке, а их вершины были направлены по ходу потоков теплоносителей.

Для достижения высоких показателей, характеризующих процессы теплообмена, и низкого значения аэродинамического сопротивления была разработана и применена на практике на РВП-54 Новокуйбышевской ТЭЦ-2 набивка, выполненная в виде набора решеток, которые состоят из стержней ромбической формы (рис. 1.20) [77, 128]. Данная конструкция теплообменной поверхности является приближенной по форме к теплообменной поверхности изображенной на рис. 1.19 и, в отличие от шаростержневой, является более эффективной за счет применения поперечного профиля в форме ромба, так как этот профиль по очертанию наиболее приближен к оптимальному по аэродинамическому сопротивлению профилю. Эффективность набивки, данной конструкции, была подтверждена в ряде опытов, а также в практическом применении на вращающемся регенеративном воздухоподогревателе энергетического котла ТГМ-84 Новокуйбышевской ТЭЦ-2.

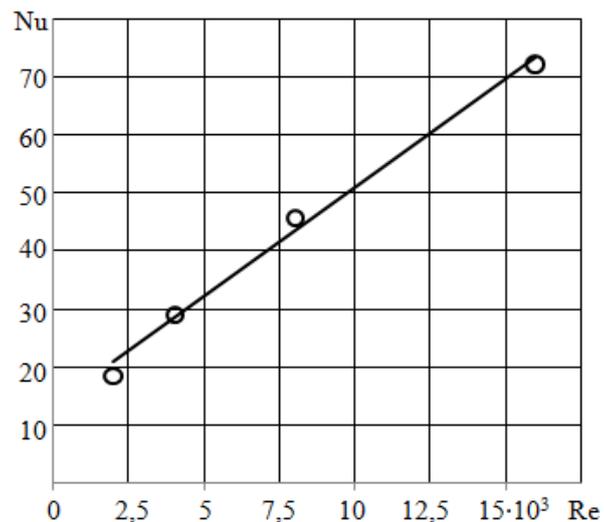


**Рис. 1.20. Схема набивки из ромбических стержней**

На рисунке 1.21 представлена экспериментальная зависимость критерия  $Nu$  от числа  $Re$  для набивки из ромбических стержней [128].

Улучшить теплотехнические и аэродинамические показатели работы вращающихся РВП удалось специалистам ООО «СМК «Альтернатива», путем применения листовой набивки с усовершенствованным профилем [65]. В 2006 году на РВП котла ТГМ-84А ст. № 5 Балаковской ТЭЦ-4 (филиал ОАО «Волжская ТГК») бы-

ли проведены испытания с применением данной набивки. Целью испытаний являлось получение опытных данных по теплообмену и аэродинамическим сопротивлениям усовершенствованной набивки в реальных условиях эксплуатации, а также определение технико-экономической эффективности РВП с листовой набивкой усовершенствованного профиля. Результаты испытаний РВП подтвердили высокую тепловую эффективность интенсифицированной набивки усовершенствованного профиля производства ООО «СМК» Альтернатива» и ранее рекомендованную методику для определения коэффициентов теплоотдачи исследованных набивок. Разработанная набивка имеет ряд конструктивных особенностей. Пакеты набивки набираются из пар листов. Первый – гофрированный металлический лист с наклоном профиля  $30^\circ$  к направлению потока. Второй – дистанционирующий лист, который кроме таких же волн имеет продольные гофры, обеспечивающие дистанционирование листов друг от друга. Параметры профиля отличаются от параметров известных аналогов увеличенной высотой волны и гофра и уменьшенным шагом между гофрами [65]. Интенсивность теплообмена в горячем слое листовой набивки с усовершенствованным профилем выше в 1,2 - 1,25 раза, в холодном - в 2,0-2,2 раза по сравнению со стандартной набивкой [11].



**Рис. 1.21.** Экспериментальная зависимость критерия  $Nu$  от числа  $Re$  для набивки из ромбических стержней

Анализируя критериальные зависимости безразмерного коэффициента теплоотдачи поверхностей нагрева, выполненных из штампованных стальных листов, и поверхностей нагрева в виде решеток (шаростержневых и ромбических), можно сделать вывод о том, что с точки зрения эффективности теплообмена более перспективными являются поверхности теплообмена выполненные из решеток. Однако необходимо учитывать тот факт, что технология отливания металла является более дорогостоящей процедурой, чем процесс штампования стальных листов. Поэтому при выборе конструкции набивки целесообразным является проведение технико-экономических обоснований с учетом срока службы каждого вида теплообменной поверхности.

### 1.3. Выводы

1. Представлены основные конструкции вращающихся РВП. Показано, что в настоящее время вращающиеся РВП представляют собой актуальный объект научных исследований, ввиду широкого их применения в энергетике и наличия причин, вызывающих неэффективность работы. Дана характеристика применяемым конструкциям уплотнений, определены причины, вызывающие значительные перетоки воздуха в газовую часть, приводящие к снижению КПД котельного агрегата. Представлен анализ состояния проблемы в области повышения эффективности конструкций вращающихся регенеративных воздухоподогревателей.

2. Дана характеристика различным типам теплообменных поверхностей, применяемым во вращающихся РВП. Установлено, что в развитии поверхностей нагрева имеются положительные результаты по применению новых типов теплообменных набивок, однако изготовление некоторых из них является дорогостоящим технологическим процессом, что затрудняет широкое их использование.

3. Обзор и анализ работ в области повышения эффективности вращающихся РВП позволяет определить направления исследований диссертационной работы, направленные на разработку перспективных конструкций вращающихся РВП энергетических котлов, обеспечивающих повышение эффективности и экономичности их работы.

#### 1.4. Постановка задач исследования

В соответствии с целью работы и на основании проведенного анализа состояния проблемы в области повышения эффективности вращающихся РВП, были поставлены следующие задачи исследования:

- обследование и анализ работы вращающихся регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов БКЗ-420-140 НГМ ст. № 3, ст. № 5 Самарской ТЭЦ;
- разработка перспективных конструкций вращающихся РВП в форме прямого усеченного конуса и двухпоточного двухходового регенеративного воздухоподогревателя, позволяющих повысить эффективность работы воздухоподогревателей и энергетических котлов ТЭС;
- разработка математических моделей, описывающих процессы теплообмена на поверхностях нагрева предлагаемых конструкций РВП, и программ теплового и аэродинамического расчетов на ЭВМ новых перспективных конструкций вращающихся РВП;
- исследование процессов теплообмена во вращающемся регенеративном воздухоподогревателе в форме прямого усеченного конуса и в двухпоточном двухходовом регенеративном воздухоподогревателе;
- экономическое обоснование применения предлагаемых перспективных конструкций вращающихся РВП в форме прямого усеченного конуса и двухпоточного двухходового воздухоподогревателя;
- разработка перспективных конструкций теплообменных поверхностей вращающихся РВП энергетических котлов.

## Глава вторая

# ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВРАЩАЮЩИХСЯ РВП И РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЕТОВ

## 2.1. Проведение экспериментального обследования режимов работы воздухоподогревателей Самарской ТЭЦ

### 2.1.1. Цели и задачи экспериментального обследования

С целью исследования процессов теплообмена, в существующих конструкциях вращающихся РВП, было проведено экспериментальное обследование энергетических котлов ст. №№ 3, 5 типа БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, снабженных регенеративными воздухоподогревателями типа РВП-54. Экспериментальное обследование энергетических котлов проводилось в октябре-ноябре 2011 г. персоналом Самарского филиала ОАО «Волжская ТГК» совместно с режимной группой ПТО и работниками КТЦ Самарской ТЭЦ с целью корректировки режимных карт котлов после проведения капитальных ремонтов.

Цели экспериментального обследования:

1. Определение параметров теплоносителей на входе в РВП и на выходе из РВП при различных нагрузках котельного агрегата;
2. Определение основных технико-экономических параметров работы котельных агрегатов при работе на различных нагрузках;
3. Исследование тепловых режимов работы и определение аэродинамических сопротивлений вращающихся РВП;
4. Анализ работы уплотнительных механизмов вращающихся РВП.

Задачи экспериментального обследования:

1. Проведение инструментальных замеров параметров дутьевого воздуха, продуктов сгорания, воды и пара;
2. Установка режимов работы котлоагрегатов в диапазоне нагрузок от 210 т/ч до 420 т/ч по пару.

### 2.1.2. Описание натурной установки

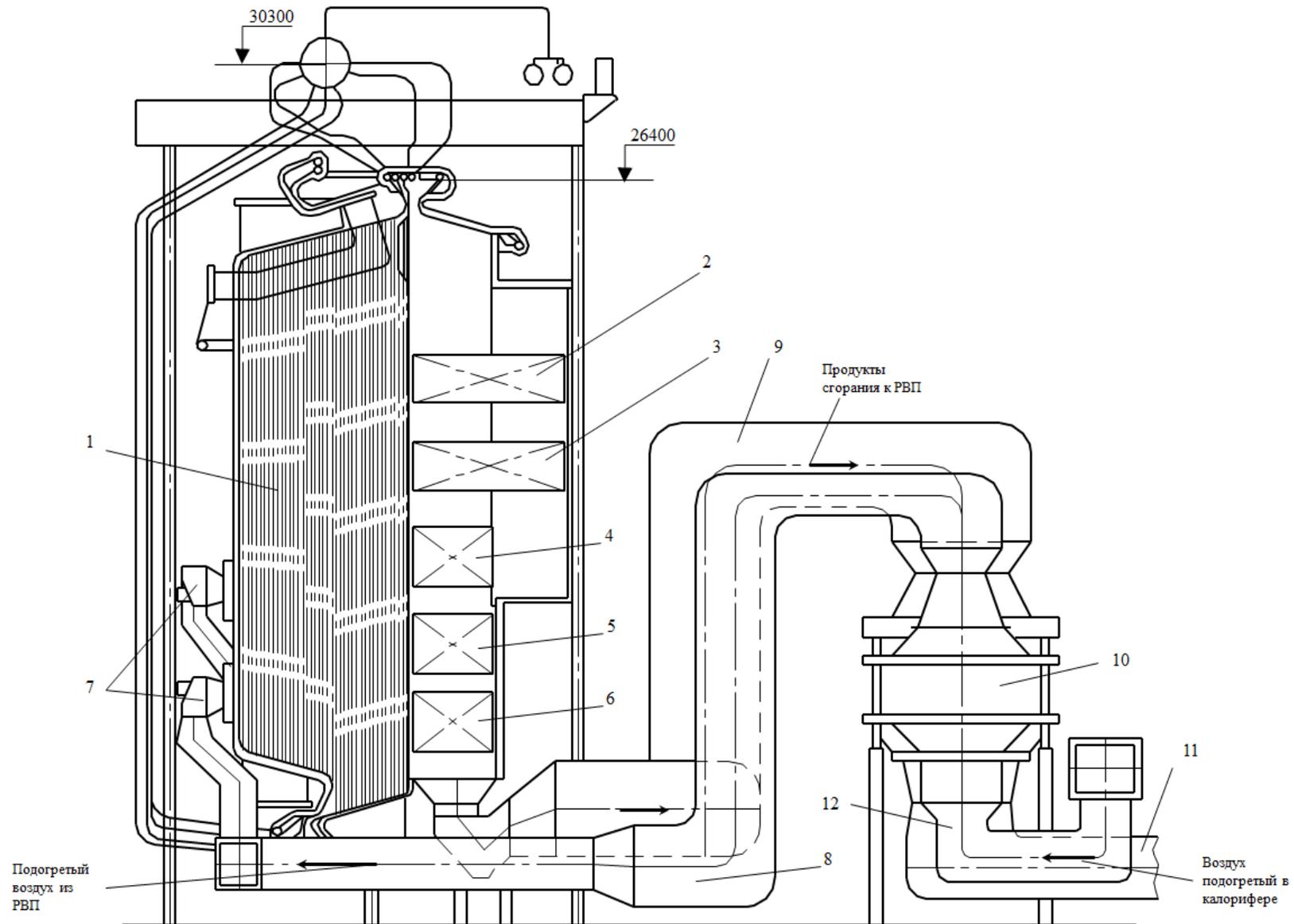
Схема натурной установки, на которой проводилось экспериментальное обследование, представлена на рис. 2.1. Экспериментальное обследование заключалось в измерении параметров воздуха и продуктов сгорания в контрольных точках газоздушного тракта котла. Во время обследования энергетические котлы ст. №№ 3, 5 Самарской ТЭЦ работали в семи различных режимах работы. Каждый режим характеризовался определенным значением паропроизводительности энергетического котла.

Рециркуляция горячего воздуха на всас дутьевых вентиляторов (ДВ) не использовалась. В работе находился один вентилятор рециркуляции газов (ВРГ). Равномерность подачи газов рециркуляции в воздухопроводы по сторонам котлов (в ассиметричной схеме) обеспечивалась прикрытием шиберов на стороне работающего ВРГ. Загрузка ВРГ сопровождалась контролем содержания кислорода в воздухопроводах горелок, концентрация которого не опускалась ниже 16,5 %.

При паропроизводительности котлов от 420 до 290 т/ч в работе находилось 8 горелок. При паропроизводительности менее 290 т/ч отключались 2 горелки нижнего яруса - №№ 1, 4, при этом газовые заслонки всех работающих горелок были открыты на 100 % .

На всех нагрузках воздушные шиберы включенных горелок были открыты на 100 %. Воздушные шиберы отключенных горелок были приоткрыты до положения 10 %.

Контроль температур и давлений по газоздушному тракту котлоагрегатов производился по штатным приборам. Температура уходящих газов дополнительно контролировалась прибором «TESTO».



**Рис. 2.1.** Схема натурной установки, котел БКЗ-420-140 НГМ с воздухоподогревателями РВП-54. 1 – топка; 2 – III ступень пароперегревателя (ПП); 3 – IV ступень ПП; 4 – II ступень ПП; 5 – II ступень водяного экономайзера (ВЭ); 6 – I ступень ВЭ; 7 – горелки; 8 – воздуховод подогретого в РВП воздуха; 9 – газоход продуктов сгорания к РВП; 10 – РВП-54; 11 – газоход уходящих газов; 12 – воздуховод холодного воздуха.

### **2.1.3. Результаты экспериментального обследования**

Обследование работы газовоздушных трактов колоагрегатов проводилось при семи различных значениях паропроизводительностей котлов. Замеры параметров осуществлялись после достижения установившихся режимов работы котлоагрегатов.

Результаты экспериментальных обследований для котлоагрегата ст. № 3 БКЗ-420-140 НГМ представлены в таблице ПА.1, для котлоагрегата ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ - в таблице ПА.2. В таблицах представлены усредненные параметры за весь период установившегося режима работы котлоагрегата по каждому режиму.

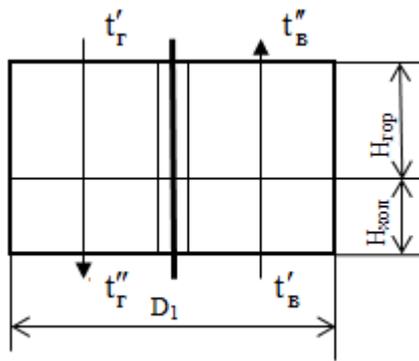
## **2.2. Разработка методик теплового и аэродинамического расчетов вращающихся РВП**

### **2.2.1. Методика конструктивного расчета вращающегося РВП традиционной цилиндрической формы**

Для анализа эффективности каких-либо изменений формы конструкции или поверхности теплообмена вращающегося РВП необходимо проводить тепловые расчеты: конструктивные и проверочные. Целью конструктивного расчета является определение геометрических параметров, необходимых для проектирования и разработки новой конструкции агрегатов:

- высота горячей и холодной набивки  $H_{гор}$ ,  $H_{хол}$ ;
- диаметр сечения ротора  $D_1$  (рис. 2.2.);
- площадь поверхности теплообмена;
- общие габариты вращающегося РВП.

Исходными данными для расчета являются параметры, влияющие на режимы работы и эксплуатации оборудования, к которым предъявляются требования технологического процесса. Такими параметрами являются:



**Рис. 2.2. Схема вращающегося РВП**

- температура продуктов сгорания топлива  $t''_Г$  на выходе из РВП, влияющая на экономические характеристики работы котлоагрегата, (рис. 2.2.);

- температура продуктов сгорания на входе в холодную набивку  $t'_{ГХ}$ . Значение  $t'_{ГХ}$  принимается из условия предотвращения загрязнения поверхностей нагрева при сжигании топлив, продукты сгорания которых, вызывают отложения на поверхностях нагрева

[131];

- температура воздуха, подаваемого в РВП  $t'_в$ , определяется работой калориферных установок перед воздухоподогревателями и влияет на срок службы набивки, так как при понижении этой температуры возможна конденсация водяных паров на поверхностях нагрева РВП и образование кислот, вызывающих коррозию металла;

- температура воздуха после РВП  $t''_в$ . Подогрев воздуха влияет на КПД котла и его работу в целом.

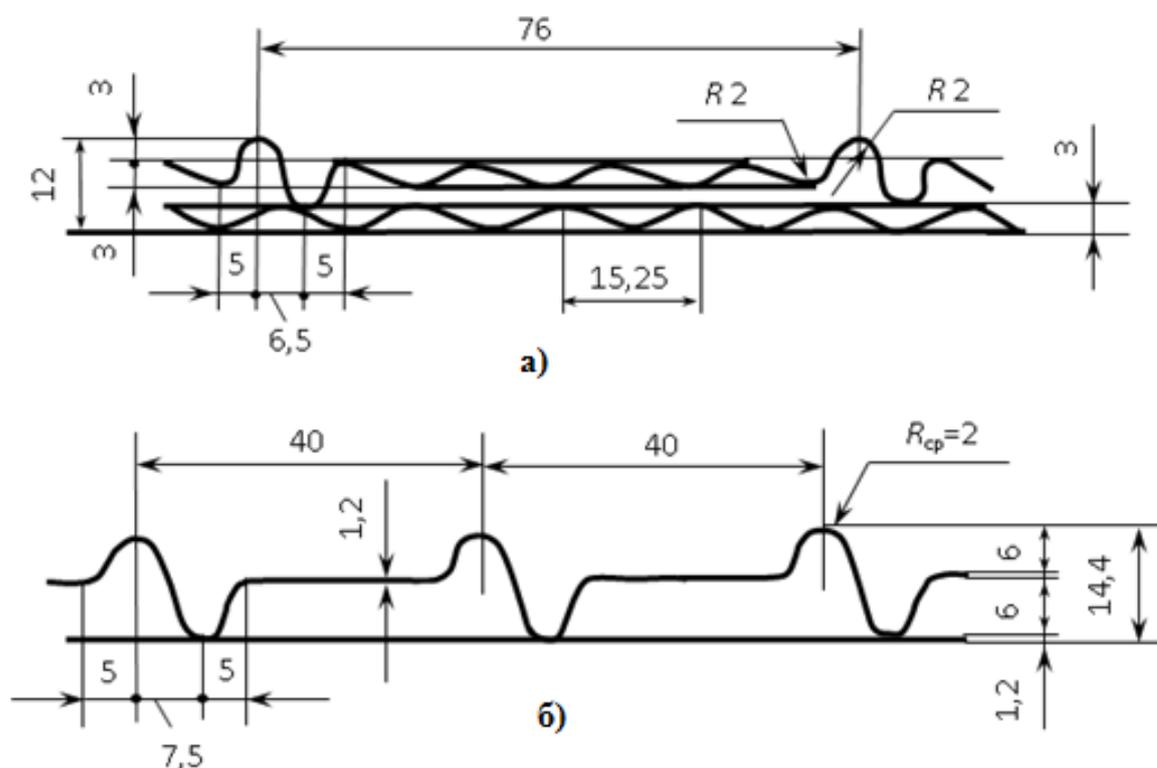
Существенно влияют на работу РВП тепло-аэродинамические характеристики поверхности теплообмена, поэтому для выполнения конструктивных расчетов необходимо заранее определить тип устанавливаемой набивки.

Для выполнения теплового и аэродинамического расчетов вращающихся регенеративных воздухоподогревателей разработана методика, позволяющая определять вышеперечисленные геометрические параметры [65, 72, 73].

Перед разработкой конструктивного расчета выполняют проработку компоновки воздухоподогревателя.

1. В результате проработки компоновки РВП выбирается тип поверхностей теплообмена холодной и горячей набивок. Поверхность теплообмена вращающегося регенеративного воздухоподогревателя выполняется обычно из стальных листов толщиной 0,5 - 1,5 мм, находящихся на определенном расстоянии друг от друга. Листы имеют волнообразный профиль, что увеличивает площадь поверхности теплообмена и коэффициенты теплоотдачи. Конструкция набивки

выполняется различного типа в зависимости от условий работы воздухоподогревателя. В горячих пакетах набивки РВП применяются листы интенсифицированного профиля (рис. 2.3 а). Набивка состоит из листа волнообразного профиля с расположением волн под углом  $30^\circ$  к потоку теплоносителя, а также из листа волнообразного профиля с продольными гофрами, расположение волн также принимается под углом  $30^\circ$ . Высота и длина волн, а также размер гофр влияют на интенсивность процессов теплообмена и на аэродинамическое сопротивление набивки.



**Рис. 2.3. Теплообменная поверхность в виде стальных гофрированных листов с указанием геометрических параметров: а) применяемая в горячей части РВП; б) применяемая в холодной части РВП**

Характеристики набивки из листов интенсифицированного профиля:

- удельная поверхность нагрева  $S = 365 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ;
- эквивалентный диаметр  $d_3 = 9,6 \text{ мм}$ ;
- удельная масса набивки  $m = 850 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- коэффициент трения  $\lambda_{\text{тр}} = 0,78 Re^{-0,25}$ , при  $Re \geq 2800$ ,  
 $\lambda_{\text{тр}} = 5,7 Re^{-0,5}$ , при  $Re < 2800$ .

В холодной части ротора устанавливается набивка из листов упрощенного профиля (рис. 2.3 б). Набивка состоит из гладкого и дистанционирующего листов

с продольными гофрами. Наклонные волны в такой набивке отсутствуют для уменьшения опасности заноса загрязнителями поверхности теплообмена холодной части ротора. Толщина листов набивки от 1,2 до 1,5 мм. Недостаток такой набивки в низких значениях коэффициентов теплоотдачи, что приводит к большой металлоемкости набивки.

Характеристики набивки, располагаемой в холодной части ротора:

- удельная поверхность нагрева  $S=325 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ;
- эквивалентный диаметр  $d_3=9,8 \text{ мм}$ ;
- удельная масса набивки  $m=1600 \text{ кг/м}^3$ ;
- коэффициент трения  $\lambda_{\text{тр}}=0,35\text{Re}^{-0,25}$ , при  $\text{Re} \geq 1400$ ,

$\lambda_{\text{тр}}=90/\text{Re}$ , при  $\text{Re} < 1400$ .

2. После проработки компоновки должны быть рассчитаны расходы продуктов сгорания и воздуха, подаваемые во вращающийся регенеративный воздухоподогреватель. Расчет производится следующим образом.

1. Определяют расчетный расход газообразного топлива  $B_p$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  (для твердого и жидкого топлива,  $\text{кг/с}$ )

$$B_p = B(1 - 0,01q_4), \quad (2.1)$$

где  $B$  – расход топлива, подаваемого в топочную камеру,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$q_4$  – потери теплоты с механическим недожогом топлива.

Для парового котла расход топлива  $B$ ,  $\text{кг/с}$ :

$$B = D_{\text{пе}}(h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{вт}}(h_{\text{вт}}'' - h_{\text{вт}}') + D_{\text{пр}}(h_{\text{кип}} - h_{\text{пв}})/(Q_p^0 \cdot \eta_k), \quad (2.2)$$

где  $D_{\text{пе}}$  – расчетная паропроизводительность котла,  $\text{кг/с}$ ;

$h_{\text{пп}}$ ,  $h_{\text{пв}}$ ,  $h_{\text{кип}}$  – энтальпия соответственно перегретого пара, питательной воды и кипящей воды в барабане парового котла,  $\text{кДж/кг}$ ;

$D_{\text{вт}}$  – расход вторично перегретого пара,  $\text{кг/с}$ ;

$h_{\text{вт}}'$ ,  $h_{\text{вт}}''$  – энтальпия вторично перегретого пара на входе в перегреватель и на выходе из него,  $\text{кДж/кг}$ ;

$D_{\text{пр}}$  – расход продувочной воды из барабанного парового котла,  $\text{кг/с}$ .

$$D_{\text{пр}} = 0,01 \cdot p \cdot D_{\text{пе}}, \quad (2.3)$$

где  $p$  – непрерывная продувка котла, %. При  $p < 2\%$  теплота продувочной воды составляет менее 0,4% полезного тепловыделения и в расчетах может не учитываться;

$Q_p^p$  – располагаемая теплота сжигаемого газообразного топлива, кДж/м<sup>3</sup>;

$\eta_k$  – коэффициент полезного действия котла.

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{внш}} + Q_{\text{пф}} - Q_k, \quad (2.4)$$

где  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_{\text{тл}}$  – физическая теплота топлива, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_{\text{внш}}$  – теплота предварительного (внешнего) подогрева воздуха в калориферах перед его поступлением в воздухоподогреватель котла, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_{\text{пф}}$  – теплота, вносимая в топку котла паром для распыла мазута в форсунках, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_k$  – теплота разложения карбонатов топлива, кДж/м<sup>3</sup> ( $Q_k$  учитывается при сжигании сланцев).

Для большинства видов сухих и малосернистых твердых топлив и газообразного топлива принимается  $Q_p^p = Q_H^p$ .

2. Рассчитывают полный объем продуктов сгорания  $V_{\text{г.п.}}$ , м<sup>3</sup>/с:

$$V_{\text{г.п.}} = B_p \cdot V_{\text{г}}, \quad (2.5)$$

где  $V_{\text{г}}$  – действительный объем продуктов сгорания, получающихся при сгорании 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива (при нормальных физических условиях).

$$V_{\text{г}} = V_{\text{г}}^0 + 1,016(\alpha_{\text{yx}} - 1)V_{\text{в}}^0, \quad (2.6)$$

где  $V_{\text{г}}^0$  – теоретический объем продуктов сгорания;

$V_{\text{в}}^0$  – теоретический объем воздуха;

$\alpha_{\text{yx}}$  – коэффициент избытка воздуха в газоходе после воздухоподогревателя.

Теоретические объемы воздуха  $V_{\text{в}}^0$  и продуктов сгорания  $V_{\text{г}}^0$  рассчитываются по заданному составу топлива.

При сжигании природного газа расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> газа, производится на основании процентного состава компонентов, входящих в топливо по формулам:

теоретический объем воздуха:

$$V_B^0 = 0,0476[\sum(m + 0,25n)C_m H_n + 0,5(CO + H_2) + 1,5H_2S - O_2]; \quad (2.7)$$

теоретический объем продуктов сгорания:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_B^0 + 0,01N_2; \quad (2.8)$$

$$V_{RO_2} = 0,01(\sum m C_m H_n + CO_2 + CO + H_2S); \quad (2.9)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01(\sum 0,5n C_m H_n + H_2S + H_2 + 0,124d_r + 1,61V_B^0); \quad (2.10)$$

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}, \quad (2.11)$$

где  $d_r$  – влагосодержание газообразного топлива, при расчетной температуре 10 °С  $d_r = 10$  г/м<sup>3</sup>.

Для твердых и жидких топлив расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/кг, производят исходя из состава рабочей массы:

теоретический объем воздуха:

$$V_B^0 = 0,0889(C^p + 0,3759^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p; \quad (2.12)$$

теоретический объем продуктов сгорания:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375S^p); \quad (2.13)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_B^0 + 0,008N^p; \quad (2.14)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V_B^0; \quad (2.15)$$

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}. \quad (2.16)$$

3. Определяют полный объем воздуха, подаваемого в воздухоподогреватель:

$$V_{в.п.} = B_p \cdot V_B^0 (\sum \alpha_i + \beta_{рц}), \quad (2.17)$$

где  $\sum \alpha_i = 0,5\Delta\alpha_{вп} + \alpha_r - \Delta\alpha_{вп}$ ;

$\Delta\alpha_{вп}$  – присосы воздуха в воздухоподогревателе;

$\alpha_r$  – коэффициент избытка воздуха, в топке котла;

$\Delta\alpha_r$  – присосы холодного воздуха в негазоплотных топках;

$\beta_{рц}$  – доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе.

4. Рассчитывают количество теплоты  $Q_{вх}$ , кДж/с, воспринимаемое воздухом в холодной набивке воздухоподогревателя, используя уравнение теплового баланса:

$$Q_{вх} = G_r \cdot c_{ргх} \cdot \varphi \cdot (t'_{гх} - t''_{гх}), \quad (2.18)$$

где  $G_{\Gamma}$  – полный массовый расход продуктов сгорания, кг/с;

$c_{\text{пгх}}$  – удельная массовая теплоемкость продуктов сгорания, Дж/(кг·°С), принимается по средней температуре продуктов сгорания в холодной набивке воздухоподогревателя;

$t'_{\text{гх}}, t''_{\text{гх}}$  – температура продуктов сгорания соответственно на входе в холодную набивку и на выходе из нее, °С. При сжигании природного газа принимается  $t''_{\text{гх}} = 120 \div 130$  °С. Необходимость задания температуры уходящих газов на входе в холодную набивку определяется однозначностью решения балансовых уравнений. Также эта температура задается с целью недопущения образования отложений на поверхностях нагрева горячих пакетов набивки.

$\varphi$  – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты поверхностью в окружающую среду.

5. Определяется температура воздуха при выходе из пакетов холодной набивки, используя уравнение теплового баланса:

$$t''_{\text{вх}} = t'_{\text{вх}} + \frac{G_{\Gamma} \cdot c_{\text{пгх}} \cdot \varphi \cdot (t'_{\text{гх}} - t''_{\text{гх}})}{G_{\text{в}} \cdot c_{\text{рвх}}}, \quad (2.19)$$

где  $G_{\text{в}}$  – полный массовый расход воздуха, подаваемого в РВП, кг/с;

$c_{\text{рвх}}$  – удельная массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С), принимается по средней температуре воздуха в холодной набивке воздухоподогревателя;

$t'_{\text{вх}}, t''_{\text{вх}}$  – температура воздуха соответственно на входе в холодную набивку и на выходе из нее, °С. При работе котла на газе температура воздуха на входе в воздухоподогреватель принимается 30 °С с целью недопущения образования коррозии холодных поверхностей нагрева.

Так как теплоемкость воздуха неизвестна, то расчет  $t''_{\text{вх}}$  проводят методом последовательных приближений:

а) задаются  $t''_{\text{вх}}$ ;

б) определяют среднюю температуру воздуха в холодной набивке  $t_{\text{вх}} = 0,5(t'_{\text{вх}} + t''_{\text{вх}})$ ;

в) по  $t_{\text{вх}}$  принимают удельную массовую теплоемкость воздуха  $c_{\text{рв}}$ ;

г) по формуле (2.19) вычисляют температуру  $t''_{\text{вх}}$ . В случае расхождения между принятым и расчетным значениями температуры  $t''_{\text{вх}}$  расчет повторяют.

6. Рассчитывают количество теплоты  $Q_{\text{вг}}$ , кДж/с, воспринимаемое воздухом в горячей набивке воздухоподогревателя, используя уравнение теплового баланса:

$$Q_{\text{вг}} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{рвг}} \cdot (t_{\text{вг}}'' - t_{\text{вх}}''), \quad (2.20)$$

где  $c_{\text{рвг}}$  – удельная массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С), принимается по средней температуре воздуха в горячей набивке воздухоподогревателя;

$t_{\text{вг}}''$  – температура воздуха на выходе из РВП, °С.

7. Определяется температура газов на выходе из РВП:

$$t_{\text{гг}}'' = t_{\text{гх}}'' + \frac{Q_{\text{вг}}}{G_{\text{г}} \cdot c_{\text{ргг}} \cdot \varphi}, \quad (2.21)$$

где  $c_{\text{ргг}}$  – удельная массовая теплоемкость продуктов сгорания, Дж/(кг·°С), принимается по средней температуре продуктов сгорания в горячей набивке воздухоподогревателя;

$t_{\text{гг}}''$  – температура продуктов сгорания на выходе из РВП, °С.

8. Рассчитывают действительные скорости движения теплоносителей в холодной и горячей частях ротора:

а) дымовых газов

$$w_{\text{гх}} = V_{\text{гг}} \cdot (t_{\text{гх}} + 273) / (273 \cdot f_{\text{гх}}); \quad (2.22)$$

$$w_{\text{гг}} = V_{\text{гг}} \cdot (t_{\text{гг}} + 273) / (273 \cdot f_{\text{гг}}), \quad (2.23)$$

где  $t_{\text{гх}}, t_{\text{гг}}$  – расчетная средняя температура потока газов в холодной и горячей частях ротора, °С;

$f_{\text{гх}}, f_{\text{гг}}$  – площадь живого сечения для прохода газов в холодной и горячей набивках ротора, м<sup>2</sup>;

б) нагреваемого дутьевого воздуха

$$w_{\text{вх}} = V_{\text{вп}} \cdot (t_{\text{вх}} + 273) / (273 \cdot f_{\text{вх}}); \quad (2.24)$$

$$w_{\text{вг}} = V_{\text{вп}} \cdot (t_{\text{вг}} + 273) / (273 \cdot f_{\text{вг}}), \quad (2.25)$$

где  $t_{\text{вх}}, t_{\text{вг}}$  – средняя температура нагреваемого воздуха в холодной и горячей частях ротора, °С;

$f_{\text{ВХ}}, f_{\text{ВГ}}$  – площадь живого сечения для прохода воздуха в холодной и горячей частях ротора, м<sup>2</sup>.

9. Рассчитываются коэффициенты теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхностям нагрева холодной и горячей частей РВП  $\alpha_{\text{ГХ}}, \alpha_{\text{ГГ}}$  и коэффициенты теплоотдачи от теплообменной поверхности холодной и горячей частей к воздуху  $\alpha_{\text{ВХ}}, \alpha_{\text{ВГ}}$ . Расчет ведется с использованием критериальных уравнений. Эмпирические коэффициенты, входящие в критериальные уравнения, а также их вид зависят от типа теплообменной набивки. Ниже представлены уравнения для теплообменных поверхностей, представленных на рис. 2.2:

для потока продуктов сгорания в холодной набивке:

$$\alpha_{\text{ГХ}} = A_{\text{Х}} \frac{\lambda_{\text{ГХ}}}{d_{\text{ЭХ}}} Re_{\text{ГХ}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ГХ}}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l; \quad (2.25)$$

для потока продуктов сгорания в горячей набивке:

$$\alpha_{\text{ГГ}} = A_{\text{Г}} \frac{\lambda_{\text{ГГ}}}{d_{\text{ЭГ}}} Re_{\text{ГГ}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ГГ}}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l; \quad (2.26)$$

для потока воздуха в холодной набивке:

$$\alpha_{\text{ВХ}} = A_{\text{Х}} \frac{\lambda_{\text{ВХ}}}{d_{\text{ЭХ}}} Re_{\text{ВХ}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ВХ}}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l; \quad (2.27)$$

для потока воздуха в горячей набивке:

$$\alpha_{\text{ВГ}} = A_{\text{Г}} \frac{\lambda_{\text{ВГ}}}{d_{\text{ЭГ}}} Re_{\text{ВГ}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ВГ}}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l, \quad (2.28)$$

где  $A_{\text{Г}}, A_{\text{Х}}$  – коэффициенты, зависящие от типа набивки [11, 68];

$\lambda_{\text{ГХ}}, \lambda_{\text{ГГ}}, \lambda_{\text{ВХ}}, \lambda_{\text{ВГ}}$  – коэффициенты теплопроводности продуктов сгорания и воздуха соответственно в холодной и горячей частях ротора, Вт/(м·К);

$d_{\text{ЭГ}}, d_{\text{ЭХ}}$  – эквивалентные диаметры горячей и холодной набивки, м;

$Re_{\text{ГХ}}, Re_{\text{ГГ}}, Re_{\text{ВХ}}, Re_{\text{ВГ}}$  – числа Рейнольдса для потоков продуктов сгорания и воздуха соответственно в холодной и горячей частях ротора;

$Pr_{\text{ГХ}}, Pr_{\text{ГГ}}, Pr_{\text{ВХ}}, Pr_{\text{ВГ}}$  – числа Прандтля для потоков продуктов сгорания и воздуха соответственно в холодной и горячей частях ротора;

$C_l$  – поправка на относительную длину, вводится при  $l/d < 50$ , принимается по [85].

$C_T$  – поправка, учитывающая влияние температурного фактора  $C_t = (T / T_{ст})^{0.5}$ .  $T$  и  $T_{ст}$  – абсолютная температура соответственно теплоносителя (газов, воздуха) и стенки (теплообменной поверхности), К;

Для вращающегося РВП средняя температура стенки теплообменной поверхности набивки может быть рассчитана по формуле [11, 77, 95]:

$$t_{ст} = (t_{Г} \cdot \alpha_{Г} \cdot F_{Г} + t_{В} \cdot \alpha_{В} \cdot F_{В}) / (F_{Г} \cdot \alpha_{Г} + F_{В} \cdot \alpha_{В}), \quad (2.29)$$

где  $F_{Г}, F_{В}$  – доли поверхности нагрева, омываемые соответственно продуктами сгорания и воздухом. Так как температура стенки теплообменной поверхности зависит от коэффициентов теплоотдачи, то расчет следует выполнять методом последовательных приближений:

- а) задается температура стенки теплообменной поверхности  $t_{ст}$ ;
- б) вычисляется поправка  $C_i$ ;
- в) рассчитываются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{ГХ}, \alpha_{ГТ}, \alpha_{ВХ}, \alpha_{ВТ}$ ;
- г) определяется температура стенки теплообменной поверхности по формуле (2.29). В случае расхождения значений температур  $t_{ст}$ , расчет повторяется.

10. Рассчитываются коэффициенты теплопередачи  $k_x, k_r$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К):

для холодной части ротора:

$$k_x = \Pi \cdot \xi / [1 / (F_{ГХ} \cdot \alpha_{ГХ}) + 1 / (F_{ВХ} \cdot \alpha_{ВХ})]; \quad (2.30)$$

для горячей части ротора:

$$k_r = \Pi \cdot \xi / [1 / (F_{ГТ} \cdot \alpha_{ГТ}) + 1 / (F_{ВТ} \cdot \alpha_{ВТ})], \quad (2.31)$$

где  $\Pi$  – коэффициент, учитывающий нестационарность процесса в РВП.

$\Pi = 0,98$  при  $n = 1,5$  об/мин,  $\Pi = 1,0$  при  $n = 2,0$  об/мин;

$\xi$  – коэффициент использования набивки РВП. При  $\Delta\alpha_{вп} = 0,2 \div 0,25$   $\xi = 0,8$ .

11. Определяется средний температурный напор:

для холодной части ротора  $\Delta t_{cp}^x$ , °С:

$$\Delta t_{cp}^x = (\Delta t_{б}^x - \Delta t_{м}^x) / \ln(\Delta t_{б}^x / \Delta t_{м}^x); \quad (2.32)$$

для горячей части ротора  $\Delta t_{cp}^r$ , °С:

$$\Delta t_{cp}^r = (\Delta t_{б}^r - \Delta t_{м}^r) / \ln(\Delta t_{б}^r / \Delta t_{м}^r), \quad (2.33)$$

где  $\Delta t_6^r$ ,  $\Delta t_m^r$ ,  $\Delta t_6^x$ ,  $\Delta t_m^x$  – большая и меньшая разности температур теплообменивающих сред на границах теплообменной поверхности горячей и холодной частей ротора РВП, °С.

12. Рассчитывается полная поверхность теплообмена набивки: для холодной части ротора  $F_x$ , м<sup>2</sup>:

$$F_x = \frac{Q_{\text{вх}}}{k_x \cdot \Delta t_{\text{ср}}^x}; \quad (2.34)$$

для горячей части ротора  $F_r$ , м<sup>2</sup>:

$$F_r = \frac{Q_{\text{вг}}}{k_r \cdot \Delta t_{\text{ср}}^r}. \quad (2.35)$$

13. Определяются высоты теплообменных поверхностей: для холодной части ротора  $H_x$ , м:

$$H_x = \frac{F_x}{F_1^x}; \quad (2.36)$$

для горячей части ротора  $H_r$ , м:

$$H_r = \frac{F_r}{F_1^r}. \quad (2.37)$$

где  $F_1^x, F_1^r$  – площади поверхностей нагрева, заключенных в слое набивки высотой 1 м, м<sup>2</sup>/м:

$$F_1^x = 0,785 \cdot D_p^2 \cdot k_p \cdot k_n \cdot S_x; \quad (2.38)$$

$$F_1^r = 0,785 \cdot D_p^2 \cdot k_p \cdot k_n \cdot S_r, \quad (2.39)$$

где  $D_p$  – внутренний диаметр ротора воздухоподогревателя, м;

$k_p$  – коэффициент, учитывающий загромождение сечения ротора ступицей и перегородками [74];

$k_n$  – коэффициент, зависящий от типа набивки ( $k_n = 1$ );

$S_x, S_r$  – удельная поверхность нагрева (двухсторонняя) холодной и горячей набивок воздухоподогревателя, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. Для стандартной листовой набивки РВП, приведенной на рис. 2.2, значения  $S$  приведены в [77] ( $S_x = 325$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>,  $S_r = 365$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>).

Таким образом, описанная выше методика позволяет производить конструктивный расчет вращающегося регенеративного воздухоподогревателя. Результатом расчета является определение геометрических параметров РВП: высо-

ты холодной и горячей набивки, диаметра ротора, площади поверхности теплообмена.

### 2.2.2. Разработка методики поверочного теплового расчета вращающегося РВП традиционной цилиндрической формы

Поверочный расчет вращающегося регенеративного воздухоподогревателя позволяет получить данные о параметрах теплоносителей и характеристиках теплообмена, проанализировать работу воздухоподогревателя в целом. Выполнение поверочного теплового расчета, в отличие от конструктивного расчета, осуществляется путем последовательных приближений, поэтому выполнение расчетов целесообразно проводить на ПК. Последовательность поверочного расчета.

1. В поверочном расчете, как и в конструкторском, вначале определяются расход топлива и объемные расходы воздуха и продуктов сгорания, поступающих во вращающийся регенеративный воздухоподогреватель.

2. Так как заданы только температура продуктов сгорания на выходе из РВП и температура воздуха на входе в РВП (эти параметры контролируются при эксплуатации котлоагрегата), то в первой итерации количество теплоты  $Q_{вх}$ , кДж/с, воспринимаемое воздухом, рассчитывается по формуле:

$$Q_{ex} = G_{г} \cdot c_{ргх} \cdot \varphi \cdot (t_{гх}^n - t_{гх}^{\prime\prime}), \quad (2.40)$$

где  $t_{гх}^n$  - температура продуктов сгорания на входе в холодную набивку, принятая в соответствующей итерации, °С.

3. Затем из уравнения теплового баланса определяется температура воздуха на выходе из пакетов холодной набивки:

$$t_{вх}^n = t_{вх}^{\prime} + \frac{G_{г} \cdot c_{ргх} \cdot \varphi \cdot (t_{гх}^n - t_{гх}^{\prime\prime})}{G_{в} \cdot c_{рвх}}, \quad (2.41)$$

где  $t_{вх}^n$  - температура воздуха на выходе из холодной набивки в n-ой итерации, °С.

4. Рассчитывают действительные скорости движения теплоносителей в холодной и горячей частях ротора РВП:

а) для дымовых газов

$$w_{гх} = V_{гг} \cdot (t_{гх} + 273) / (273 \cdot f_{гх}), \quad (2.42)$$

где  $t_{гх}$  – расчетная средняя температура потока газов в холодной части ротора в соответствующей итерации, °С;

б) для нагреваемого дутьевого воздуха

$$w_{вх} = V_{вп} (t_{вх} + 273) / (273 \cdot f_{вх}), \quad (2.43)$$

где  $t_{вх}$  – средняя температура нагреваемого дутьевого воздуха в холодной части ротора в соответствующей итерации, °С;

5. Определяются коэффициенты теплоотдачи от газов к теплообменной поверхности и от теплообменной поверхности к воздуху по критериальным уравнениям (2.25), (2.27). Теплотехнические параметры, зависящие от температур потоков, при выполнении каждой итерации принимаются по средним температурам теплоносителей.

6. После расчета коэффициентов теплоотдачи определяется коэффициент теплопередачи  $k_x$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) по формуле (2.30) для холодной набивки и температурный напор для холодной части ротора  $\Delta t_{ср}^x$ , °С по формуле (3.32).

7. Рассчитывается полная поверхность теплообмена холодной набивки  $F_x$ , м<sup>2</sup> по формуле (2.34) и соответственно высота холодной набивки  $H_x$ , м по формуле (2.36). Полученные значения площади теплообмена и высоты набивки сравниваются со значениями этих величин существующего вращающегося регенеративного воздухоподогревателя. В случае, если расчетная площадь теплообмена (высота) набивки не равна фактической, то необходимо изменить температуру продуктов сгорания на входе в холодную набивку РВП  $t_{гх}^n$ , °С и провести расчет заново. Итерации необходимо повторять до тех пор, пока площадь теплообмена (высота) набивки не будет равна фактической с допустимой точностью. При этом все параметры и характеристики, рассчитанные в данной итерации, будут являться действительными.

Аналогичным образом проводится расчет горячей части РВП. Температура продуктов сгорания на выходе из горячей набивки принимается равной температуре продуктов сгорания на входе в холодную набивку. Данный параметр определяется при расчете холодной набивки. Температура воздуха на входе в горячую набивку равна температуре воздуха на выходе из холодной набивки и также принимается из расчета холодной набивке РВП.

Помимо тепловых расчетов возникает необходимость выполнения аэродинамического расчета. Аэродинамическое сопротивление вращающегося РВП влияет на весь газово-воздушный тракт котельного агрегата, поэтому при применении новых технических решений, направленных на интенсификацию процессов теплообмена необходимо анализировать изменения аэродинамических сопротивлений, как по воздушной, так и по газовой стороне. Методика аэродинамического расчета вращающихся РВП представлена в [11, 92]. Падение давления (Па) по газовой и воздушной стороне определяется по формуле:

$$\Delta p = 1,2\lambda_{\text{тр}}\rho \frac{\omega^2}{19,6} \frac{h}{d_3} \quad (2.44)$$

где  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент гидравлического трения;

$\rho$  – плотность воздуха или газов, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega$  – скорость потока воздуха или газов при средней температуре теплоносителя, м/с;

$h$  и  $d_3$  – соответственно высота поверхности нагрева и ее эквивалентный диаметр, м.

Плотность дымовых газов с учетом их температуры  $t_{\text{г}}$  и барометрического давления  $p_6$  рассчитывается по формуле:

$$\rho_{\text{г}} = \frac{273,15}{273,15 + t_{\text{г}}} \frac{p_6}{101325} \rho_{\text{г}}^0 \quad (2.45)$$

где  $\rho_{\text{г}}^0$  – приведенная плотность дымовых газов кг/м<sup>3</sup>, определяется по [77].

Для воздуха:

$$\rho_{\text{в}} = 1,293 \frac{273,15}{273,15 + t_{\text{в}}} \frac{p_6}{101325} \quad (2.46)$$

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda_{\text{тр}}$  является основным показателем теплообменной поверхности набивки, влияющим на падение давления воздуха и дымовых газов в РВП.

## **2.3. Создание математических моделей и разработка программ теплового и аэродинамического расчета**

### **2.3.1. Математическая модель и программа конструктивного расчета вращающегося РВП**

Описанная в разделе 2.2.1 методика конструктивного расчета вращающихся РВП традиционной цилиндрической формы является пошаговой последовательностью действий для определения геометрических параметров воздухоподогревателей, таких как высота набивки и площадь поверхности теплообмена. Для многократного выполнения вариантных расчетов является целесообразным разработка математической модели и программы теплового и аэродинамического расчетов с помощью ПК.

Алгоритм математической модели представляет собой последовательность действий для выполнения расчетов с помощью ПК, с применением логических операторов, условных операторов и операторов цикла.

На основе методики конструктивного расчета вращающегося РВП был построен алгоритм математической модели и разработана программа теплового и аэродинамического расчета.

В начале запуска алгоритма программы предлагается выбрать вид топлива, на котором планируется работа котлоагрегата с вращающимся РВП. От выбора вида топлива зависят результаты расчета объемов продуктов сгорания и воздуха подаваемые во вращающийся РВП. Блок-схема части алгоритма, в которой выполнен расчет объемов продуктов сгорания, представлена на рис. 2.4.

Расчет теплового баланса вращающегося РВП, а также расчет уравнений теплопередачи и критериальных уравнений включает в себя ряд условных и циклических операций для организации вычислений методом последовательных приближений. Блок-схема расчета теплового баланса, критериальных уравнений и уравнения теплопередачи представлена на рис. 2.5.

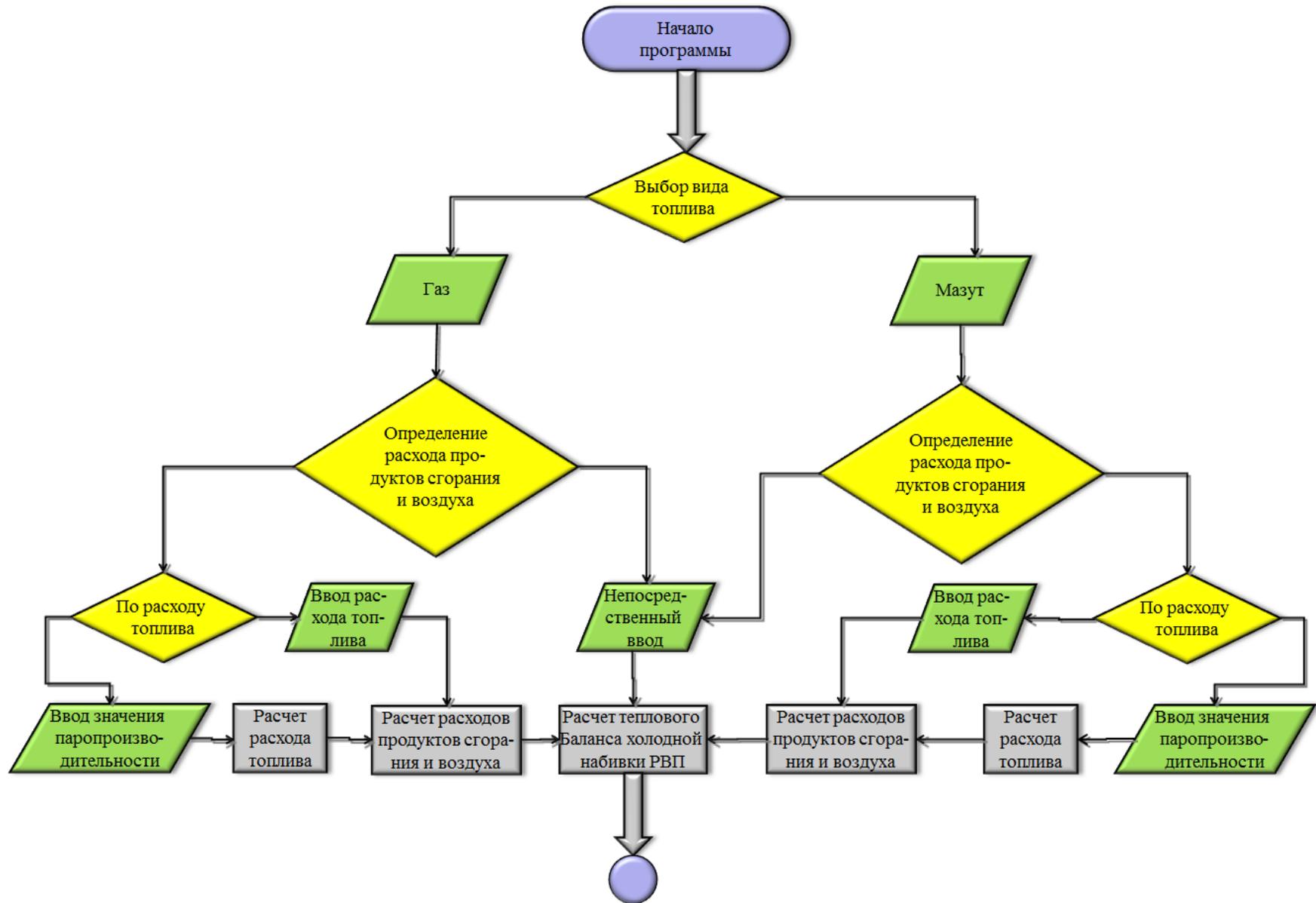


Рис. 2.4. Блок-схема части алгоритма математической модели по расчету объемов продуктов сгорания

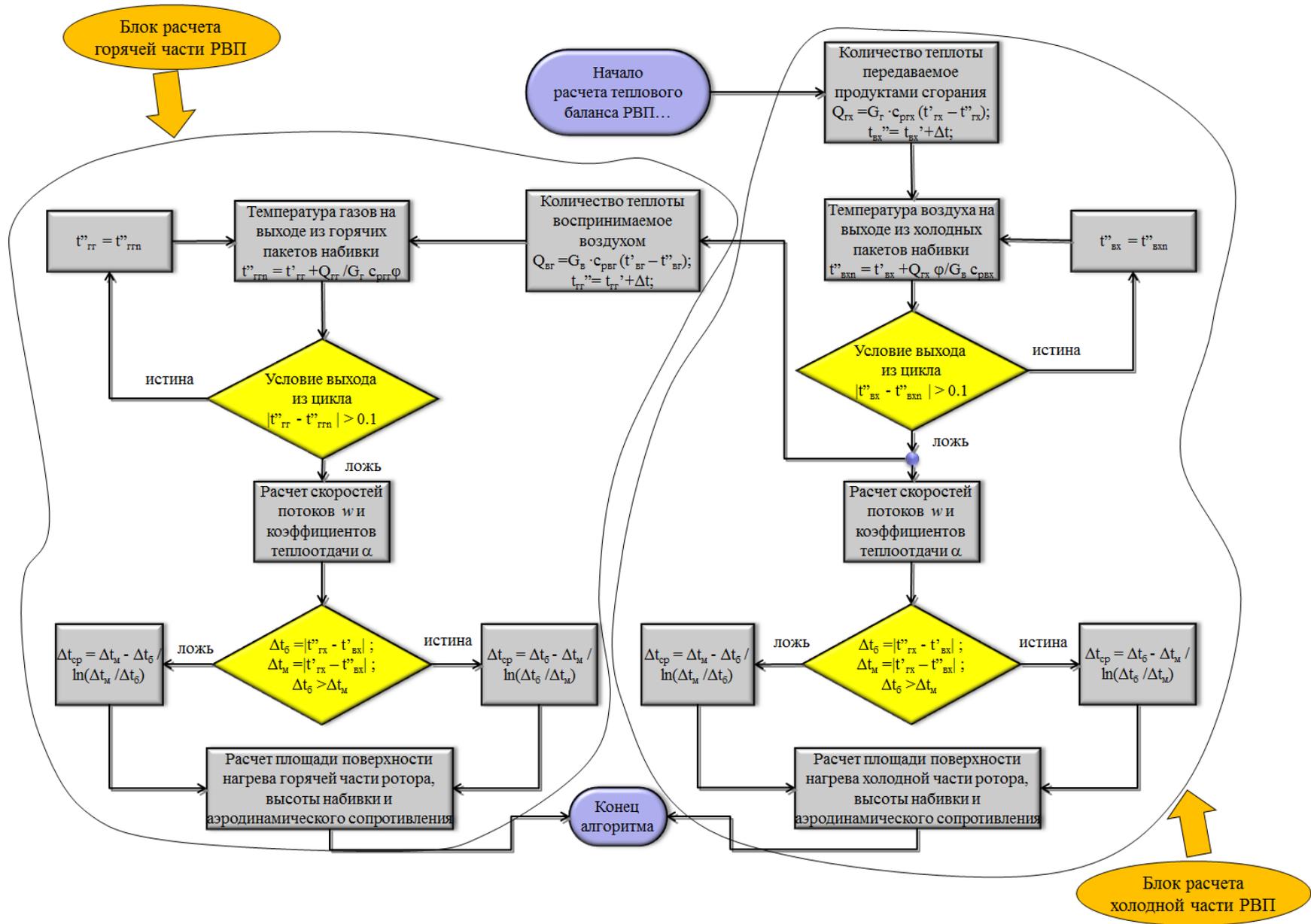


Рис. 2.5. Блок-схема расчета теплового баланса, критериальных уравнений и уравнения теплопередачи

Как указано в блок-схемах, в начале, тепловой баланс рассчитывается для нижней (холодной) части вращающегося РВП. Результаты расчета теплового баланса холодной части являются исходными данными для расчета верхней (горячей) части вращающегося РВП. Определение неизвестных граничных температур потоков воздуха и продуктов сгорания реализовано с использованием циклических операторов, условием выхода из цикла является заданная величина точности расчета по температурам, например  $0,1$  °С. После выполнения расчета теплового баланса холодной части вращающегося РВП происходит разделение направлений алгоритма.

В первом направлении выполняется определение действительных скоростей потоков продуктов сгорания и воздуха. Затем происходит решение критериальных уравнений и определение коэффициентов теплоотдачи.

Перед решением уравнения теплопередачи выполняется условный оператор по определению метода расчета среднелогарифмического температурного напора  $\Delta t_{cp}$ . В заключительном этапе происходит расчет необходимой площади поверхности нагрева, высоты слоя набивки и аэродинамический расчет холодной части вращающегося РВП.

Второе направление расчета начинается с расчета теплового баланса горячей части вращающегося РВП, при этом используются результаты теплового расчета холодной части. Условием выхода из цикла является аналогичным условием при расчете холодной части вращающегося РВП.

После решения теплового баланса происходит расчет действительных скоростей движения потоков в каналах набивки, определение критериев подобия и решение критериальных уравнений с определением коэффициентов теплоотдачи для горячей части вращающегося РВП. Затем следует условие выбора метода определения среднелогарифмического температурного напора  $\Delta t_{cp}$ , решение уравнений теплопередачи, определение требуемой площади поверхности нагрева, высоты слоя набивки и аэродинамический расчет горячей части вращающегося РВП. В конце выполнения алгоритма все результаты расчетов в совокупности вносятся в таблицу.

Программа конструктивного теплового расчета вращающихся РВП разработана с целью проведения вариантных расчетов и определения основных геометрических параметров. Результатами расчетов являются площадь поверхности теплообмена, объем и высота теплообменной набивки, аэродинамическое сопротивление и другие параметры, характеризующие процессы тепломассообмена.

На рис. 2.6 представлена таблица ввода исходных данных программы конструктивного расчета вращающегося РВП. Как видно из рисунка программа позволяет выполнить расчеты с учетом используемого для сжигания в котлоагрегате топлива.

Исходные данные	Величина	
Объем продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	57,96	Определить
Объем воздуха подаваемого в РВП, м <sup>3</sup> /с	52,22	
Температура воздуха на входе в РВП, °С	30	
Температура воздуха на выходе из РВП, °С	300	
Температура газов на входе "холодную" набивку РВП, °С	170	
Температура газов на выходе из РВП, °С	120	
Коэффициент сохранения теплоты	0,95	
Поверхность нагрева, заключенная в слое "горячей" набивки высотой 1м, м <sup>2</sup> /м	6930,02843136	Определить
Площадь живого сечения для прохода газов ("горячая" набивка), м <sup>2</sup>	8,2	
Площадь живого сечения для прохода воздуха ("горячая" набивка), м <sup>2</sup>	8,2	
Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности "горячей" набивки РВП, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	101,9567665476	Определить
Коэффициент теплоотдачи от поверхности "горячей" набивки к воздуху, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	76,09914241821	Определить
Поверхность нагрева, заключенная в слое "холодной" набивки высотой 1м, м <sup>2</sup> /м	6170,5732608	Определить
Площадь живого сечения для прохода газов ("холодная" набивка), м <sup>2</sup>	7,48	
Площадь живого сечения для прохода воздуха ("холодная" набивка), м <sup>2</sup>	7,48	
Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности "холодной" набивки РВП, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	56,70897505196	Определить
Коэффициент теплоотдачи от поверхности "холодной" набивки к воздуху, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	41,48535030605	Определить
Коэффициент использования набивки РВП	0,8	
Коэффициент П, П = 0,98 при n = 1,5 об/мин, П = 1,0 при n = 2,0 об/мин	1	

Рис. 2.6. Таблица ввода исходных данных программы конструктивного расчета вращающегося РВП

Определение объема продуктов сгорания и воздуха

Газ	%	Исходные данные	Величина	
CH <sub>4</sub>	98,72	Расход топлива, м <sup>3</sup> /с	7	Определить
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,12	Потери теплоты с механическим недожогом топлива, %	0,1	
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,01	Коэффициент избытка воздуха в газоходе перед РВП	1,25	
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,01	Присосы воздуха в воздухоподогревателе	0,2	
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>		Избыток воздуха, подаваемого через горелки в топку	1,05	
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>		Присосы холодного воздуха в негерметичных топках	0,03	
CO		Доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе	0,1	
CO <sub>2</sub>	0,14			
N <sub>2</sub>	1			
O <sub>2</sub>				
H <sub>2</sub> S				
H <sub>2</sub>				
Q <sub>н</sub> , кДж/м <sup>3</sup>	35500			
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	0,724			

OK Отмена

**Рис. 2.7. Таблица ввода исходных данных для расчета объемов продуктов сгорания и воздуха при использовании газа в качестве топлива**

Выбор вида топлива определяет тип таблицы исходных данных для расчета объемов продуктов сгорания и воздуха. Общий вид таблиц исходных данных для природного газа и мазута представлен на рис. 2.7 и рис. 2.8 соответственно.

При выборе вида газообразного топлива в таблицу исходных данных необходимо ввести процентный состав содержания метана, этана и других газов. При выборе мазута - процентный состав содержания каждого элемента от рабочей массы. Помимо состава топлива необходимо указать низшую теплоту сгорания и плотность газа для газообразного топлива, температуру распыла для мазута. В указанных таблицах для расчета объемов продуктов сгорания и воздуха необходимо знать расход топлива на котлоагрегат.

В случае если расход топлива заранее неизвестен, то в программе предусмотрена форма для расчета расходов топлива. В данной форме расчет расхода топлива производится на основании текущей паропроизводительности, параметров свежего пара, КПД котла, низшей теплоты сгорания топлива и параметров пароводяной смеси в барабане. Решение критериальных уравнений и определение

Масса	%	Исходные данные	Величина	
Wt	0,2	Расход топлива, кг/с		Определить
A	0,03	Потери теплоты с механическим недожегом топлива, %	0,5	
Sp	0,85	Коэффициент избытка воздуха в газоходе перед РВП	1,25	
So	0,85	Присосы воздуха в воздухоподогревателе	0,2	
C	86,58	Избыток воздуха, подаваемого через горелки в топку	1,05	
H	12,04	Присосы холодного воздуха в негазоплотных топках	0,05	
N	0,3	Доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе	0,1	
O	0,3			
Qн, кДж/кг	40530			
t распыла	120			

Рис. 2.8. Таблица ввода исходных данных для расчета объемов продуктов сгорания и воздуха при использовании мазута в качестве топлива

$$\alpha_k = A \frac{\lambda}{d_3} \left( \frac{w d_3}{v} \right)^a \cdot Pr^b \cdot Ct \cdot Cl$$

Исходные данные	Холодная	Горячая
Коэффициент A	0,021	0,037
Теплопроводность дымовых газов, Вт/(м·К)	0,03669714516	0,04730397434
Эквивалентный диаметр, м	0,0098	0,0096
Кинематическая вязкость, м2/с	2,64309041575E-05	4,08775494594E-05
Число Pr	0,7217001722135	0,69369093713
Поправка Ct	1	1
Поправка Cl	1	1
Степень a	0,8	0,8
Степень b	0,4	0,4

Рис. 2.9. Форма решения критериальных уравнений

коэффициентов теплоотдачи организовано путем выделений соответствующей части алгоритма в отдельную подпрограмму процедуру. Вызов процедуры осуществляется вручную пользователем, так как присутствует возможность введения коэффициентов теплоотдачи как исходных данных, например, если они являются результатами экспериментального обследования. Форма для решения критериальных уравнений представлена на рис. 2.9.

Запуск алгоритма расчета осуществляется нажатием соответствующей клавиши. При этом происходит чтение внесенных в таблицу исходных данных (рис. 2.6) и присваивание величин соответствующим переменным. Далее выполняются математические вычисления согласно блок-схем и происходит запуск формы таблицы результатов расчета. Таблица результатов расчета представлена на рис. 2.10. Для удобства анализа результатов расчета предусмотрена возможность экспортирования данных в формате табличного редактора Excel.

Параметр	Холодная	Горячая
Скорость газов, м/с	11,86	13,9
Скорость воздуха, м/с	8,47	10,87
Число Re для газов	4399,01	3265,14
Число Re для воздуха	4405,77	3067,91
Температура газов на входе, °C	170	357,97
Температура газов на выходе, °C	120	170
Температура воздуха на входе, °C	30	86,13
Температура воздуха на выходе, °C	86,13	300
Кэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> °C)	9,58	17,43
Температурный напор, °C	86,9	70,13
Теплоотдача газов, кВт	4020,35	15567,1
Тепловосприятие воздуха, кВт	3819,33	14788,74
Площадь нагрева, м <sup>2</sup>	4827,6	12735,83
Высота набивки, м	0,782	1,838

Рис. 2.10. Таблица результатов конструктивного расчета вращающегося РВП

### 2.3.2. Математическая модель и программа поверочного расчета вращающегося РВП

Алгоритм математической модели поверочного расчета вращающегося регенеративного воздухоподогревателя разработан с целью получения последовательности действий при выполнении поверочного расчета с помощью ПК. На рис. 2.11 представлена блок-схема математической модели поверочного расчета вращающихся РВП.

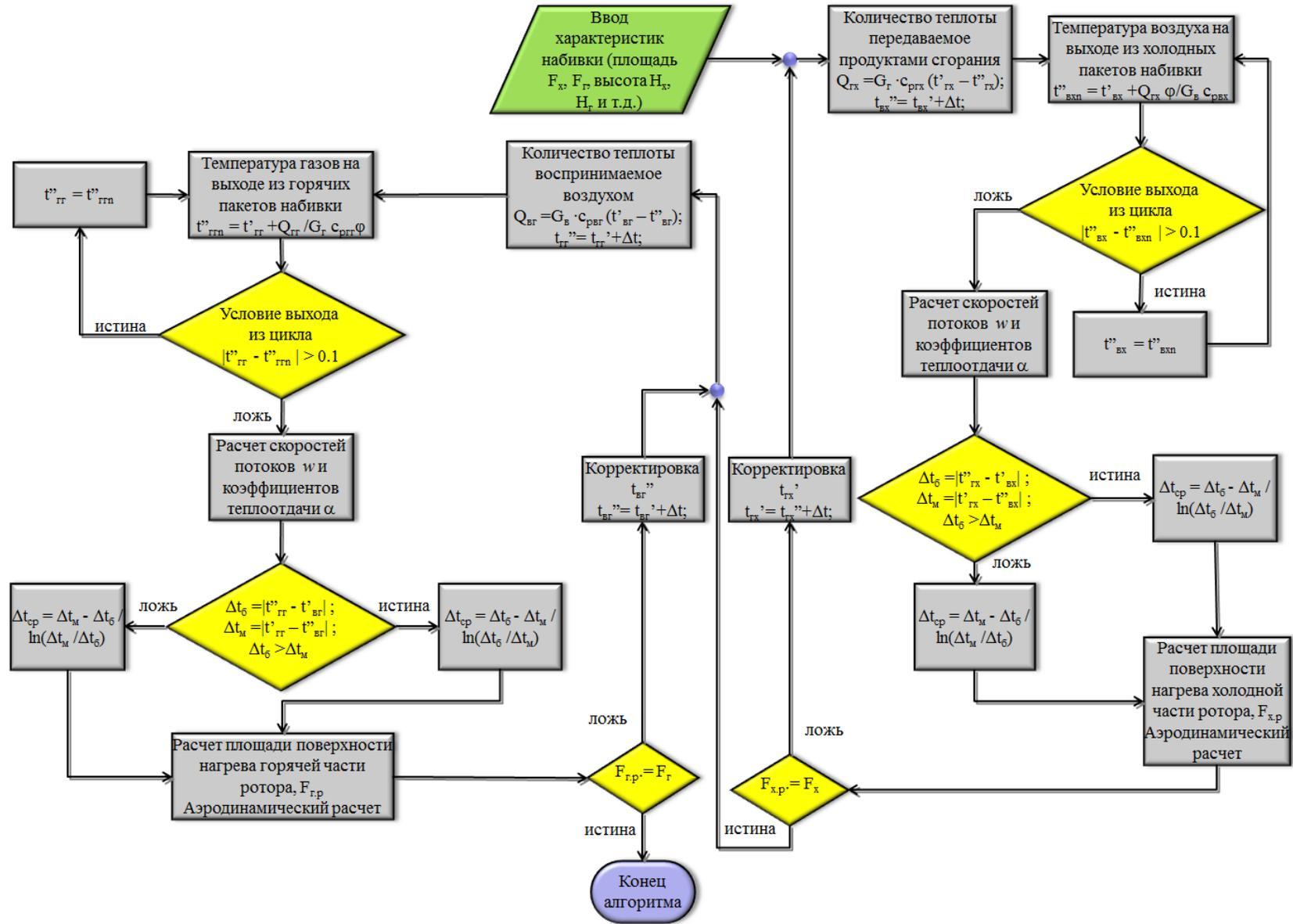


Рис. 2.11. Блок-схема математической модели поверочного расчета вращающихся РВП

Необходимо отметить, что часть алгоритма по расчету объемов продуктов сгорания и воздуха для поверочного расчета остается неизменной и аналогична части алгоритма конструктивного расчета.

Алгоритм выполнения поверочного расчета разработан на основе алгоритма конструктивного расчета (рис. 2.5). Также как и в алгоритме конструктивного расчета, в алгоритме поверочного расчета применены циклы, состоящие из условных операторов для решения теплового баланса холодной и горячей частей ротора. После решения уравнения теплового баланса холодной части ротора и определения скоростей потоков теплоносителя и коэффициентов теплоотдачи решается уравнение теплопередачи. Затем выполняется расчет площади поверхности нагрева холодной части ротора и аэродинамический расчет. По результатам аэродинамического расчета определяется падение давления воздуха и продуктов сгорания в слое набивки.

Окончанием расчета холодной части ротора является проверка истинности логического выражения  $F_{x,p} = F_x$

где  $F_x$  – фактическая площадь теплообменной поверхности холодной части ротора;

$F_{x,p}$  – площадь теплообменной поверхности холодной части ротора, полученная в результате поверочного расчета.

В случае если  $F_{x,p} \neq F_x$ , то выполняется следующий цикл математического алгоритма. При этом для холодной части ротора вращающегося РВП происходит корректировка принятой ранее величины температуры продуктов сгорания на входе в холодную набивку  $t''_{гх}$ .

Выполнение алгоритма расчета горячей части ротора вращающегося РВП начинается после выполнения алгоритма расчета холодной части ротора. Аналогично происходит решение теплового баланса и уравнений теплопередачи с помощью циклов с использованием условных операторов. Также выполняется аэродинамический расчет.

Окончанием расчета горячей части ротора является проверка истинности логического выражения  $F_{г,p} = F_г$

где  $F_{\Gamma}$  – фактическая площадь теплообменной поверхности горячей части ротора;  $F_{\Gamma.p.}$  – площадь теплообменной поверхности горячей части ротора, полученная в результате поверочного расчета.

В случае, если  $F_{\Gamma.p.} \neq F_{\Gamma}$ , то выполняется следующий цикл математического алгоритма. При этом для горячей части ротора вращающегося РВП происходит корректировка принятой ранее величины температуры воздуха на выходе из горячей части ротора  $t'_{вг}$ .

При обследовании режимов работы вращающихся РВП, чтобы получить данные о параметрах теплоносителей и характеристиках теплообмена, проанализировать работу воздухоподогревателя в целом, была разработана программа поверочного расчета вращающихся РВП. В основе программы была использована разработанная математическая модель поверочного расчета вращающихся РВП.

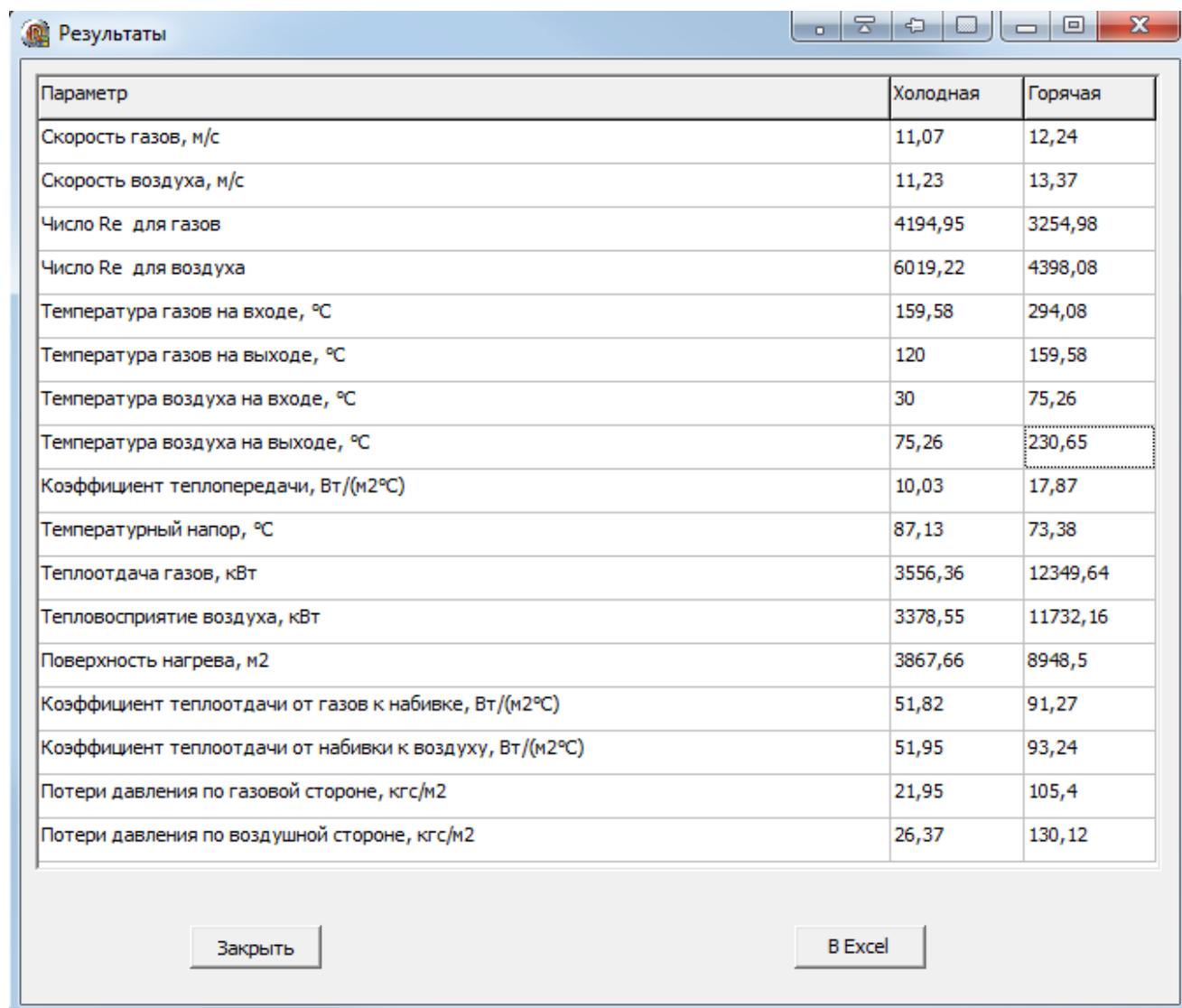
Исходные данные	Величина	Определить
Объем продуктов сгорания, м3/с	45,39	Определить
Объем воздуха подаваемого в РВП, м3/с	40,2	
Температура воздуха на входе в РВП, °С	30	
Площадь поверхности "холодной" набивки РВП, м2	3867	
Площадь поверхности "горячей" набивки РВП, м2	8948	
Температура газов на выходе из РВП, °С	120	
Коэффициент сохранения теплоты	0,95	
Коэффициент использования набивки РВП	0,8	
Площадь живого сечения для прохода газов ("горячая" набивка), м2	9,7	
Площадь живого сечения для прохода воздуха ("горячая" набивка), м2	6,7	
Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности "горячей" набивки РВП, Вт/(м2°С)		Определить
Коэффициент теплоотдачи от поверхности "горячей" набивки к воздуху, Вт/(м2°С)		Определить
Коэффициент П, П = 0,98 при n = 1,5 об/мин, П = 1,0 при n = 2,0 об/мин	1	
Площадь живого сечения для прохода газов ("холодная" набивка), м2	8,86	
Площадь живого сечения для прохода воздуха ("холодная" набивка), м2	6,1	
Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности "холодной" набивки РВП, Вт/(м2°С)		Определить

**Рис. 2.12. Таблица ввода исходных данных для выполнения поверочного расчета вращающихся РВП**

На рис. 2.12 представлена таблица ввода исходных данных для выполнения поверочного расчета вращающихся РВП. Исходными данными являются геометрические параметры набивки, такие как:

- площади поверхностей холодной и горячей набивок;
- площади живых сечений для прохода продуктов сгорания и воздуха для холодной и горячей набивок;
- высота холодной и горячей набивок (на рис. 2.12 не показаны).

Результатами поверочного расчета являются параметры теплоносителей, а также характеристики процесса теплообмена. Таблица вывода результатов поверочного расчета вращающегося РВП представлена на рис. 2.13.



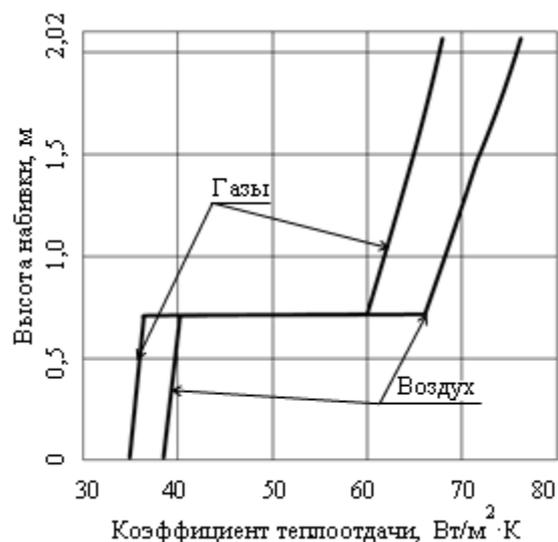
Параметр	Холодная	Горячая
Скорость газов, м/с	11,07	12,24
Скорость воздуха, м/с	11,23	13,37
Число Re для газов	4194,95	3254,98
Число Re для воздуха	6019,22	4398,08
Температура газов на входе, °C	159,58	294,08
Температура газов на выходе, °C	120	159,58
Температура воздуха на входе, °C	30	75,26
Температура воздуха на выходе, °C	75,26	230,65
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> °C)	10,03	17,87
Температурный напор, °C	87,13	73,38
Теплоотдача газов, кВт	3556,36	12349,64
Тепловосприятие воздуха, кВт	3378,55	11732,16
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	3867,66	8948,5
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке, Вт/(м <sup>2</sup> °C)	51,82	91,27
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху, Вт/(м <sup>2</sup> °C)	51,95	93,24
Потери давления по газовой стороне, кгс/м <sup>2</sup>	21,95	105,4
Потери давления по воздушной стороне, кгс/м <sup>2</sup>	26,37	130,12

Рис. 2.13. Таблица вывода результатов поверочного расчета вращающегося РВП

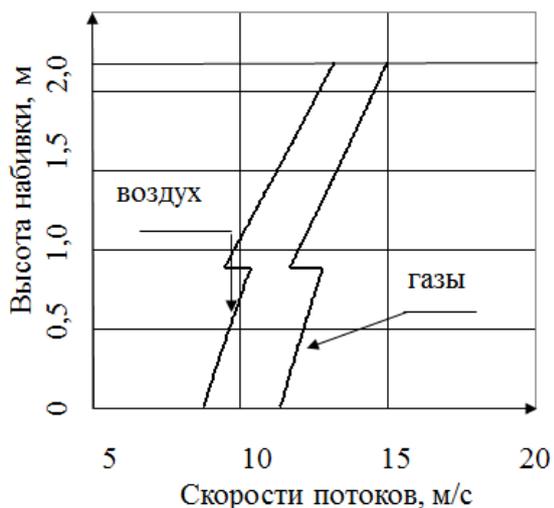
## 2.4. Проведение вариантных расчетов режимов работы РВП-54 Самарской ТЭЦ

На данном этапе работы на основе экспериментальных исходных данных представленных в таблицах ПА.1, ПА.2 был смоделирован фактический режим работы регенеративных воздухоподогревателей РВП-54 цилиндрической формы, установленных на котлоагрегатах ст. №№ 3, 5 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, и получены результаты, характеризующие процессы теплообмена в набивке. Объемные расходы продуктов сгорания и воздуха были определены расчетным путем по известным расходу природного газа и коэффициентам избытка воздуха. Конструктивные характеристики РВП-54, а также теплообменной набивки взяты из [74]. Расчеты проводились с использованием программы поверочного расчета вращающегося РВП. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов каждого РВП-54, установленного на котлоагрегатах ст. №№ 3, 5 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, представлены в таблицах ПА.3, ПА.4.

Для анализа эффективности процессов теплообмена построен график распределения коэффициентов теплоотдачи по высоте воздухоподогревателя (рис. 2.14). Как видно из графика, в холодной части набивки вращающегося РВП коэффициенты теплоотдачи значительно ниже, чем в горячей. Для РВП-54 цилиндрической формы коэффициенты теплоотдачи от продуктов сгорания к теплообменной поверхности по мере их охлаждения снижаются на 13%, а по воздуху – на 15%. Снижение эффективности процессов теплообмена объясняется уменьшением скорости движения продуктов сгорания в каналах теплообменных набивок по мере их охлаждения и уменьшения их удельного объема (рис. 2.15).



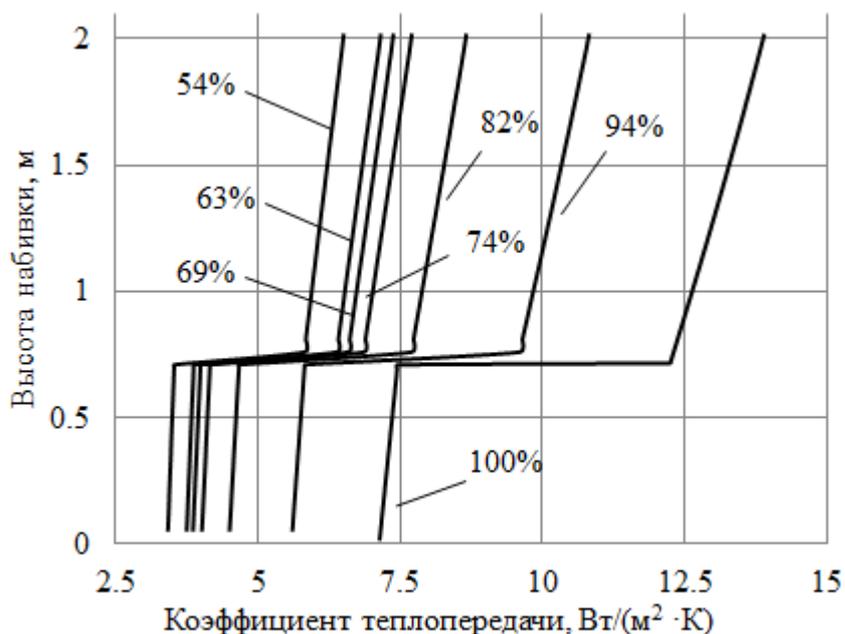
**Рис. 2.14. Распределение коэффициентов теплоотдачи в РВП-54 цилиндрической формы**



**Рис. 2.15.** Распределение скоростей потоков воздуха и дымовых газов по

Определены расчетные значения гидравлических сопротивлений по воздуху и продуктам сгорания. Выявлено, что расчетные значения гидравлических сопротивлений меньше фактически измеренных, что обусловлено появлением отложений (загрязнений) на поверхностях нагрева в процессе их эксплуатации, увеличением шероховатостей в результате коррозионного воздействия агрессивных сред, в которых работают поверхности нагрева вращающихся РВП.

На рис. 2.16 представлены графики распределения коэффициентов теплопередачи по высоте набивки РВП-54 на переменных режимах работы котлоагрегата. Расход перегретого пара котлоагрегата указан в процентах от номинальной паропроизводительности.



**Рис. 2.16.** Распределение коэффициентов теплопередачи в РВП-54 по высоте набивки на переменных режимах работы

## 2.5. Выводы

1. Представлены результаты экспериментального обследования энергетических котлов ст. №№ 3, 5 типа БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, снабженных регенеративными воздухоподогревателями типа РВП-54.

2. Представлена методика конструктивного расчета вращающихся РВП. Разработана методика поверочного расчета вращающихся РВП. Для методик разработаны математические модели и составлены блок-схемы алгоритмов математических моделей. На основе математических моделей и блок-схем разработаны программы конструктивного и поверочного теплового и аэродинамического расчета вращающегося РВП.

3. На основе экспериментальных данных смоделированы фактические режимы работы вращающихся РВП-54, установленных на энергетических котлах ст. №№ 3, 5 типа БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ. Построены графики распределения коэффициентов теплоотдачи, коэффициентов теплопередачи, скоростей потоков по высоте набивки вращающегося РВП. Для РВП-54 цилиндрической формы коэффициенты теплоотдачи от продуктов сгорания к теплообменной поверхности по мере их охлаждения снижаются на 13%, а по воздуху – на 15%, вследствие снижения скорости потоков теплоносителей.

## РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ РВП

### 3.1. Конструкция вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса

#### 3.1.1. Описание вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса

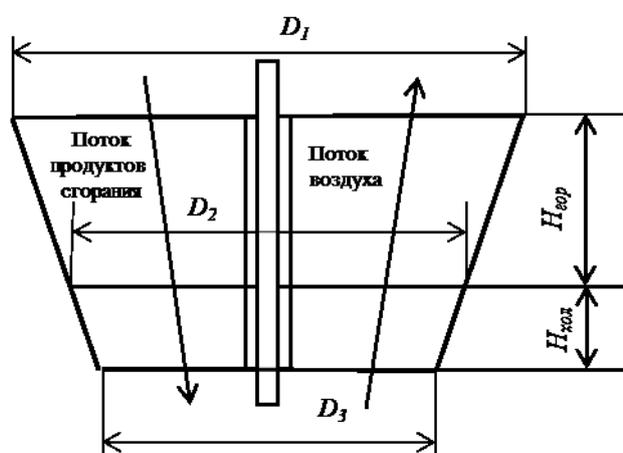


Рис. 3.1. Схема однопоточного РВП с набивкой в форме усеченного конуса

Выше было отмечено, что существенным недостатком однопоточных вращающихся РВП цилиндрической формы, оснащенных стандартной листовой набивкой (рис 1.7), является низкая тепловая эффективность. Причём в холодной части набивки РВП интенсивность теплопередачи в два раза ниже, чем в горячей, вследствие низких скоростей движения потоков теплоносителей. По данным [77],

коэффициент теплопередачи в горячей части набивки РВП равен  $15 \div 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , в холодной –  $7 \div 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а значит, требуются большие площади теплообменной поверхности для передачи необходимого количества теплоты. Этот недостаток вращающихся РВП обусловлен низкими значениями коэффициентов теплоотдачи от продуктов сгорания к теплообменной поверхности и от теплообменной поверхности к воздуху. Особенно низкие значения коэффициентов теплоотдачи наблюдаются в холодных пакетах теплообменной набивки РВП, обуславливает повышенную металлоемкость РВП.

Большие габариты и масса являются причиной завышенных эксплуатационных и ремонтных затрат. Периодичность замены пакетов набивки около 5 лет, уменьшение общего объема набивки позволит сократить ремонтные затраты.

Кроме того, уменьшение габаритов, в частности диаметра, приведет к снижению температурной деформации ротора и способствует уменьшению перетоков воздуха в газовую часть РВП. Понизятся нагрузки на опорные подшипники. Для уменьшения теплообменной поверхности следует интенсифицировать процессы теплообмена, что позволит уменьшить площадь, необходимую для передачи теплоты, повысит компактность установки.

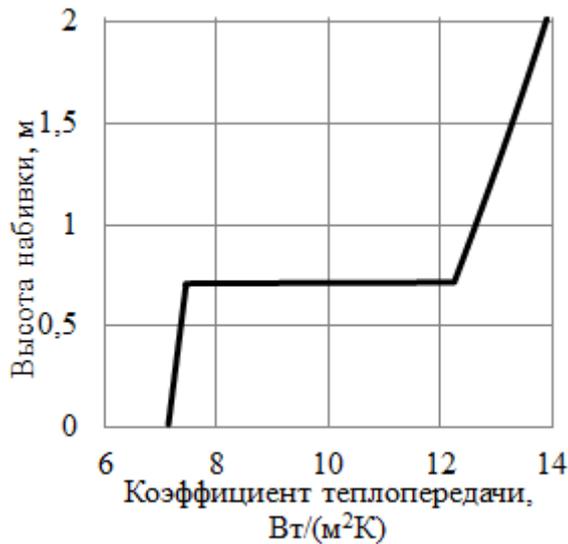
Интенсифицировать теплообмен возможно путем совершенствования характеристик теплообменной поверхности набивки [97, 122, 128], или, как предложено в [74, 75], путем применения новой конструкции вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса [154] (рис. 3.1). Параметром, характеризующим уменьшение диаметров проходных сечений, является конусность. Конусность – это отношение разности диаметров двух торцевых поперечных сечений конуса к расстоянию между ними.

Конусность, соответственно горячей и холодной части РВП  $K_{гор}$ ,  $K_{хол}$  данной конструкции определяется по формулам:

$$K_{гор} = (D_1 - D_2) / H_{гор}; \quad (3.1)$$

$$K_{хол} = (D_2 - D_3) / H_{хол}. \quad (3.2)$$

В регенеративных воздухоподогревателях в процессе охлаждения уменьшается удельный объем газов. Для РВП цилиндрической формы это приводит к уменьшению скоростей движения потоков газов в каналах теплообменной набивки, чисел  $Re$  и коэффициентов теплоотдачи. То же самое происходит и по воздушной стороне. На рис. 3.2 представлены результаты расчетов изменения коэффициентов теплопередачи от газов к воздуху в зависимости от высоты набивки [74]. Анализ результатов расчетов показывает, что вследствие малого удельного объема на входе, холодный воздух движется по каналам с низкой скоростью. При этом проходное сечение холодной набивки является не самым оптимальным с точки зрения эффективности процесса теплообмена. Поэтому в холодной части вращающегося регенеративного воздухоподогревателя наблюдаются низкие значения коэффициентов теплопередачи.



**Рис. 3.2.** Распределение коэффициентов теплопередачи в РВП-54 цилиндрической формы

ным  $1 \cdot 10^5$  Па.

Ниже представлен предварительный анализ работы набивки вращающегося РВП. Согласно уравнения Клапейрона – Менделеева, удельные объемы, занимаемые одним килограммом воздуха, при разных температурах составят:

$$p\vartheta = RT; \quad (3.3)$$

$$\vartheta = \frac{RT}{p}, \quad (3.4)$$

где  $R = 287$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная для воздуха.

Принимается абсолютное давление рав-

$$\text{При } t = 30 \text{ } ^\circ\text{C } \vartheta = \frac{287(273 + 30)}{100000} = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (3.5)$$

$$\text{При } t = 220 \text{ } ^\circ\text{C } \vartheta = \frac{287(273 + 220)}{100000} = 1,42 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (3.6)$$

$$\text{При } t = 300 \text{ } ^\circ\text{C } \vartheta = \frac{287(273 + 300)}{100000} = 1,64 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (3.7)$$

Отношения объёмов равны следующим величинам:  $1,64:0,86=1,91$ ;  $1,42:0,86=1,65$ .

В такой же пропорциональности будет изменяться скорость движения потока теплоносителя в случае постоянного проходного (живого) сечения  $f$  канала, так как  $w = V/f$ , где  $V$  – объемный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/с. Однако в действующих вращающихся РВП набивки устроены так, что расчётные проходные сечения горячих частей РВП немного больше, чем проходные сечения холодных частей. Например, для воздухоподогревателя типа РВВ-54 проходные сечения по воздуху равны 6,7 и 6,1 м<sup>2</sup>, для газов – 9,7 и 8,86 м<sup>2</sup> (см. табл. 1.2) соответственно для горячей и холодной частей. Отношения проходных сечений:  $6,7:6,1=1,098$  и  $9,7:8,86=1,095$ . Аналогичные соотношения имеют место и для других типов вращающихся РВП, установленных за энергетическими котлами.

Таким образом, при нагревании воздуха от 30 до 300 °С его объём возрастает в два раза, а проходные сечения набивок действующих РВП увеличиваются не более чем в 1,1 раза, т.е. практически (с учётом загрязнений) остаются постоянными.

Очевидно, что теплота от поверхности набивки РВП передаётся нагреваемому воздуху в основном за счет конвекции. Теплообмен излучением составляет незначительную долю ввиду малых расстояний между пластинами набивки РВП (малого значения длины пути луча) и в расчётах не учитывается.

Для сохранения максимальных значений коэффициентов теплоотдачи необходимо набивку РВП выполнить таким образом, чтобы проходные сечения для потоков теплоносителей изменялись пропорционально изменению их расходов (объёмов). Для действующих РВП целесообразно проходные сечения холодных частей набивок уменьшить так, чтобы при уменьшении объёмов теплоносителей скорость движения их потоков оставалась постоянной, не снижалась.

Набивка такого РВП должна иметь форму усечённого конуса [73]. Применение вращающегося РВП в форме усеченного конуса повышает эффективность теплообмена, как в холодной, так и в горячей частях набивки. Уменьшение диаметра регенеративного воздухоподогревателя на выходе потока газов и на входе потока воздуха обуславливает повышение скоростей обоих потоков. Повышение скоростей движения теплоносителей обуславливает увеличение коэффициентов теплоотдачи, и позволяет уменьшить суммарную площадь теплообменной поверхности. В результате сократится металлоемкость РВП и его стоимость.

**Предварительная оценка величины уменьшения объема и массы набивки для вращающегося РВП в форме усеченного конуса:**

Расчёты выполняются исходя из условия, что проходные сечения для потоков теплоносителей на выходе продуктов сгорания и на входе холодного воздуха должны быть в два раза меньше проходных сечений соответственно на входе горячих газов и на выходе подогретого воздуха.

Поперечное сечение  $S_1$  набивки стандартного РВП постоянно и равно величине

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{ст}}^2}{4}. \quad (3.8)$$

Наименьшее сечение  $S_2$  набивки РВП, выполненного в форме усечённого прямого конуса (сечение в вершине усечённого конуса)

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{ст}}^2}{4}. \quad (3.9)$$

Соотношение площадей принимаем равным двум ( $S_1/S_2=2$ ), тогда

$$\frac{D_1^2 - d_{\text{ст}}^2}{D_2^2 - d_{\text{ст}}^2} = 2 \quad \text{или} \quad D_2 = (0,5 \cdot (D_1^2 + d_{\text{ст}}^2))^{0,5}. \quad (3.10)$$

Здесь:  $D_1$ ,  $d_{\text{ст}}$  – соответственно наружный диаметр набивки ротора и ступицы ротора стандартного РВП;  $D_2$  – наименьший наружный диаметр ротора воздухоподогревателя в форме усечённого прямого конуса, т.е. наружный диаметр ротора в вершине усечённого конуса.

Объём  $V_1$  набивки цилиндрической формы стандартного РВП

$$V_1 = H_{\text{наб}} \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}. \quad (3.11)$$

Объём  $V_2$  набивки в форме усечённого прямого конуса

$$V_2 = H_{\text{наб}} \cdot \frac{\pi}{12} \cdot (D_1^2 + D_2^2 + D_1 \cdot D_2). \quad (3.12)$$

Например, для вращающегося РВП типа РВВ-54, имеющего наружный диаметр ротора  $D_1 = 5400$  мм, диаметр ступицы  $d_{\text{ст}} = 800$  мм и высоту двух слоёв набивки  $H_{\text{наб}} = 2020$  мм, получаем

$$D_2 = \sqrt{0,5 \cdot (5,4^2 + 0,8^2)} = 3,86 \text{ м}; \quad (3.13)$$

$$V_1 = 2,02 \cdot 0,785 \cdot 5,4^2 = 46,24 \text{ м}^3; \quad (3.14)$$

$$V_2 = 2,02 \cdot \frac{3,14}{12} \cdot (5,4^2 + 3,86^2 + 5,4 \cdot 3,86) = 34,31 \text{ м}^3. \quad (3.15)$$

Уменьшение объёма  $\Delta V$  для случая выполнения набивки РВП в форме усечённого прямого конуса составит

$$\Delta V = V_1 - V_2 = 46,24 - 34,31 = 11,93 \text{ м}^3. \quad (3.16)$$

Относительная величина уменьшения объёма набивки

$$\delta = \frac{\Delta V}{V_1} = \frac{11,93}{46,24} = 0,258, \quad (3.17)$$

или

$$\delta = 25,8\%.$$

Таким образом, устройство набивки вращающегося РВП типа РВВ-54 в форме усечённого прямого конуса позволяет снизить её массу на 17,2 т (с 66,6 т до 49,4 т). Аналогичные результаты получаются и для других типов вращающихся РВП.

Например, для РВП-3600, имеющего  $D_1 = 3600$  мм,  $d_{\text{ст}} = 422$  мм и  $H_{\text{наб}} = 1760$  мм, получаем

$$D_2 = \sqrt{0,5 \cdot (3,6^2 + 0,422^2)} = 2,563 \text{ м}; \quad (3.18)$$

$$V_1 = 1,76 \cdot 0,785 \cdot 3,6^2 = 17,906 \text{ м}^3; \quad (3.19)$$

$$V_2 = 1,76 \cdot \frac{3,14}{12} \cdot (3,6^2 + 2,563^2 + 3,6 \cdot 2,563) = 13,24 \text{ м}^3; \quad (3.20)$$

$$\Delta V = V_1 - V_2 = 17,906 - 13,24 = 4,666 \text{ м}^3; \quad (3.21)$$

$$\delta = \frac{\Delta V}{V_1} = \frac{4,66}{17,906} = 0,2606; \quad \delta = 26,06\%. \quad (3.22)$$

Масса набивки РВП снижается на 10 т (с 38,6 т до 28,6 т).

Для РВП-98, имеющего  $D_1 = 9800$  мм,  $d_{\text{ст}} = 1200$  мм и  $H_{\text{наб}} = 3000$  мм, получаем  $D_2 = 6,98$  м,  $V_1 = 226,17 \text{ м}^3$  и  $V_2 = 167,33 \text{ м}^3$ ,  $\Delta V = 58,84 \text{ м}^3$ ;  $\delta = 0,26$ . При этом масса ротора РВП уменьшается на 91 т (с 350 т до 259 т).

Данная оценка является предварительной, так как не учитывает всех факторов работы вращающихся РВП и не предусматривает проведение теплового и аэродинамического расчетов. Все выводы являются представленными и в последующих разделах диссертации будут обоснованы с помощью результатов тепло-

вого и аэродинамического расчетов, выполненных по методикам адаптированным применительно для конструкции РВП в форме усеченного конуса.

### 3.1.2. Разработка методики теплового и аэродинамического расчета вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса

Отличительной особенностью вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме прямого усеченного конуса является переменная площадь проходного сечения набивки по высоте. Отсюда следует, что для корректного теплового расчета РВП должна быть использована методика учитывающая влияние конусности холодной и горячей частей ротора.

Обоснование применения предложенной конструкции должно основываться на анализе тепловых и аэродинамических процессов протекающих в РВП. Это обуславливает необходимость проведения тепловых и аэродинамических расчетов РВП. Как и для РВП стандартной цилиндрической формы, методика, применяемая к РВП в форме прямого усеченного конуса, основана на критериальных уравнениях, характеризующих процесс теплообмена для определенного типа теплообменной набивки. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  рассчитывается по формуле [74]:

$$\alpha = A \cdot \frac{\lambda}{d_3} \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot C_t \cdot C_l \quad (3.23)$$

где  $A$ ,  $a$ ,  $b$  - коэффициенты, определяемые типом набивки;

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности теплоносителя;

$d_3$  - эквивалентный диаметр набивки;

$Re$  - число Рейнольдса,

$Pr$  - число Прандтля,

$C_t, C_l$  - поправки, учитывающие влияние температурного фактора и относительной длины канала.

Как видно из уравнения (3.23) интенсивность теплообмена зависит от числа  $Re$ .

При разработке конструкции вращающегося РВП в форме прямого усеченного конуса основным условием является обеспечение заданных выходных параметров потоков воздуха и продуктов сгорания, в частности, температуры нагретого воздуха и температуры уходящих газов. Обеспечением выполнения данного условия является равенство тепловых мощностей РВП стандартной цилиндрической формы и РВП в форме прямого усеченного конуса.

$$Q_{\text{в}} = k_{\text{ц}} \cdot F_{\text{ц}} \cdot \Delta t = k_{\text{к}} \cdot F_{\text{к}} \cdot \Delta t, \quad (3.24)$$

где  $Q_{\text{в}}$  – тепловосприятие воздуха;

$k_{\text{ц}}$ ,  $k_{\text{к}}$  – коэффициенты теплопередачи соответственно в РВП цилиндрической формы и в РВП в форме прямого усеченного конуса;

$F_{\text{ц}}$ ,  $F_{\text{к}}$  – площади поверхности теплообмена соответственно в РВП цилиндрической формы и в РВП в форме прямого усеченного конуса;

$\Delta t$  – температурный напор.

Задачей является определение конусности холодной и горячей частей ротора, т.е. тангенса угла наклона образующей конуса к нормали, так как чем больше угол наклона, тем больше скорости потоков и тем больше коэффициенты теплоотдачи. Но вместе с тем происходит уменьшение площади теплообмена и увеличение аэродинамического сопротивления воздухоподогревателя. Аэродинамическое сопротивление является одним из решающих факторов в определении угла конусности набивки РВП. Необходимо определить конусность на таком уровне, чтобы увеличение сопротивления газо-воздушного тракта котла не выходило за допустимые пределы и рабочая точка, установленных на котлоагрегате дутьевых вентиляторов, располагалась в рабочих зонах их характеристик.

Ниже представлена последовательность выполнения теплового расчета вращающегося РВП в форме прямого усеченного конуса.

1. Перед тепловым расчетом вращающегося РВП в форме прямого усеченного конуса выполняется проработка компоновки и выбирается тип поверхностей теплообмена холодной и горячей набивок.

2. После проработки компоновки рассчитываются расходы продуктов сгорания и воздуха, подаваемые во вращающийся регенеративный воздухоподогре-

ватель. Расчеты производятся на основании известных паропроизводительности котла, расхода топлива и теоретически необходимого объема воздуха.

3. Определяют расчетный расход газообразного топлива  $B_p$ , м<sup>3</sup>/с (для твердого и жидкого топлива, кг/с)

$$B_p = B(1 - 0,01q_4), \quad (3.25)$$

где  $B$  – расход топлива, подаваемого в топочную камеру, м<sup>3</sup>/с;

$q_4$  – потери теплоты с механическим недожогом топлива.

Для парового котла расход топлива  $B$ , кг/с:

$$B = (D_{пе} (h_{пп} - h_{пв}) + D_{вт} (h''_{вт} - h'_{вт}) + D_{пр} (h_{кип} - h_{пв})) / (Q_p^p \cdot \eta_k), \quad (3.26)$$

где  $D_{пе}$  – расчетная паропроизводительность котла, кг/с;

$h_{пп}$ ,  $h_{пв}$ ,  $h_{кип}$  – энтальпия соответственно перегретого пара, питательной воды и кипящей воды в барабане парового котла, кДж/кг;

$D_{вт}$  – расход вторично перегретого пара, кг/с;

$h'_{вт}$ ,  $h''_{вт}$  – энтальпия вторично перегретого пара на входе в перегреватель и на выходе из него, кДж/кг;

$D_{пр}$  – расход продувочной воды из барабанного парового котла, кг/с.

$$D_{пр} = 0,01 \cdot p \cdot D_{пе}, \quad (3.27)$$

где  $p$  – непрерывная продувка котла, %. При  $p < 2\%$  теплота продувочной воды составляет менее 0,4% полезного тепловыделения и в расчетах может не учитываться;

$Q_p^p$  – располагаемая теплота сжигаемого газообразного топлива, кДж/м<sup>3</sup>;

$\eta_k$  – коэффициент полезного действия котла.

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{тл} + Q_{внш} + Q_{пф} - Q_k, \quad (3.28)$$

где  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_{тл}$  – физическая теплота топлива, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_{внш}$  – теплота предварительного (внешнего) подогрева воздуха в калориферах перед его поступлением в воздухоподогреватель котла, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_{\text{пф}}$  – теплота, вносимая в топку котла паром для распыла мазута в форсунках, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_{\kappa}$  – теплота разложения карбонатов топлива (учитывается при сжигании сланцев), кДж/м<sup>3</sup>.

Для большинства видов сухих и малосернистых твердых топлив и газообразного топлива принимается  $Q_{\text{п}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ .

4. Рассчитывают полный объем продуктов сгорания  $V_{\text{г.п.}}$ , м<sup>3</sup>/с:

$$V_{\text{г.п.}} = B_{\text{р}} \cdot V_{\text{г}}, \quad (3.29)$$

где  $V_{\text{г}}$  – действительный объем продуктов сгорания, получающихся при сгорании 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива (при нормальных физических условиях).

$$V_{\text{г}} = V_{\text{г}}^0 + 1,0161(\alpha_{\text{yx}} - 1)V_{\text{в}}^0, \quad (3.30)$$

где  $V_{\text{г}}^0$  – теоретический объем продуктов сгорания;

$V_{\text{в}}^0$  – теоретический объем воздуха;

$\alpha_{\text{yx}}$  – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах перед дымососом.

Теоретические объемы воздуха  $V_{\text{в}}^0$  и продуктов сгорания  $V_{\text{г}}^0$  рассчитываются по заданному составу топлива.

При сжигании природного газа расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> газа, производится на основании процентного состава компонентов, входящих в него:

теоретический объем воздуха:

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0476[\sum(m + 0,25n)C_m H_n + 0,5(CO + H_2) + 1,5H_2 S - O_2]; \quad (3.31)$$

теоретический объем продуктов сгорания:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_{\text{в}}^0 + 0,01N_2; \quad (3.32)$$

$$V_{RO_2} = 0,01(\sum mC_m H_n + CO_2 + CO + H_2 S); \quad (3.33)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01(\sum 0,5nC_m H_n + H_2 S + H_2 + 0,124d_2) + 1,61V_{\text{в}}^0; \quad (3.34)$$

$$V_2^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (3.35)$$

где  $d_2$  – влагосодержание газообразного топлива, при расчетной температуре 10 °C  $d_2 = 10$  г/м<sup>3</sup>.

Для твердых и жидких топлив расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/кг, производят исходя из состава рабочей массы:

теоретический объем воздуха:

$$V_g^0 = 0,0889(C^p + 0,3759^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p; \quad (3.36)$$

теоретический объем продуктов сгорания:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375S^p); \quad (3.37)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_g^0 + 0,008N^p; \quad (3.38)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V_g^0; \quad (3.39)$$

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0. \quad (3.40)$$

5. Определяют полный объем воздуха, подаваемого в воздухоподогреватель:

$$V_{в.п.} = B_p \cdot V_b^0 (\Sigma \alpha_i + \beta_{рц}), \quad (3.41)$$

где  $\Sigma \alpha_i = 0,5\Delta\alpha_{en} + \alpha_m - \Delta\alpha_{en}$ ;

$\Delta\alpha_{вп}$  – присосы воздуха в воздухоподогревателе;

$\alpha_t$  – избыток воздуха, подаваемого через горелки в топку;

$\Delta\alpha_t$  – присосы холодного воздуха в негазоплотных топках;

$\beta_{рц}$  – доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе.

6. Методика теплового расчета, представленная в [11, 77], предполагает, как указано в главе 2, задание граничных условий на входе потоков теплоносителей в РВП и на выходе из него. При этом параметры по высоте набивки усредняются и зависимость принимает линейный характер. Для повышения точности расчетов и для получения более подробного описания протекания тепловых процессов предлагается выполнять расчеты, разделив по высоте набивку на расчетные элементы и выполнять расчет каждого элемента (рис. 3.3). Расчетным элементом является объем набивки высотой  $\Delta h$ , в котором происходит малое изменение температуры потоков воздуха  $\Delta t_b$  и продуктов сгорания  $\Delta t_r$ . Количество итераций зависит от количества расчетных элементов и от величины  $\Delta t_r = t_{n-1}^r - t_n^r$  и чем меньше эта величина, тем более детально определяются зависимости основных параметров процессов теплообмена по высоте набивки вращающегося РВП.

7. Рассчитывается количество теплоты  $Q_{в1}$ , кДж/с, воспринимаемое воздухом в первом расчетном элементе холодной набивки воздухоподогревателя, используя уравнение теплового баланса:

$$Q_{в1} = G_r \cdot c_{pгг} \cdot \varphi \cdot (t_n^r - t_{n-1}^r), \quad (3.42)$$

где  $G_r$  – полный массовый расход продуктов сгорания, кг/с;

$c_{pгг}$  – удельная массовая теплоемкость продуктов сгорания, при средней температуре газов в 1-ой итерации, Дж/(кг·°С);

$t_n^r, t_{n-1}^r$  – температура продуктов сгорания соответственно на входе в расчетный элемент и на выходе из него, °С. Как было указано выше  $t_r^{n-1}$  определяется заданием малой величины  $\Delta t_2$ ;

$\varphi$  – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты поверхностью в окружающую среду.

8. Определяется температура воздуха на выходе из расчетного элемента набивки, используя уравнение теплового баланса:

$$t_2^b = t_1^b + \frac{G_r \cdot c_{pгг} \cdot \varphi \cdot (t_n^r - t_{n-1}^r)}{G_b \cdot c_{pвн}}, \quad (3.43)$$

где  $G_b$  – полный массовый расход воздуха, подаваемого в РВП, кг/с;

$c_{pвн}$  – удельная массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С), при средней температуре в 1-ой итерации, Дж/(кг·°С);

$t_1^b, t_2^b$  – температура воздуха соответственно на входе в первый расчетный элемент и на выходе из него, °С. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель принимается 30 °С, с целью предотвращения образования коррозии на холодных поверхностях нагрева (при работе котла на газе).

Так как теплоемкость воздуха неизвестна, то расчет  $t_2^b$  проводится методом последовательных приближений:

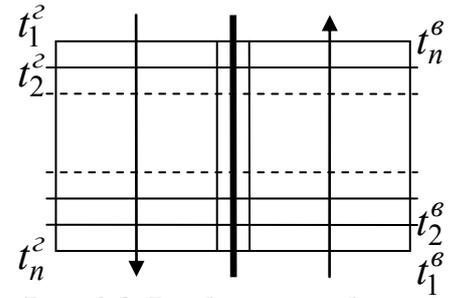


Рис. 3.3. Разбиение набивки на расчетные элементы

а) задается  $t_2^B$ ;

б) определяется средняя температура воздуха в холодной набивке  $t_B = 0,5(t_2^B + t_1^B)$ ;

в) по  $t_B$  принимается удельная массовая теплоемкость воздуха  $c_{pB}$ ;

г) по формуле (3.43) вычисляется температура  $t_2^B$ . В случае расхождения между принятым и расчетным значениями температуры  $t_2^B$  расчет повторяется.

Таким образом, первая часть расчета заканчивается решением уравнения теплового баланса и определением температуры  $t_2^B$ . Вторая часть расчета расчетного элемента основана на определении температуры  $t_2^B$  путем решения уравнения теплопередачи.

9. Во второй части расчета задаются величины конусности холодной и горячей частей ротора вращающегося РВП  $K_{хол}$ ,  $K_{гор}$ . И задается высота расчетного элемента  $\Delta h$ . Расчетный элемент также представляет прямой усеченный конус. Определяется диаметр большего основания конуса:

$$D_{n-1} = D_n + K_{хол} \cdot \Delta h, \quad (3.44)$$

где  $D_n$  – диаметр меньшего основания усеченного конуса. Для первой итерации необходимо принять диаметр холодного торца ротора.

10. Определяется площадь среднего сечения расчетного элемента:

$$f_n = \frac{\pi}{8} \cdot (D_{n-1}^2 - 2 \cdot d_{ст}^2 + D_n^2), \quad (3.45)$$

где  $d_{ст}$  – диаметр ступицы ротора вращающегося РВП.

11. По параметрам набивки, используя площадь среднего сечения  $f_n$ , определяются площади «живых» сечений расчетного элемента для прохода продуктов сгорания и воздуха  $f_{г}$ ,  $f_{в}$ , а также определяются объем расчетного элемента  $V_n$  и площадь поверхности теплообмена расчетного элемента  $F_n$ :

$$V_n = \frac{\pi \cdot \Delta h}{12} \cdot (D_n^2 + D_n \cdot D_{n-1} + D_{n-1}^2) - \frac{3 \cdot \pi \cdot \Delta h}{12} \cdot d_{ст}^2, \quad (3.46)$$

$$F_n = V_n \cdot S, \quad (3.47)$$

где  $S$  – удельная поверхность нагрева, теплообменной набивки.

12. Рассчитываются действительные скорости движения теплоносителей в расчетном элементе:

а) ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

$$w_n^r = V_{rn} \cdot (t_r + 273) / (273 \cdot f_r); \quad (3.48)$$

б) нагреваемого дутьевого воздуха

$$w_n^b = V_{bn} \cdot (t_b + 273) / (273 \cdot f_b). \quad (3.49)$$

13. Рассчитываются коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева РВП  $\alpha_r$ , и коэффициент теплоотдачи от теплообменной поверхности к воздуху  $\alpha_b$  в расчетном элементе. Расчет ведется с использованием критериальных уравнений. Эмпирические коэффициенты, входящие в критериальные уравнения, а также их вид зависят от типа теплообменной набивки. Ниже представлены уравнения для теплообменной поверхности, состоящей из стальных волнообразных листов:

для потока продуктов сгорания:

$$\alpha_r = A \cdot \frac{\lambda_r}{d_3} \cdot Re_r^{0,8} \cdot Pr_r^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l; \quad (3.50)$$

для потока воздуха:

$$\alpha_b = A \cdot \frac{\lambda_b}{d_3} \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l, \quad (3.51)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от типа набивки [11, 77];

$d_3$  – эквивалентный диаметр набивки в расчетном элементе, м;

$Re_r, Re_b$  – числа Рейнольдса соответственно для потоков продуктов сгорания и воздуха в расчетном элементе;

$Pr_r, Pr_b$  – числа Прандтля соответственно для потоков продуктов сгорания и воздуха в расчетном элементе;

$C_l$  – поправка на относительную длину, вводится при  $l/d < 50$ , принимается по [11].

$C_t$  – поправка, учитывающая влияние температурного фактора  $C_t = (T/T_{ст})^{0,5}$ .

$T$  и  $T_{ст}$  – абсолютная температура соответственно теплоносителя (газов, воздуха) и стенки (теплообменной поверхности), К;

Для вращающегося РВП средняя температура стенки теплообменной поверхности набивки может быть рассчитана по формуле [11, 77]:

$$t_{ст} = (t_r \cdot \alpha_r \cdot F_r + t_b \cdot \alpha_b \cdot F_b) / (F_r \cdot \alpha_r + F_b \cdot \alpha_b), \quad (3.52)$$

где  $F_r, F_b$  – доли поверхности нагрева, омываемые соответственно продуктами сгорания и воздухом в расчетном элементе. Так как температура стенки теплообменной поверхности зависит от коэффициентов теплоотдачи, то расчет следует выполнять методом последовательных приближений:

- а) задается температура стенки теплообменной поверхности  $t_{ст}$ ;
- б) вычисляется поправка  $C_i$ ;
- в) рассчитываются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_r, \alpha_b$ ;
- г) определяется температура стенки теплообменной поверхности по формуле (3.52). В случае расхождения значений температур  $t_{ст}$ , расчет повторяется.

14. Рассчитывается коэффициент теплопередачи  $k_n$  в расчетном элементе, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$k_n = \Pi \cdot \xi / [1/(F_r \cdot \alpha_r) + 1/(F_b \cdot \alpha_b)]; \quad (3.53)$$

где  $\Pi$  – коэффициент, учитывающий нестационарность процесса в РВП.

$\Pi = 0,98$  при  $n = 1,5$  об/мин,  $\Pi = 1,0$  при  $n = 2,0$  об/мин;

$\xi$  – коэффициент использования набивки РВП. При  $\Delta\alpha_{en} = 0,2 \div 0,25$   $\xi = 0,8$ .

15. Определяется средний температурный напор  $\Delta t_{cp}$ , °С:

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}) / \ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\mu}), \quad (3.54)$$

где  $\Delta t_{\delta}, \Delta t_{\mu}$  – большая и меньшая разности температур теплообменивающих сред на границах расчетного элемента, °С.

16. После определения температурного напора в расчетном элементе, повторно рассчитываются (проверяются) значения площади теплообмена  $F_n^{np}$  и температуры  $t_{n-1}^{rnp}$ :

$$F_n^{np} = \frac{Q_b}{k_n \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (3.55)$$

$$t_{n-1}^{rnp} = \frac{F_n^{np} \cdot k_n \cdot \Delta t_{cp}}{\varphi \cdot G_r \cdot c_{prn}} + t_n^r. \quad (3.56)$$

В случае, если значения площади поверхности теплообмена  $F_n^{np}$  и температуры продуктов сгорания  $t_{n-1}^{rnp}$ , вычисленные по (3.55), (3.56), отличаются от значений, рассчитанных по уравнениям (3.47), (3.43), то необходимо провести корректировку высо-

ты расчетного элемента  $\Delta h$  и выполнить расчет заново. В противном случае продолжить расчет следующего расчетного элемента, пока не будут выполнены условия окончания расчетов:

- температура потока воздуха достигнет значения необходимого для обеспечения технологического процесса горения топлива в топке котла;
- суммарная высота расчетных элементов достигнет требуемого значения высоты ротора вращающегося РВП.

При разработке конструкции вращающегося РВП в форме прямого усеченного конуса необходимым является проведение анализа изменения аэродинамического сопротивления в зависимости от значений конусности холодной и горячей частей ротора. Поэтому в дополнение к тепловому расчету расчетного элемента ротора необходимо провести аэродинамический расчет. Падение давления ( $\Delta p_n$ ) по газовой и воздушной стороне в расчетном элементе определяется по формуле:

$$\Delta p_n = 1,2 \lambda_{тр} \rho_n \frac{\omega_n^2 \Delta h}{19,6 d_3} \quad (3.57)$$

где  $\lambda_{тр}$  – коэффициент гидравлического трения;

$\rho_n$  – плотность воздуха или газов, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_n$  – скорость потока воздуха или газов, м/с;

$h$  и  $d_3$  – соответственно высота поверхности нагрева в расчетном элементе и ее эквивалентный диаметр, м.

### **3.1.3. Создание математической модели и разработка программы теплового и аэродинамического расчета регенеративного воздухоподогревателя в форме прямого усеченного конуса**

Разработка конструкции вращающегося регенеративного воздухоподогревателя заключается в изменении формы набивки и ее геометрических параметров таких, как высота и диаметр прототипа. Прототипом является вращающийся РВП традиционной формы, набивка которого имеет форму цилиндра.

Блок-схема алгоритма математической модели теплового и аэродинамического расчета регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса

представлена на рис. 3.4. Блок-схема части алгоритма по расчету объемов продуктов сгорания и воздуха аналогична представленной блок-схеме (рис. 2.4) (см. главу 2).

В начале выполнения алгоритма необходимо задать значения конусностей горячей и холодной набивок  $K_{гор}$ ,  $K_{хол}$ . Затем осуществляется разбиение холодной набивки прототипа по высоте на  $m$  расчетных элементов с определением диаметров и площадей проходных сечений первого расчетного элемента. Выполнение расчета, как и для вращающихся РВП традиционной формы, начинается с холодной части набивки. Расчет теплового баланса расчетного элемента начинается с задания малого приращения температуры воздуха  $\Delta t$ .

После операторов расчета теплового баланса следуют циклические операции, решение которых приводит к оператору по расчету площади поверхности нагрева и высоты набивки в расчетном элементе.

Для каждого расчетного элемента все результаты расчета заносятся в массив результатов. Далее, с помощью условного оператора, происходит сравнение температуры продуктов сгорания на входе в холодную набивку с температурой продуктов сгорания на входе в расчетный элемент. Если температуры отличаются на величину большей заданной, то последовательно начинается расчет следующего расчетного элемента. В случае если разница между температурами меньше заданной точности, то начинается выполнение расчета горячей набивки. Таким образом, результаты расчета каждого элемента находящиеся в массиве позволяют получить детальное описание процессов теплообмена по высоте набивки. Расчет горячей части вращающегося РВП в форме усеченного конуса выполняется аналогично.

С целью выполнения вариантных расчетов, при разработке конструкции вращающегося РВП в форме усеченного конуса была разработана программа теплового и аэродинамического расчета. Основу программы составляет математический алгоритм, представленный на рис. 3.4.

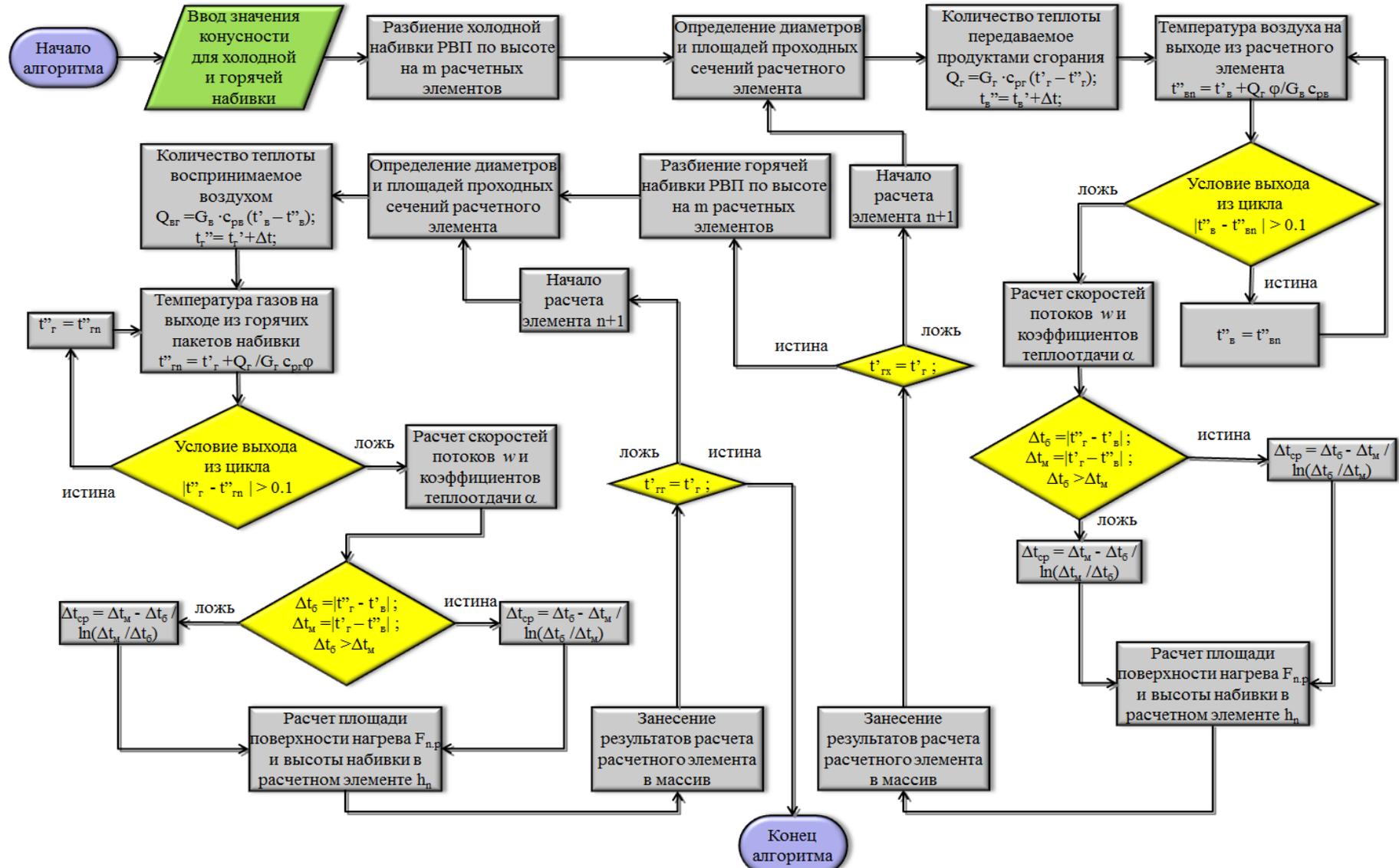


Рис. 3.4. Блок-схема алгоритма математической модели теплового и аэродинамического расчета регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса

Программа расчета РВП

Газ
  Мазут

Исходные данные	Величина	
Площадь поверхности "горячей" набивки прототипа, м2	8948	
Температура газов на выходе из РВП, °С	120	
Коэффициент сохранения теплоты	0,95	
Диаметр ступицы прототипа, м	0,8	
Внутренний диаметр ротора прототипа, м	5,4	
Площадь живого сечения прототипа для прохода газов ("горячая" набивка), м2	9,7	
Площадь живого сечения прототипа для прохода воздуха ("горячая" набивка), м2	6,7	
Площадь живого сечения прототипа для прохода газов ("холодная" набивка), м2	8,86	
Площадь живого сечения прототипа для прохода воздуха ("холодная" набивка), м2	6,1	
Коэффициент использования набивки РВП	0,8	
Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности "горячей" набивки РВП, Вт/(м2°С)		Определить
Коэффициент теплоотдачи от поверхности "горячей" набивки к воздуху, Вт/(м2°С)		Определить
Конусность "холодной" части РВП	0,3	
Конусность "горячей" части РВП	0,3	
Высота "горячей" набивки, м	1,31	
Высота "холодной" набивки, м	0,71	
Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности "холодной" набивки РВП, Вт/(м2°С)		Определить

**Рис. 3.5. Таблица ввода исходных данных**

Таблица ввода исходных данных представлена на рис. 3.5. Необходимо отметить, что исходными данными являются параметры и характеристики прототипа, то есть существующей модели вращающегося регенеративного воздухоподогревателя. Так же в программе задается конусность холодной и горячей набивки вращающегося РВП.

Таблица результатов расчета представлена на рис. 3.6. В результате расчета определяются параметры режима работы вращающегося РВП в форме усеченного конуса и геометрические характеристики.

Параметр	Холодная	Горячая
Скорость газов, м/с	10,82	10,26
Скорость воздуха, м/с	10,99	11,24
Число Re для газов	4086,05	2687,62
Число Re для воздуха	5857,55	3624,16
Температура газов на входе, °C	161,35	300,93
Температура газов на выходе, °C	120	161,35
Температура воздуха на входе, °C	30	77,29
Температура воздуха на выходе, °C	77,29	238,6
Кэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> °C)	9,84	15,46
Температурный напор, °C	86,99	72,65
Теплоотдача газов, кВт	2972,59	10263,78
Тепловосприятие воздуха, кВт	2823,96	9750,59
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	3299,6	8680,83
Кэффициент теплоотдачи от газов к набивке, Вт/(м <sup>2</sup> °C)	50,84	78,95
Кэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху, Вт/(м <sup>2</sup> °C)	50,98	80,71
Потери давления по газовой стороне, кгс/м <sup>2</sup>	23,51	72,49
Потери давления по воздушной стороне, кгс/м <sup>2</sup>	28,25	93,76
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов), м	5,01	5,4
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов), м	4,79	5,01
Высота набивки, м	0,87	1,41

Рис. 3.6. Таблица вывода результатов расчета

### 3.1.4. Исследование процессов теплообмена и определение оптимальных геометрических параметров регенеративного воздухоподогревателя в форме прямого усеченного конуса

При разработке конструкции вращающегося РВП в форме усеченного конуса задачей является определение оптимальных геометрических параметров путем проведения вариантных расчетов. Расчеты конструкции проводятся при различных значениях конусностей, т.е. тангенсов угла наклона образующей конуса к нормали. Оптимальные значения углов наклона образующей конуса будут зависеть от нескольких факторов.

Первым фактором является величина аэродинамического сопротивления вращающегося РВП, так как при увеличении средних скоростей движения теплоносителей увеличивается, соответственно, сопротивление. При этом необходимо определить верхнюю границу, до которой повышение аэродинамического сопротивления возможно без проявления негативных последствий на аэродинамический тракт котла, работу тягодутьевого оборудования и, в общем, на работу котла.

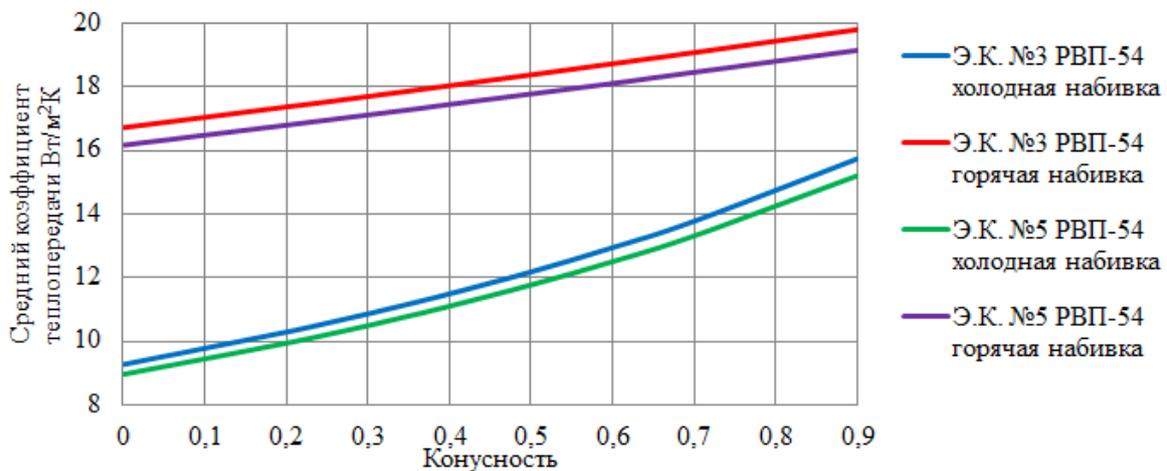
Вторым фактором является сравнение степени уменьшения площади теплообменной поверхности со степенью увеличения средних коэффициентов теплоотдачи между стенками теплообменной поверхности и потоками теплоносителей. Данный фактор будет являться основополагающим, так как в случае если площадь теплообмена уменьшится более значительно, чем коэффициенты теплоотдачи это приведет к снижению количества теплоты отдаваемого продуктами сгорания и воспринимаемое воздухом. В этом случае котел будет работать с повышенной температурой уходящих газов и сниженной температурой горячего воздуха, что приведет к снижению КПД котлоагрегата.

На первом этапе разработки оптимальной конструкции вращающегося РВП в форме усеченного конуса прорабатывалось преобразование конструкции РВП-54 установленного на энергетических котлах ст. №№ 3, 5 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ. Преобразование заключалось в определении диаметров сечений по ходу движения продуктов сгорания (рис. 3.1). При этом диаметр сечения «горячего» торца ротора (набивки), а также высота набивки соответствуют аналогичным характеристикам прототипа – РВП-54. Для анализа процессов теплообмена и режимов работы вращающегося РВП в форме усеченного конуса, были выполнены варианты расчеты при различных значениях конусностей, как горячей, так и холодной части ротора. Конусность в расчетах принималась в пределах от 0 до 0,9. Для выполнения расчетов применялся алгоритм, представленный на рис. 3.4, с учетом фиксированной высоты горячей и холодной набивок. Расчет выполнен на основе исходных данных полученных в результате экспериментального обследования, все использованные параметры соответствовали режиму котла близкому к номинальному, для котла ст. № 3 БКЗ-420-140 НГМ режим с паропроизводи-

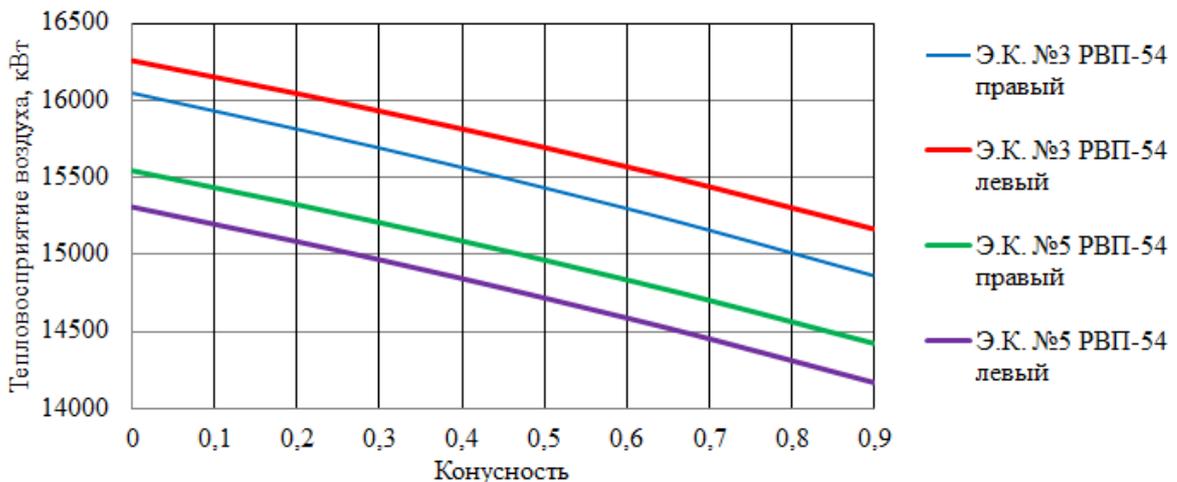
тельностью 426 т/ч (таблица ПА.3), для котла ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ режим с паропроизводительностью 430 т/ч (Таблица ПА.4).

Результаты тепловых и аэродинамических расчетов вращающегося РВП-54 в форме усеченного конуса при различных значениях конусности представлены в таблицах ПБ.1, ПБ.2.

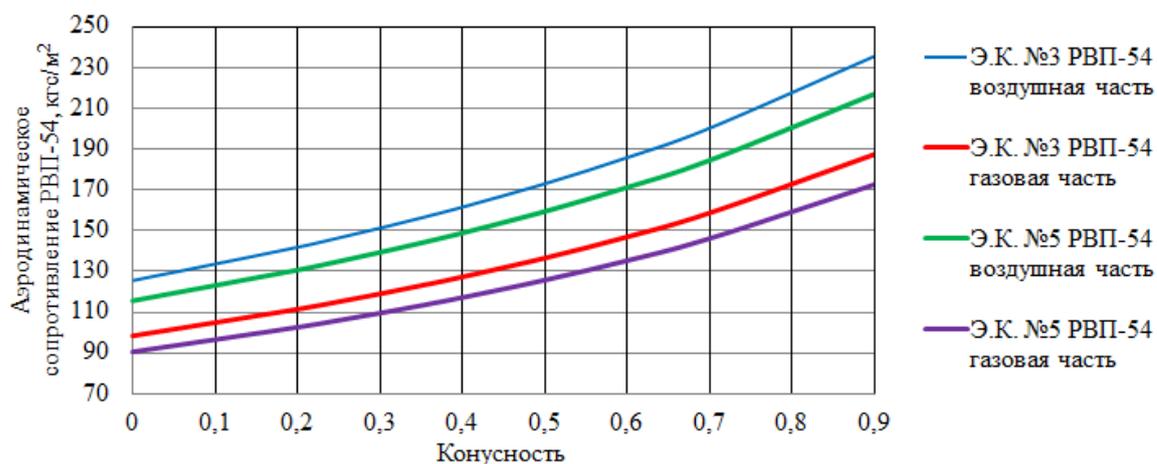
Для удобства проведения анализа выполненных расчетов и режимов работы вращающегося РВП в форме усеченного конуса, прототипом которого являлся РВП-54 энергетических котлов ст. № 3, 5 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, построены графики изменения основных параметров в зависимости от величины конусности (рис. 3.7 – 3.9).



**Рис. 3.7. Зависимость среднего коэффициента теплопередачи от величины конусности набивки**



**Рис. 3.8. Зависимость величины тепловосприятия воздуха от величины конусности набивки**



**Рис. 3.9. Зависимость аэродинамического сопротивления вращающегося РВП от величины конусности набивки**

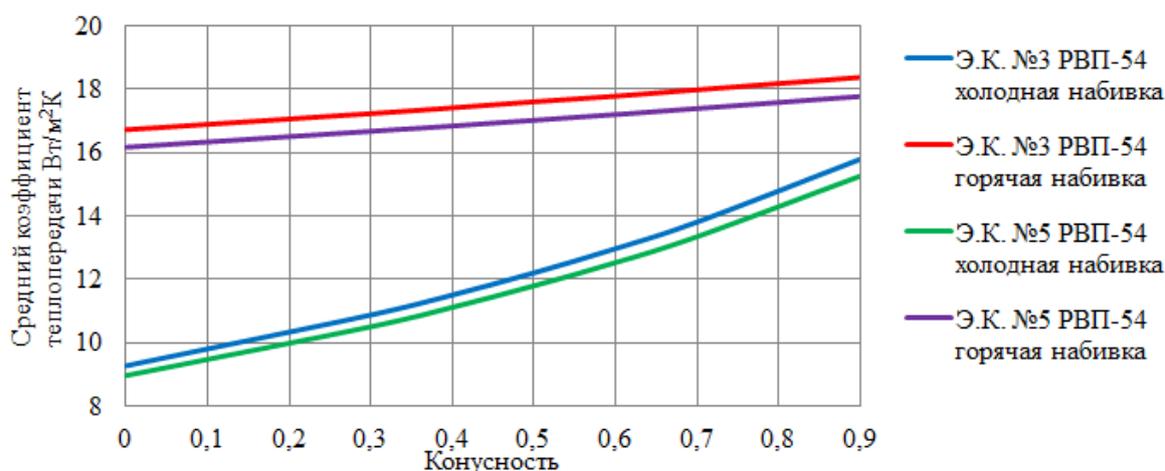
Анализ графика зависимости среднего коэффициента теплопередачи от величины конусности набивки вращающегося РВП (рис. 3.7) показывает что при увеличении значения конусности, как холодной, набивки так и горячей увеличиваются значения коэффициентов теплопередачи. Увеличение средних коэффициентов теплопередачи происходит за счет увеличения скорости движения продуктов сгорания и воздуха в каналах набивки. Необходимо отметить, что рост интенсивности теплообмена в холодной набивки больше чем в горячей.

На рис. 3.8 показана зависимость величины тепловосприятия воздуха во вращающемся РВП в форме усеченного конуса от величины конусности. Как видно из графика, при увеличении значения конусности набивок происходит уменьшение тепловосприятия воздуха. Если проанализировать уравнение теплопередачи 3.24 то, очевидно, что снижение количества теплоты воспринимаемого воздухом при росте коэффициента теплопередачи  $k$  обусловлено более интенсивным уменьшением площади поверхности теплообмена  $F$  (таблицы ПБ.1, ПБ.2). При этом, как и предполагалось, с увеличением скорости движения воздуха и продуктов сгорания увеличивается аэродинамическое сопротивление вращающегося РВП (рис. 3.9).

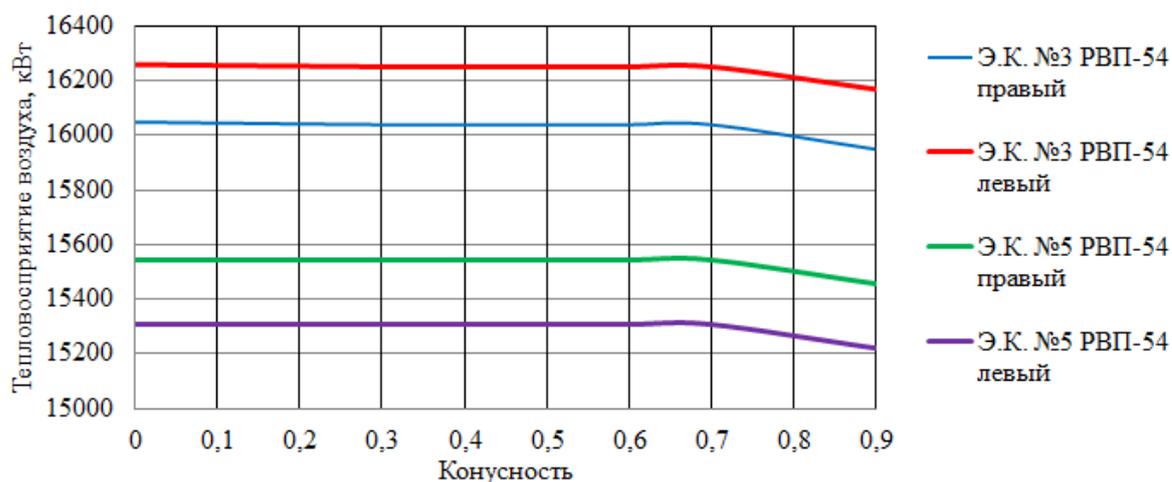
Как показал вышеприведенный анализ, при разработке конструкции вращающегося РВП в форме усеченного конуса необходимо принять меры по сохранению величины тепловосприятия воздуха. При этом эффективнее производить

увеличение площади теплообменной поверхности за счет увеличения высоты холодной и горячей набивок.

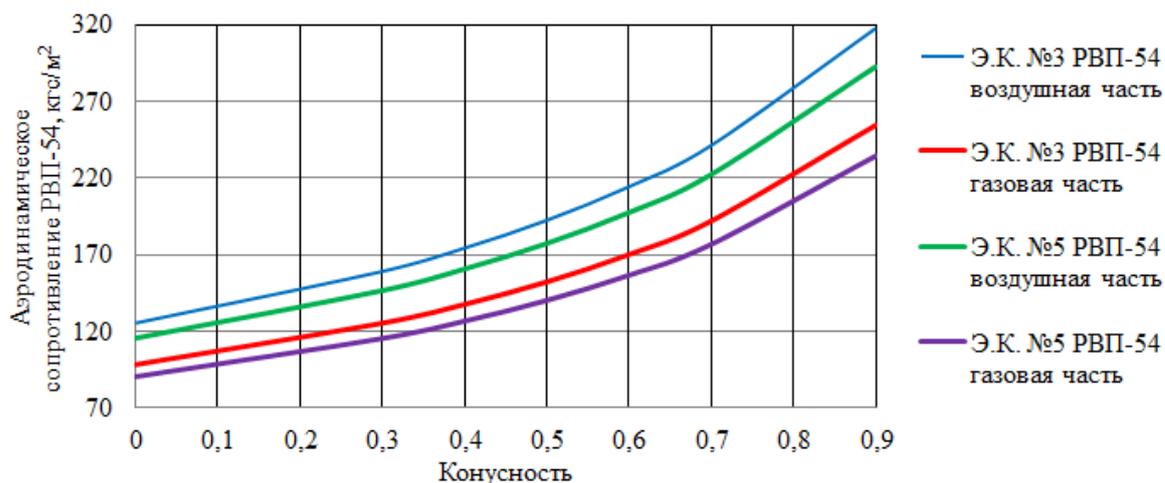
Выполнение конструктивных расчетов вращающегося РВП в форме усеченного конуса с определением необходимой высоты набивки производится также с помощью математического алгоритма, блок-схема которого представлена на рис. 3.4. При этом условием выхода из циклов расчета будет сравнение температур продуктов сгорания и воздуха со значениями прототипа.



**Рис. 3.10. Зависимость среднего коэффициента теплопередачи от величины конусности набивки**



**Рис. 3.11. Зависимость величины тепловосприятия воздуха от величины конусности набивки**



**Рис. 3.12. Зависимость аэродинамического сопротивления вращающегося РВП от величины конусности набивки**

В таблицах ПБ.3, ПБ.4 представлены результаты теплового и аэродинамического расчета вращающегося РВП в форме усеченного конуса при выполнении условия постоянства количества воспринятой теплоты (рис. 3.11) для различных значений конусности холодной и горячей набивки. Для выполнения данного условия производилась корректировка высоты набивок. При этом так же присутствует рост коэффициентов теплопередачи с увеличением значения конусности набивки (рис. 3.10) и рост аэродинамического сопротивления вращающегося РВП (рис.3.12). Необходимо отметить, что при величине конусности более 0,7 происходит значительное увеличение аэродинамического сопротивления и уменьшение температуры подогретого воздуха (таблицы ПБ.3, ПБ.4).

Помимо вышеуказанных проведенных расчетов РВП-54, были проведены варианты расчеты для моделей РВП-68 и РВП-98. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов представлены в таблицах ПБ.5 и ПБ.6 а также на рис. 3.13 – 3.15.

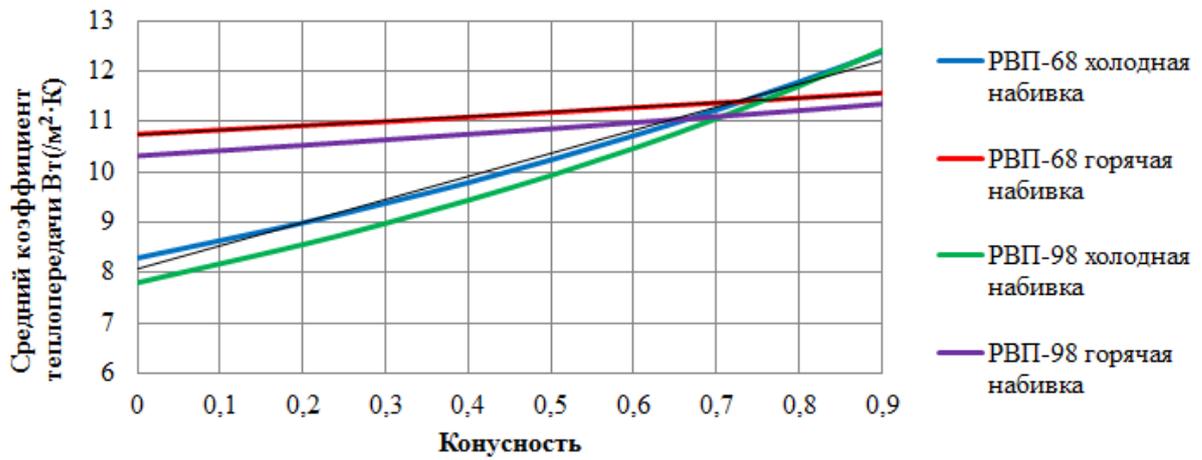


Рис. 3.13. Зависимость среднего коэффициента теплопередачи от величины конусности набивки

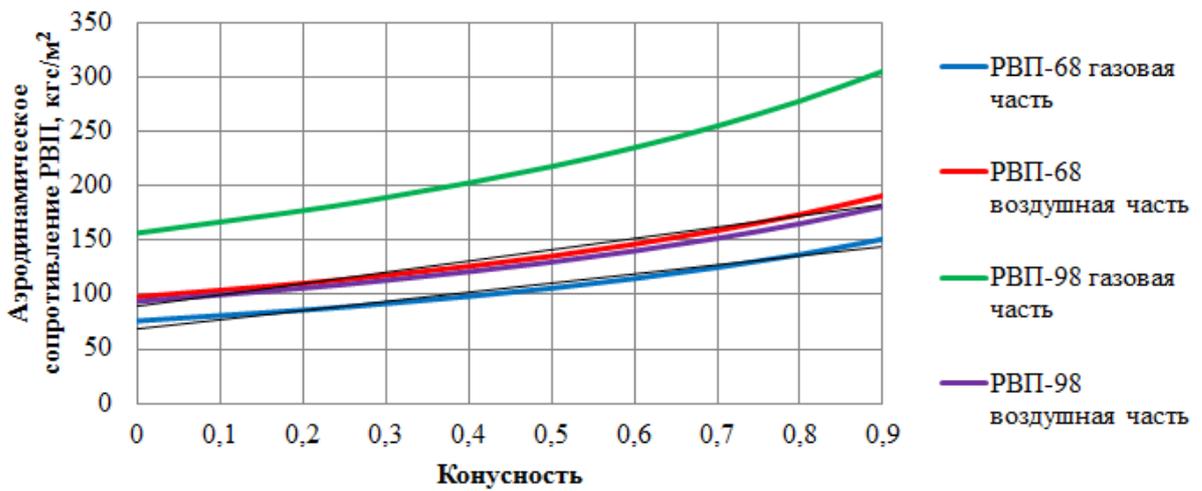


Рис. 3.14. Зависимость аэродинамического сопротивления вращающегося РВП от величины конусности набивки

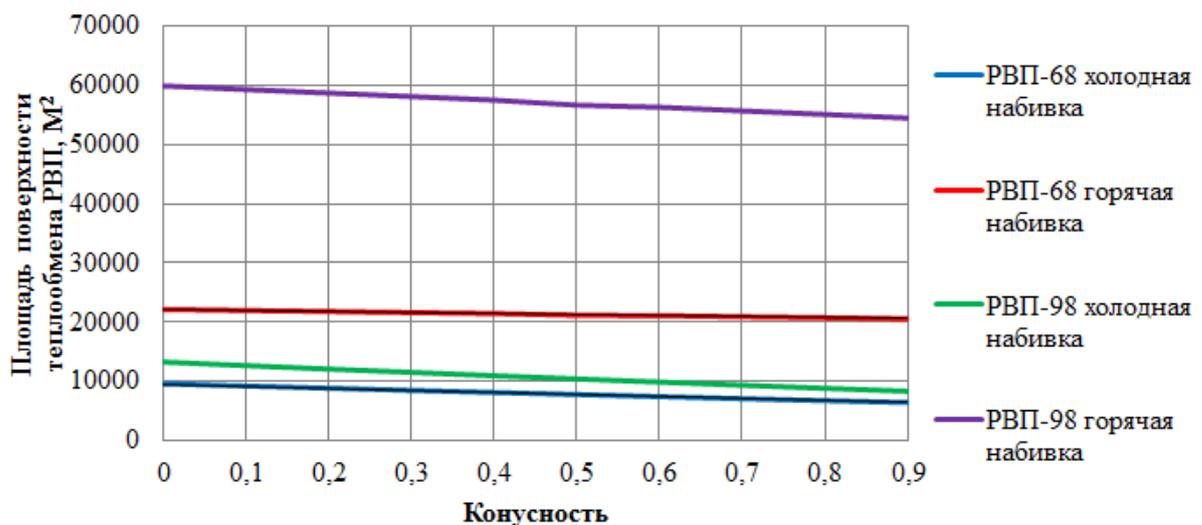


Рис. 3.15. Зависимость площади поверхности теплообмена от величины конусности набивки

Определение оптимальных значений конусностей набивки вращающегося РВП будет являться задачей технико-экономического анализа. Цель задачи заключается в определении величины конусности, при которой снижение объема набивки даст наибольший экономический эффект, при уменьшении ремонтных и эксплуатационных затрат с учетом увеличения затрат электроэнергии на привод тягодутьевого оборудования котлов.

### 3.1.5. Технико-экономическое обоснование

Проведение технико-экономического обоснования является задачей определения условий, при которых достигается наибольший экономический эффект при применении для подогрева дутьевого воздуха в котлоагрегате вращающегося РВП в форме усеченного конуса. Такими условиями будут являться оптимальные геометрические параметры, влияющие на эффективность работы вращающегося РВП и котлоагрегата в целом.

Как было отмечено выше аэродинамическое сопротивление вращающегося РВП в форме усеченного конуса превышает сопротивление прототипа, т.е. вращающегося РВП традиционной цилиндрической формы. Расчет увеличения потребления электрической энергии на привод дутьевого вентилятора выполнен на основании экспериментальных данных (таблица ПА.1). Мрака дутьевого вентилятора, установленного на котлоагрегате ст. №3 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, ВДН-25x2 (рис. 3.16) [4].

Мощность  $N$ , кВт, потребляемая электродвигателем дутьевого вентилятора, определяется по формуле:

$$N = \frac{QP}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_e \eta_{эдв}},$$

где  $Q$  – текущая производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/ч;

$P$  – полное давление развиваемое вентилятором, Па;

$\eta$ ,  $\eta_{эдв}$  – КПД вентилятора в данном режиме и КПД электродвигателя.

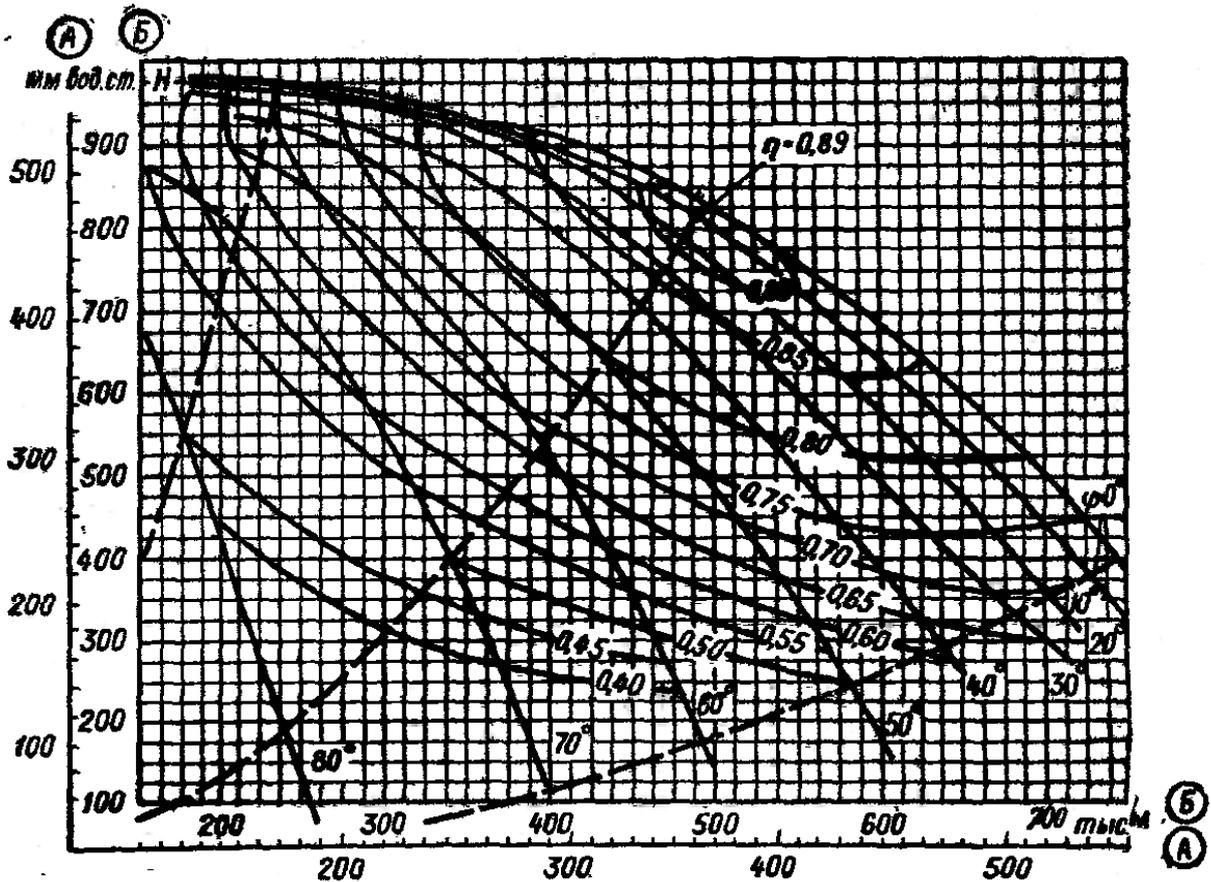


Рис. 3.16. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-25x2:

шкала А для  $n = 740$  об/мин; Б для  $n = 980$  об/мин

При расчете годового потребления электрической энергии электродвигателем дутьевого вентилятора необходимо принять число часов работы  $n=6000$  часов в год. Средняя нагрузка котлоагрегатов по паропроизводительности 310 т/ч перегретого пара, что составляет 73,8 % от номинальной паропроизводительности. На данном режиме расход дутьевого воздуха составит  $Q = 258336$  м<sup>3</sup>/ч, при этом аэродинамическое сопротивление газовоздушного тракта котла составит  $H = 359,34$  кгс/м<sup>2</sup> = 3525,14 Па. По рис. 3.13 КПД вентилятора  $\eta = 67\%$ . При этом потребляемая мощность будет равна:

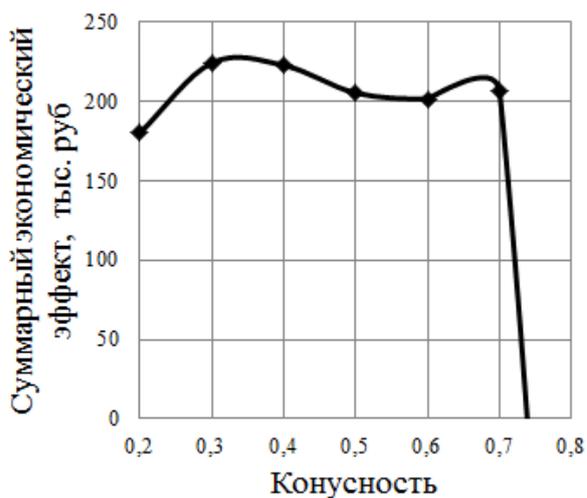
$$N = \frac{QP}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_e \cdot \eta_{\text{дв}}} = \frac{258336 \cdot 3525,14 \cdot 1}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,67 \cdot 0,95} = 397,4 \text{ кВт.}$$

Годовое потребление электроэнергии дутьевым вентилятором составит:

$$W = N \cdot n = 397,4 \cdot 6000 = 2384582 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Себестоимость выработки 1 кВт·ч электрической энергии для тепловых электрических станции различная и изменяется в пределах от 0,5 до 1,5 рублей, поэтому для оценки принимается  $q=1$  рубль за 1 кВт·ч. В итоге затраты на привод дутьевого вентилятора составят:

$$S = W \cdot q = 2384582 \cdot 1 = 2384582 \text{ руб./Год.}$$



**Рис. 3.17. Зависимость суммарного экономического эффекта от конусности набивки**

Масса набивки РВП-54 составляет 66,6 т. (21,68 т. – холодная набивка; 44,92 т. – горячая набивка). При этом с учетом замены пакетов холодной набивки РВП с периодичностью 1 раз в 4 года (в зависимости от вида топлива 3-5 лет) и пакетов горячей набивки с периодичностью 1 раз в 10 лет была проведена оценка экономического эффекта при уменьшении массы набивки на 1 тонну. Оценка проводилась на основе статистических данных о стоимости прокатных стальных листов,

из которых состоят горячие и холодные пакеты набивки. Экономический эффект от снижения массы холодной набивки на 1 тонну составляет 22500 рублей в год и массы горячей набивки на 1 тонну 9000 рублей в год.

Результаты технико-экономических расчетов для вращающегося РВП при различных значениях конусностей представлены в таблице ПБ.7. Суммарный экономический эффект представляет собой разницу между экономическим эффектом от уменьшения массы набивки на двух РВП одного котлоагрегата и увеличением стоимости э/э потребленной двигателем дутьевого вентилятора.

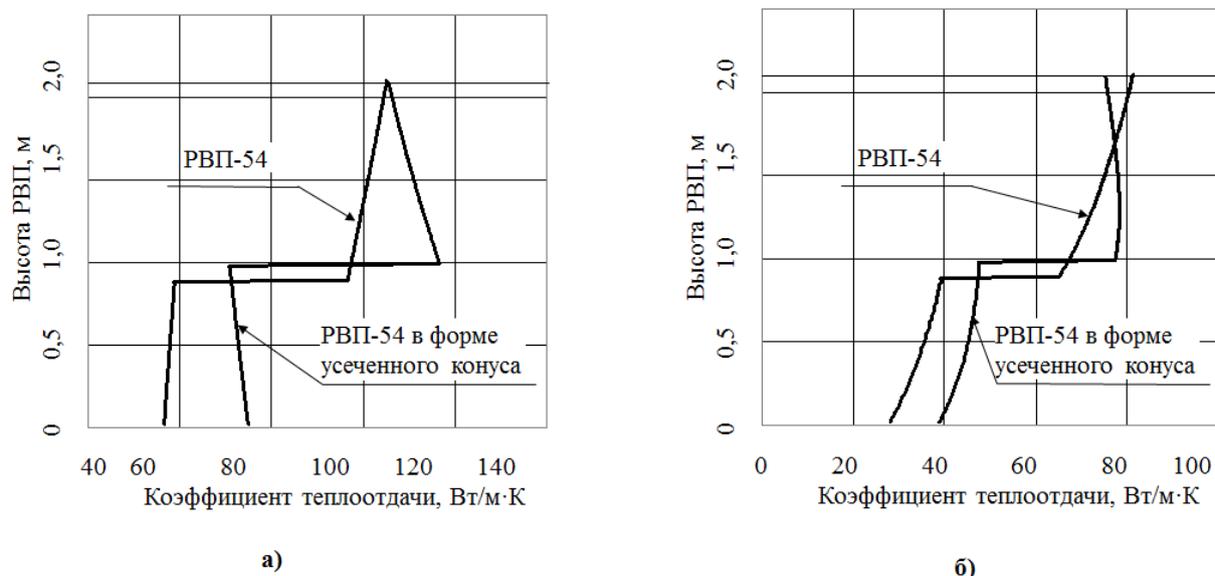
На рис. 3.17 изображен график зависимости суммарного экономического эффекта от значений конусности холодной и горячей набивок. Как видно из графика максимальный экономический эффект достигается при значении конусности 0,3.

При значении конусности 0,3 аэродинамическое сопротивление РВП по воздушной стороне составляет 83,14 кгс/м<sup>2</sup>, по газовой стороне - 67,81 кгс/м<sup>2</sup> (значения указаны для нагрузки котлоагрегата 310 т/ч). Следует отметить, что при данных значениях аэродинамических сопротивлений значения конусности холодной и горячей набивок могут отличаться от значения 0,3 и будут зависеть друг от друга. При этом необходимо определить такие значения конусностей, при которых масса набивки будет минимальна.

С помощью разработанной математической модели были выполнены расчеты вращающегося РВП в форме усеченного конуса при различных вариациях конусностей близких к значению 0,3. Основным критерием выбора оптимальных значений конусностей будет являться определенное значение аэродинамического сопротивления и минимальная поверхность нагрева.

В таблице ПБ.8 представлены результаты расчетов при различных вариантах конусностей холодной и горячей набивки. Из анализа результатов расчетов следует, что оптимальными значениями конусностей набивок будут являться для холодной набивки 0,2, для горячей набивки 0,4. При этих значениях аэродинамическое сопротивление вращающегося РВП и уменьшение массы набивки имеют оптимальное экономически эффективное сочетание. Экономический эффект составит 243,841 тыс. руб. в год для одного работающего котлоагрегата БКЗ-420-140 НГМ.

Для сравнения эффективности процессов теплообмена, на рис. 3.18 представлены распределения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  по высоте набивки РВП-54 и РВП-54 в форме усеченного конуса при оптимальных значениях конусности. Как видно из графиков вследствие увеличенной турбулизации потоков воздуха и уходящих газов по всей длине, коэффициенты теплоотдачи от уходящих газов к поверхности набивки и от поверхности набивки к воздуху у регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса выше, чем у воздухоподогревателя существующего модельного ряда.



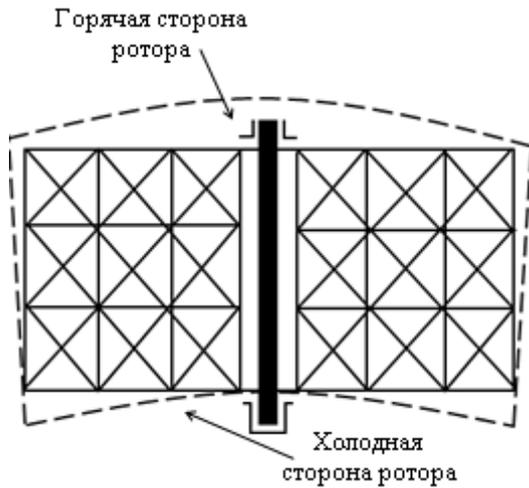
**Рис. 3.18. Распределение коэффициентов теплоотдачи от уходящих газов к теплообменной поверхности (а) и от теплообменной поверхности к воздуху (б)**

Таким образом, является целесообразным внедрение и использование новых конструкций регенеративных воздухоподогревателей обеспечивающих более интенсивную передачу теплоты между теплоносителями, уменьшение габаритов и массы РВП. Форма регенеративного воздухоподогревателя в виде усеченного конуса является более эффективной по сравнению с формами РВП из модельного ряда.

## **3.2. Конструкция двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя**

### **3.2.1. Устройство двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя**

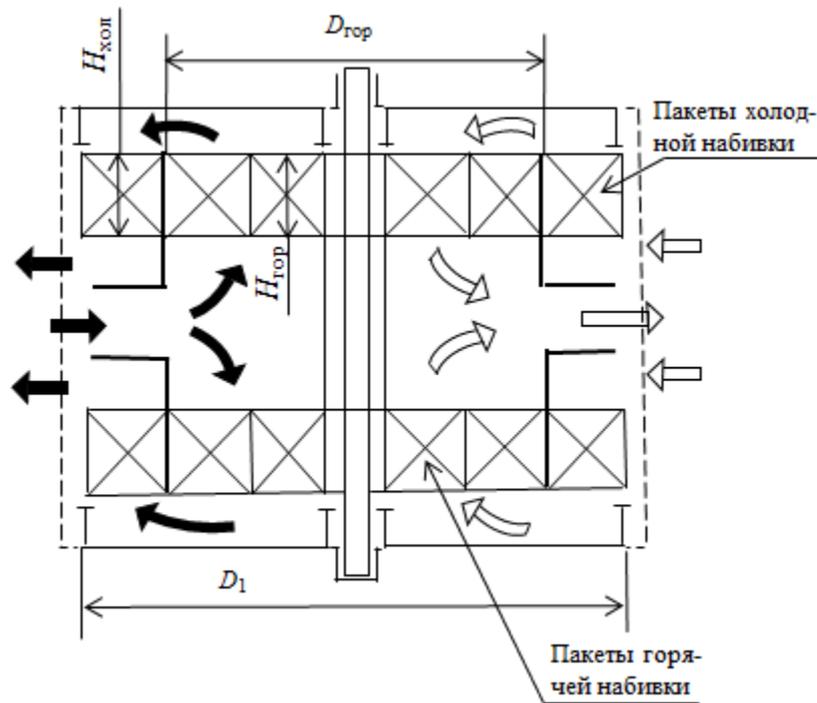
В главе первой диссертации было отмечено, что недостатком вращающихся РВП является повышенная величина перетоков воздуха через уплотнения. Это приводит к излишним расходам воздуха, подаваемым дутьевыми вентиляторами в газоздушный тракт котла и, соответственно, увеличению затрат электроэнергии на привод двигателей дутьевых вентиляторов. Перетоки воздуха во вращающихся РВП являются следствием неравномерных температурных деформаций ротора, вызванных значительным изменением температур сред, проходящих по каналам теплообменной набивки.



**Рис. 3.19.** Схема температурных деформаций ротора вращающегося РВП

На рис. 3.19 представлена схема температурных деформаций ротора РВП. Штриховой линией показана форма ротора в его рабочем состоянии. Так как в верхней части ротора, где осуществляется подвод горячих продуктов сгорания и отвод нагретого воздуха, средняя температура набивки значительно выше чем в нижней, то ротор принимает грибовидную форму. Величина прогиба определяется согласно [95]. Очевидно, что для уменьшения величины перетоков воздуха

необходимо уменьшать зазоры между ротором и уплотнениями, а также обеспечить равномерную величину температурных расширений ротора во всех направлениях.



**Рис. 3.20.** Схема двухпоточного двухходового РВП

Для решения данной проблемы была предложена двухпоточная двухходовая компоновка вращающегося регенеративного воздухоподогревателя [155]. Согласно данной компоновки (см. рис. 3.20), поток продуктов сгорания (показан темными стрелками) подводится к патрубку, расположенному в центральной части РВП. Затем основной поток разделяется на два потока, которые проходят слои

горячей набивки в верхней и нижней частях, разворачиваются на  $180^\circ$  и через пакеты холодной набивки возвращаются в центральную часть, где отводятся в патрубках. Поток воздуха (показан светлыми стрелками) движется в противоположном направлении к потоку продуктов сгорания. Опорные подшипники при данной компоновке РВП расположены в зонах с низкой по сравнению с традиционной компоновкой температурой, что является преимуществом. При этом подвод горячих газов и отвод подогретого воздуха осуществляется по центру РВП, что снижает тепловые потери в окружающую среду.

### **3.2.2. Разработка методики теплового и аэродинамического расчета двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя**

Методика теплового и аэродинамического расчета вращающегося двухпоточного двухходового РВП основана на методиках, представленных в [77] с внесением изменений, касающихся применительно к данной конструкции.

Задачей теплового и аэродинамического расчета, помимо определения параметров процессов теплообмена и аэродинамического сопротивления, для двухпоточного двухходового вращающегося РВП является определение основных геометрических размеров. При разработке методики соблюдались следующие условия: новая конструкция должна обеспечивать передачу необходимого количества теплоты; площади поверхности теплообменных набивок равны площадям прототипа; аэродинамическое сопротивление не должно быть завышенным. Также важным условием является то, что для уменьшения тепловых деформаций необходимо, чтобы наружный диаметр двухпоточного двухходового РВП был не больше чем у прототипа.

1. Основным геометрическим параметром, определяющим теплотехнические характеристики двухпоточного двухходового РВП является диаметр горячей набивки  $D_{гор}$  (см. рис. 3.20). Значение данного геометрического параметра влияет на высоту холодной и горячей набивки  $h_{хол}$ ,  $h_{гор}$ , площади сечений для прохода воздуха и продуктов сгорания и, соответственно, определяет скорости движения потоков теплоносителей в каналах набивки. Поэтому проработка компоновки заключается в задании начального значения диаметра горячей набивки  $D_{гор}$ .

2. После задания начального значения диаметра горячей набивки  $D_{гор}$  определяется высота пакетов горячей набивки  $H_{гор}$  для верхней и нижней части двухпоточного двухходового РВП по формуле:

$$H_{гор} = \frac{2 \cdot V_{гор}^{пр}}{\pi \cdot (D_{гор}^2 - d^2)}, \quad (3.58)$$

где  $V_{гор}^{пр}$  - объем, занимаемый горячей набивкой прототипа, м<sup>3</sup>;

$d$  – диаметр ступицы ротора, м.

Аналогично определяется высота пакетов холодной набивки  $H_{хол}$  для верхней и нижней части вращающегося РВП:

$$H_{хол} = \frac{2 \cdot V_{хол}^{пр}}{\pi \cdot (D_1^2 - D_{гор}^2)}, \quad (3.59)$$

где  $V_{хол}^{пр}$  - объем, занимаемый холодной набивкой прототипа, м<sup>3</sup>;

$D_1$  – наружный диаметр ротора двухпоточного двухходового РВП, м.

3. Затем происходит условное разбиение холодной и горячей набивки на расчетные элементы по высоте. При этом точность определения температурных деформаций ротора будет зависеть от количества расчетных элементов ротора.

4. Рассчитывается количество теплоты  $Q_{в1}$ , кДж/с, воспринимаемое воздухом в первом расчетном элементе холодной набивки воздухоподогревателя, используя уравнение теплового баланса:

$$Q_{в1} = \frac{G_r}{2} \cdot c_{ргр} \cdot \Phi \cdot (t_n^r - t_{n-1}^r), \quad (3.60)$$

где  $G_r$  – полный массовый расход продуктов сгорания, кг/с;

$c_{ргр}$  – удельная массовая теплоемкость продуктов сгорания, при средней температуре газов в 1-ой итерации, Дж/(кг·°С);

$t_n^r, t_{n-1}^r$  – температура продуктов сгорания соответственно на входе в расчетный элемент и на выходе из него, °С. Как было указано выше  $t_r^{n-1}$  определяется заданием малой величины  $\Delta t_r$ ;

$\Phi$  – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты поверхностью в окружающую среду.

5. Определяется температура воздуха на выходе из расчетного элемента набивки, по уравнению теплового баланса:

$$t_2^B = t_1^B + \frac{G_{\Gamma} \cdot c_{\text{прн}} \cdot \Phi \cdot (t_n^{\Gamma} - t_{n-1}^{\Gamma})}{G_B \cdot c_{\text{рвн}}}, \quad (3.61)$$

где  $G_B$  – полный массовый расход воздуха, подаваемого в РВП, кг/с;

$c_{\text{рвн}}$  – удельная массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С), при средней температуре в 1-ой итерации, Дж/(кг·°С);

$t_1^B, t_2^B$  – температура воздуха соответственно на входе в первый расчетный элемент и на выходе из него, °С. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель принимается 30 °С, с целью предотвращения образования коррозии на холодных поверхностях нагрева (при работе котла на газе).

Так как теплоемкость воздуха неизвестна, то расчет  $t_2^B$  проводится методом последовательных приближений:

а) задается  $t_2^B$ ;

б) определяется средняя температура воздуха в холодной набивке  $t_B = 0,5(t_2^B + t_1^B)$ ;

в) по  $t_B$  принимается удельная массовая теплоемкость воздуха  $c_{\text{рв}}$ ;

г) вычисляется температура  $t_2^B$ . В случае расхождения между принятым и расчетным значениями температуры  $t_2^B$  расчет повторяется.

6. Рассчитываются действительные скорости движения теплоносителей в расчетном элементе:

а) дымовых газов

$$w_n^{\Gamma} = \frac{V_{\text{гн}}}{2} \cdot (t_{\Gamma} + 273) / (273 \cdot f_{\Gamma}); \quad (3.62)$$

б) нагреваемого дутьевого воздуха

$$w_n^B = \frac{V_{\text{вп}}}{2} \cdot (t_B + 273) / (273 \cdot f_B). \quad (3.63)$$

7. Рассчитываются коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева РВП  $\alpha_{\Gamma}$ , и коэффициент теплоотдачи от теплообменной поверхности к воздуху  $\alpha_B$  в расчетном элементе. Расчет ведется с использованием критериальных уравнений. Эмпирические коэффициенты, входящие в критериальные уравнения, а также их вид зависят от типа теплообменной набивки. Ниже представлены уравнения для теплообменной поверхности, состоящей из стальных волнообразных листов:

для потока продуктов сгорания:

$$\alpha_{\Gamma} = A \cdot \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_3} \cdot Re_{\Gamma}^{0,8} \cdot Pr_{\Gamma}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l; \quad (3.64)$$

для потока воздуха:

$$\alpha_{\text{в}} = A \cdot \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_3} \cdot Re_{\text{в}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{в}}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l, \quad (3.65)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от типа набивки [11, 77];

$d_3$  – эквивалентный диаметр набивки в расчетном элементе, м;

$Re_{\Gamma}$ ,  $Re_{\text{в}}$  – числа Рейнольдса соответственно для потоков продуктов сгорания и воздуха в расчетном элементе;

$Pr_{\Gamma}$ ,  $Pr_{\text{в}}$  – числа Прандтля соответственно для потоков продуктов сгорания и воздуха в расчетном элементе;

$C_l$  – поправка на относительную длину, вводится при  $l/d < 50$ , принимается по [11].

$C_t$  – поправка, учитывающая влияние температурного фактора  $C_t = (T/T_{\text{ст}})^{0,5}$ .

$T$  и  $T_{\text{ст}}$  – абсолютная температура соответственно теплоносителя (газов, воздуха) и стенки (теплообменной поверхности), К;

8. Для вращающегося РВП средняя температура стенки теплообменной поверхности набивки может быть рассчитана по формуле [77]:

$$t_{\text{ст}} = (t_{\Gamma} \cdot \alpha_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma} + t_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}}) / (F_{\Gamma} \cdot \alpha_{\Gamma} + F_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{в}}), \quad (3.66)$$

где  $F_{\Gamma}$ ,  $F_{\text{в}}$  – доли поверхности нагрева, омываемые соответственно продуктами сгорания и воздухом в расчетном элементе. Так как температура стенки теплообменной поверхности зависит от коэффициентов теплоотдачи, то расчет следует выполнять методом последовательных приближений:

а) задается температура стенки теплообменной поверхности  $t_{\text{ст}}$ ;

б) вычисляется поправка  $C_l$ ;

в) рассчитываются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{\Gamma}$ ,  $\alpha_{\text{в}}$ ;

г) определяется температура стенки теплообменной поверхности по формуле (3.66). В случае расхождения значений температур  $t_{\text{ст}}$ , расчет повторяется.

9. Рассчитывается коэффициент теплопередачи  $k_n$  в расчетном элементе, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$k_n = \Pi \cdot \xi / [1/(F_{\Gamma} \cdot \alpha_{\Gamma}) + 1/(F_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{в}})]; \quad (3.67)$$

где  $\Pi$  – коэффициент, учитывающий нестационарность процесса в РВП.

$\Pi = 0,98$  при  $n = 1,5$  об/мин,  $\Pi = 1,0$  при  $n = 2,0$  об/мин;

$\xi$  – коэффициент использования набивки РВП. При  $\Delta\alpha_{\text{вн}} = 0,2 \div 0,25$   $\xi = 0,8$ .

10. Определяется средний температурный напор  $\Delta t_{\text{cp}}$ , °С:

$$\Delta t_{\text{cp}} = (\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}}), \quad (3.68)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$ ,  $\Delta t_{\text{м}}$  – большая и меньшая разности температур теплообменивающих сред на границах расчетного элемента, °С.

11. После определения температурного напора в расчетном элементе, повторно рассчитываются (проверяются) значения площади теплообмена  $F_n^{\text{нп}}$  и температуры  $t_{n-1}^{\text{г нп}}$ :

$$F_n^{\text{нп}} = \frac{Q_{\text{в}}}{k_n \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (3.69)$$

$$t_{n-1}^{\text{г нп}} = \frac{2 \cdot F_n^{\text{нп}} \cdot k_n \cdot \Delta t_{\text{cp}}}{\varphi \cdot G_{\text{r}} \cdot c_{\text{прн}}} + t_n^{\text{г}}. \quad (3.70)$$

В случае, если значения площади поверхности теплообмена  $F_n^{\text{нп}}$  и температуры продуктов сгорания  $t_{n-1}^{\text{г нп}}$ , от вычисленных ранее, то необходимо провести корректировку высоты расчетного элемента  $\Delta h$  и выполнить расчет заново. В противном случае продолжить расчет следующего расчетного элемента, пока не будут выполнены условия окончания расчетов:

- температура потока воздуха достигнет значения необходимого для обеспечения технологического процесса горения топлива в топке котла;
- суммарная высота расчетных элементов достигнет требуемого значения высоты набивки двухпоточного двухходового РВП.

Методика аэродинамического расчета двухпоточного двухходового РВП аналогична представленным выше методикам аэродинамического расчета.

Одним из преимуществ двухпоточного двухходового РВП является меньшая величина перетоков воздуха в газовую часть за счет уменьшения температурных деформаций ротора. Поэтому возникает необходимость разработки методики определения температурных деформаций ротора двухпоточного двухходового РВП.

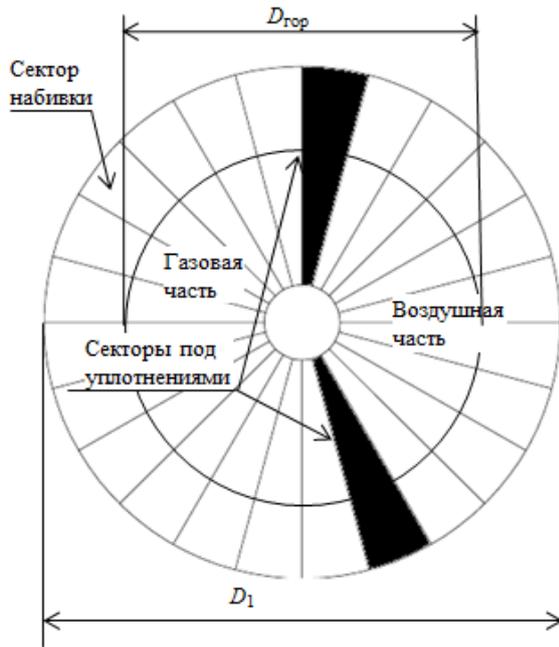


Рис. 3.21. Схема двухпоточного двухходового РВП (вид сверху)

НО:

$$m_B = \frac{s_B \cdot \pi \cdot (D_1^2 - D_{гор}^2) \cdot g}{4 \cdot s}; \quad (3.71)$$

$$m_T = \frac{s_T \cdot \pi \cdot (D_1^2 - D_{гор}^2) \cdot g}{4 \cdot s}, \quad (3.72)$$

где  $s_B, s_T$  – количество секторов ротора находящихся на воздушной и газовой стороне;

$s$  – общее количество секторов ротора;

$g$  – удельная масса набивки,  $\text{кг/м}^3$ .

2. Определяется разница температур набивки на входе в газовую часть и выходе из нее:

$$\Delta t_n = \frac{60 \cdot Q_n^r \cdot s_T \cdot \varphi}{c \cdot m_T \cdot n}, \quad (3.73)$$

где  $Q_n^r$  – количество теплоты, воспринимаемое набивкой в расчетном элементе за единицу времени, Вт;

$c$  – теплоемкость материала набивки,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$n$  – скорость вращения ротора, об/мин.

В результате теплового расчета РВП с разбиением набивки на расчетные элементы определяются температуры набивки по высоте. Однако данные значения температур являются средними значениями. Истинные значения температур набивки зависят от положения сектора ротора в данный момент времени (рис. 3.21).

1. Расчет температур секторов набивки, находящейся в данный момент времени на воздушной или газовой стороне, начинается с определения массы набивки в одном расчетном элементе, находящейся на воздушной и газовой стороне соответственно.

3. Температура набивки в расчетном элементе на входе и выходе из газовой части определяется по формуле:

$$t_1 = t_{\text{ср}} - \frac{\Delta t_{\text{н}}}{2}; \quad (3.74)$$

$$t_2 = t_{\text{ср}} + \frac{\Delta t_{\text{н}}}{2}. \quad (3.75)$$

4. Температура набивки сектора *n* определяется по формуле:

$$t_n = t_1 + \frac{t_2 - t_1}{s_r} \cdot s_n, \quad (3.76)$$

где  $s_n$  – номер сектора набивки  $n$ .

5. После получения распределения температур по секторам в расчетном элементе, а также по высоте в каждом расчетном элементе выполняется расчет температурных деформаций по формуле из [95], преобразованной применительно к двухпоточному двухходовому РВП:

$$\Delta l = \frac{\alpha}{1000} \cdot \left( \frac{D_{\text{гор}}}{2} \cdot (t_n^r - 20) + \frac{D_1 - D_{\text{гор}}}{2} \cdot (t_n^x - 20) \right), \quad (3.77)$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения материала набивки, мм/(мм·К);

$t_n^r, t_n^x$  – температура набивки сектора соответственно горячей и холодной части ротора, °С.

### **3.2.3. Создание математической модели и разработка программы теплового и аэродинамического расчета двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя**

На основе методики теплового и аэродинамического расчета двухпоточного двухходового РВП разработана математическая модель. Модель служит для определения основных геометрических параметров, параметров процесса теплообмена и аэродинамического сопротивления двухпоточного двухходового РВП на ПЭВМ. Также разработан алгоритм расчета температурных деформаций секторов набивки для каждого расчетного элемента ротора.

Блок-схема алгоритма математической модели представлена на рис. 3.22. В соответствии с методикой, алгоритм начинается с ввода значения диаметра горячей набивки  $D_{\text{гор}}$ . Затем определяется диаметр ротора и высота холодной и горячей набивки, а также происходит разбиение холодной набивки на  $n$  расчетных элементов.

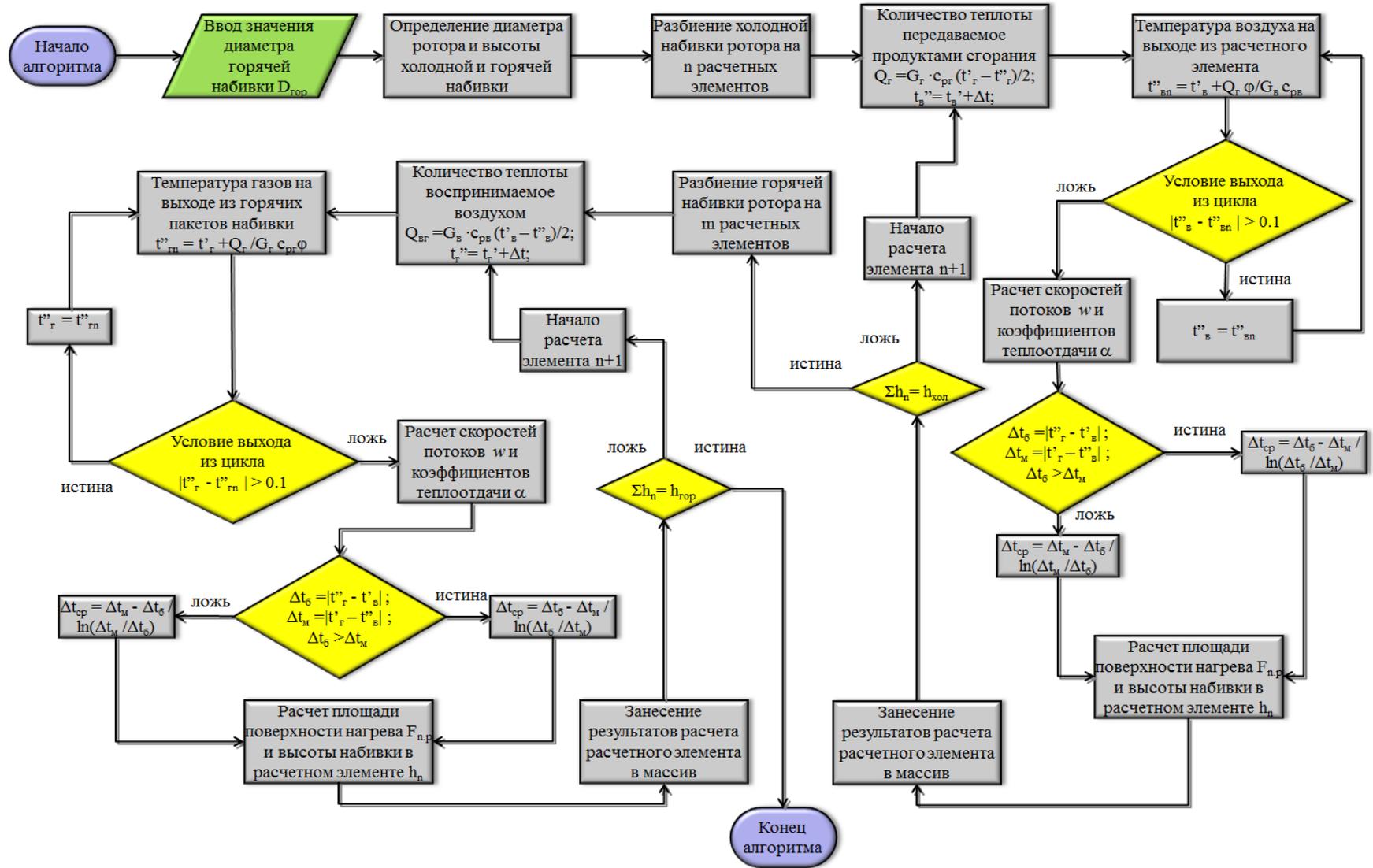


Рис. 3.22. Блок-схема алгоритма математической модели теплового и аэродинамического расчета двухпоточного двухходового РВП

Блок расчета холодной набивки начинается после получения расчетных элементов холодной набивки. Расчет каждого элемента выполняется последовательно с применением циклов с использованием условных операторов.

После выполнения расчета каждого элемента и занесения результатов в массив выполняется оператор сравнения. Сравнивается высота холодной набивки, полученная при задании диаметра горячей набивки и сумма высот расчетных элементов, по которым на данный момент выполнен расчет. Если значения отличаются больше заданной точности, то начинается расчет элемента  $n+1$ .

Блок расчета горячей набивки двухпоточного двухходового РВП выполнен по схеме аналогичной блоку расчета холодной набивки.

На основе алгоритма математической модели разработана программа теплового и аэродинамического расчета двухпоточного двухходового РВП.

### **3.2.4. Исследование процессов теплообмена и определение оптимальных геометрических параметров двухпоточного двухходового вращающегося регенеративного воздухоподогревателя**

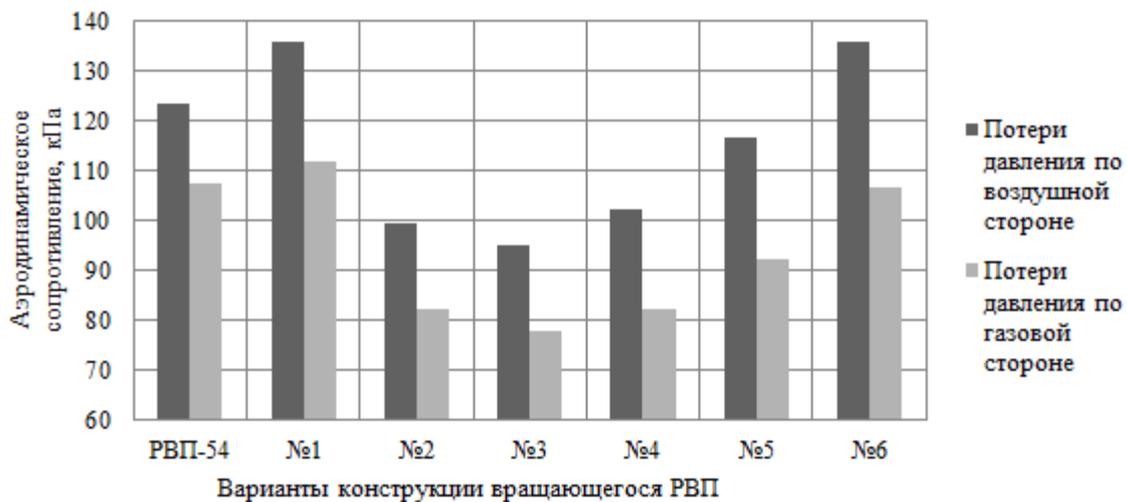
Разработанная методика теплового и аэродинамического расчета двухпоточного двухходового РВП с применением разбиения ротора на расчетные элементы позволяет провести исследование процесса теплообмена в набивке ротора по высоте. Кроме того, разработанная математическая модель позволяет проанализировать влияние геометрических параметров двухходового двухпоточного РВП на величину подогрева воздуха и аэродинамического сопротивления набивки.

Определение оптимальных геометрических параметров двухпоточного двухходового РВП осуществляется на основе анализа результатов вариантных тепловых и аэродинамических расчетов. Исходными данными являлись результаты экспериментального обследования энергетических котлов ст. №№ 3, 5 Самарской ТЭЦ БКЗ-420-140 НГМ.

Для исследования влияния диаметра горячей набивки двухпоточного двухходового РВП были выполнены вариантные расчеты при различных значениях

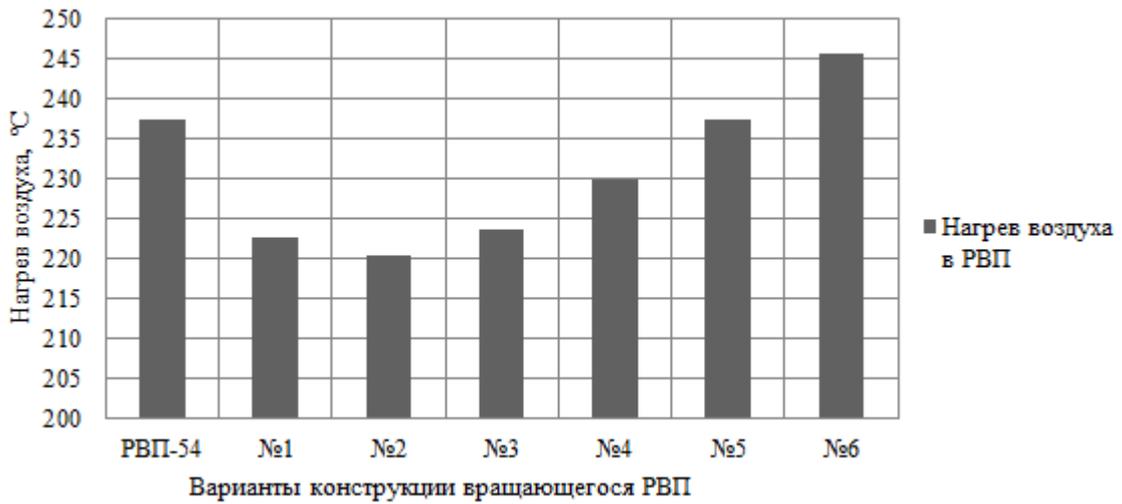
диаметра горячей набивки  $D_{гор}$ . При условии сохранения площади поверхности теплообмена рассчитывалась высота набивки и площади проходных сечений. После чего выполнялся тепловой и аэродинамический расчет с определением параметров процесса теплообмена. Результаты численного эксперимента представлены в приложении В.

Для анализа результатов численного эксперимента и выбора оптимальной конструкции двухпоточного двухходового РВП построены диаграммы изменения основных параметров для каждого варианта конструкции. Выбор варианта конструкции осуществляется по условиям работы близким к условиям работы прототипа.

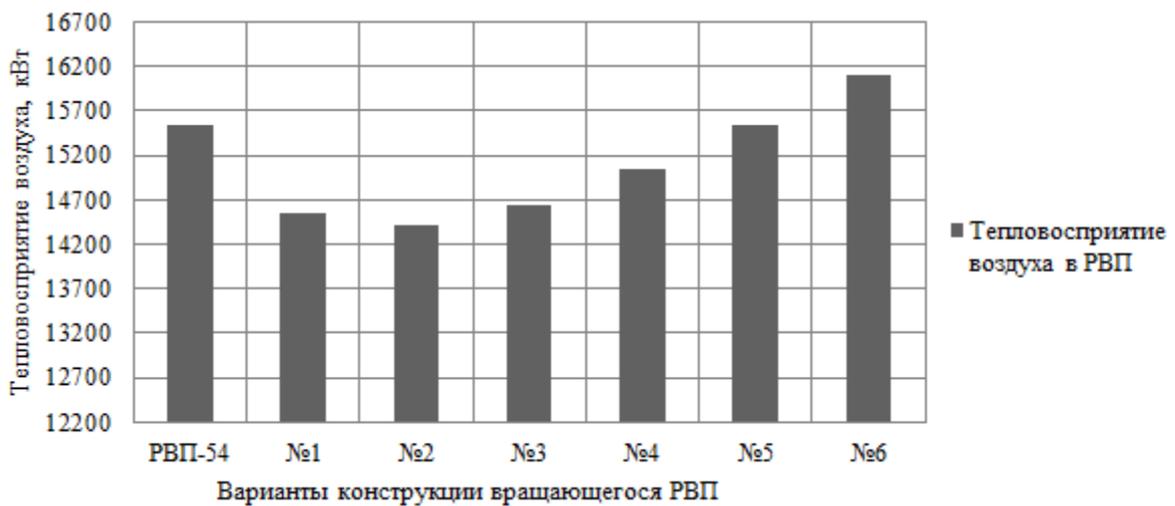


**Рис. 3.23. Аэродинамическое сопротивление исследуемых конструкций вращающихся РВП**

Как видно из диаграммы на рис. 3.23 низкими значениями аэродинамического сопротивления обладают конструкции №№ 2, 3, 4. Однако при этом данные конструкции являются низкоэффективными и не способны обеспечить передачу необходимого количества теплоты, о чем свидетельствуют низкие значения величины нагрева и тепловосприятия воздуха (рис. 3.24, 3.25). Варианты конструкций №№ 1, 6 имеют завышенные величины аэродинамического сопротивления по сравнению с прототипом – РВП-54.

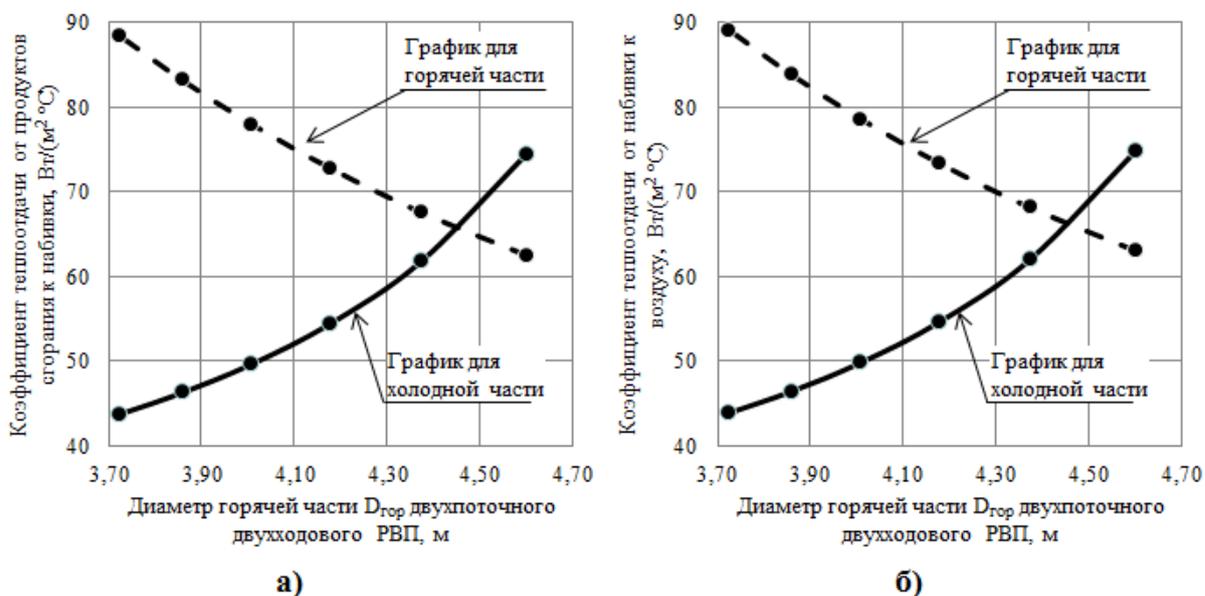


**Рис. 3.24. Величина нагрева воздуха в исследуемых конструкциях вращающихся РВП**

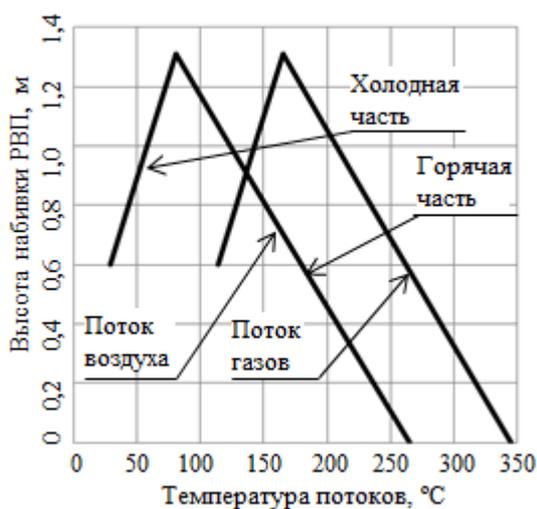


**Рис. 3.25. Тепловосприятие воздуха в исследуемых конструкциях вращающихся РВП**

Проанализируем графики зависимости, изображенные на рис. 3.26. Варианту №1 соответствует диаметр горячей части 4,6 м, При этом, согласно графикам, в горячей набивке средние коэффициенты теплоотдачи имеют относительно низкие значения, а в холодной – высокие. Данное распределение коэффициентов теплоотдачи объясняется высокой скоростью потоков теплоносителей в холодной части и низкой в горячей, что приводит к неэффективному использованию горячей набивки и заниженной величине тепловосприятия воздуха.



**Рис. 3.26. Зависимость коэффициентов теплоотдачи от продуктов сгорания к набивке (а) и от набивки к воздуху (б) от диаметра горячей части двухпоточного двухходового РВП**



**Рис. 3.27. Распределение температур потоков в двухпоточном двухходовом РВП**

По мере уменьшения диаметра горячей части ротора двухпоточного двухходового РВП возрастают коэффициенты теплоотдачи в горячей части и уменьшаются коэффициенты теплоотдачи в холодной части. Это объясняется увеличением площади проходных сечений и, соответственно, уменьшением скоростей движения потоков в холодной части ротора двухпоточного двухходового РВП и наоборот для горячей части. Из диаграмм рис. 3.23 - 3.25 и графиков рис. 3.26 видно, что близким по параметрам процесса теплообмена

в набивке РВП-54, установленных на котлах БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, является вариант конструкции двухпоточного двухходового РВП № 5 с диаметров горячей части  $D_{гор} = 3,86$  м. Для данного варианта конструкции на рис. 3.27 представлены графики распределения температур потоков продуктов сгорания и воз-

духа по высоте двухпоточного двухходового РВП на номинальном режиме работе котла при паропроизводительности 426 т/ч [76].

### 3.2.5. Техничко-экономическое обоснование

Применение двухпоточной двухходовой конструкции вращающегося РВП позволит уменьшить эксплуатационные затраты связанные с перетоками воздуха в газовую часть РВП. При значительной величине перетоков воздуха возрастает объем воздуха, подаваемого на всас дутьевого вентилятора, при этом увеличиваются затраты электроэнергии на его привод. Уменьшение перетоков снижает объем подаваемого воздуха и соответственно затраты электроэнергии. Помимо этого снизятся потери теплоты с уходящими газами.

Используя результаты численного эксперимента, а также с помощью математического алгоритма с разбиением ротора РВП на расчетные элементы были определены величины температурных деформаций ротора по формулам [95]:

- для холодного торца ротора стандартного РВП-54:

$$\Delta x_{\text{хол}} = \alpha \cdot R_1 \cdot (t_{\text{хол}}^{\text{ст}} - 20) = 13 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{5,4}{2} \cdot (79,8 - 20) = 2,1 \text{ мм};$$

- для горячего торца ротора стандартного РВП-54:

$$\Delta x_{\text{гор}} = \alpha \cdot R_1 \cdot (t_{\text{гор}}^{\text{ст}} - 20) = 13 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{5,4}{2} \cdot (309,8 - 20) = 10,2 \text{ мм};$$

- для центральной части ротора двухпоточного двухходового РВП:

$$\begin{aligned} \Delta y_{\text{гор}} &= \alpha \cdot (R_{\text{гор}} \cdot (t_{\text{гор}}^{\text{ст}} - 20) + (R_1 - R_{\text{гор}}) \cdot (t_{\text{хол}}^{\text{ст}} - 20)) = \\ &= 13 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{3,86}{2} \cdot (217,2 - 20) + \left( \frac{5,4}{2} - \frac{3,86}{2} \right) \cdot (79,8 - 20) \right) = 5,55 \text{ мм}; \end{aligned}$$

- для нижней и верхней частей ротора двухпоточного двухходового РВП:

$$\Delta y_{\text{хол}} = \alpha \cdot R_1 \cdot (t_{\text{сп}}^{\text{ст}} - 20) = 13 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{5,4}{2} \cdot (126 - 20) = 3,7 \text{ мм}.$$

Обозначения:

$\Delta x_{\text{хол}}, \Delta x_{\text{гор}}, \Delta y_{\text{хол}}, \Delta y_{\text{гор}}$  – значения температурных деформаций ротора, мм;

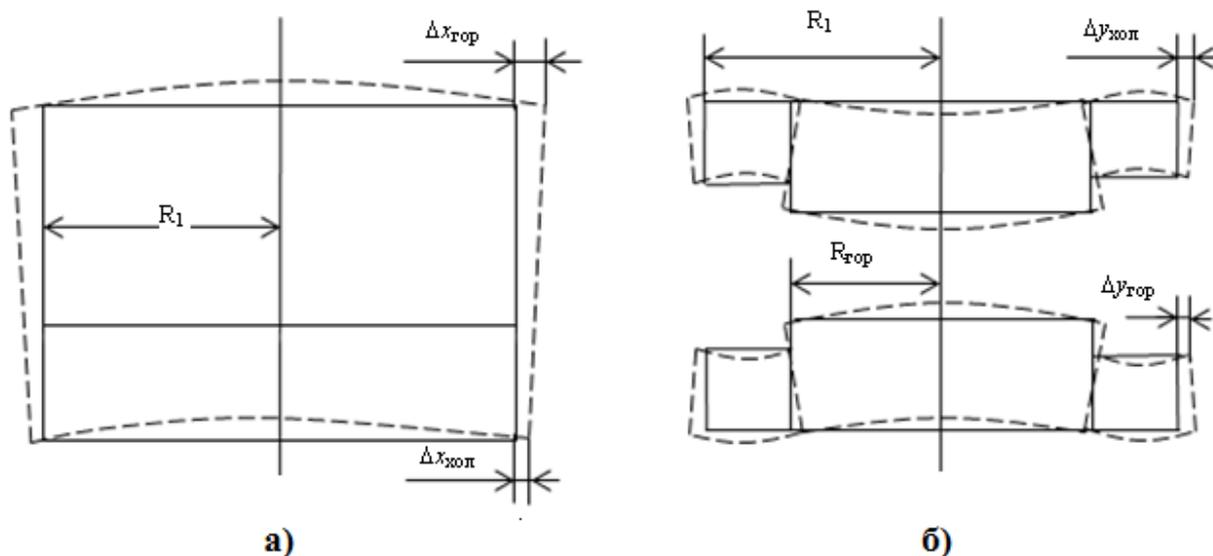
$\alpha$  – коэффициент линейного расширения материала набивки, м/(м·°С);

$R_1, R_{\text{гор}}$  – радиусы соответственно ротора РВП-54 и перегородки между горячей и холодной частями ротора двухпоточного двухходового РВП;

$t_{\text{гор}}^{\text{ст}}, t_{\text{хол}}^{\text{ст}}, t_{\text{сп}}^{\text{ст}}$  – средние температуры стенок теплообменной набивки соответственно

на входе продуктов сгорания в горячую набивку, в холодную набивку и на выходе продуктов сгорания из горячей набивки.

Аналогичным образом рассчитываются температурные деформации для каждого расчетного элемента. На рис. 3.28 представлена расчетная схема температурных деформаций роторов РВП-54 и двухпоточного двухходового РВП. Анализ результатов расчетов величин температурных деформаций показывает, что расширение двухпоточного двухходового РВП является более равномерным по сравнению с РВП-54 по радиальным направлениям. Следовательно, данная конструкция позволяет обеспечивать работу уплотнений в более эффективном режиме и позволит понизить величины утечек воздуха в газоходы продуктов сгорания.



**Рис. 3.28.** К расчету температурных деформаций роторов РВП-54 (а) и двухпоточного двухходового РВП (б)

Приведенный выше расчет температурных деформаций выполнялся с учетом средней температуры ротора по секторам. Однако, как известно, температура набивки ротора не постоянна, и меняется от максимальной до минимальной по мере ее охлаждения воздухом и от минимальной до максимальной по мере ее нагревания продуктами сгорания. Чем больше величина изменения температуры набивки, тем больше неравномерность теплового расширения ротора. Для более точного расчета температурных деформаций ротора, необходимо определить температуры поверхностей набивок РВП в сечениях характерных для анализа работы уплотнений:

- холодный и горячий торцы ротора стандартного РВП-54;
- центральная часть двухпоточного двухходового РВП;
- верхняя и нижняя части двухпоточного двухходового РВП.

Рассмотрим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} Q &= V \cdot c_{\Gamma} \cdot \rho \cdot (t' - t'') \cdot \tau \\ Q &= m \cdot c_{\text{H}} \cdot \Delta t \end{aligned} \right\}, \quad (3.78)$$

где  $Q$  – количество теплоты, переданное продуктами сгорания и воспринятое слоем набивки, Дж;

$V$  – объемный расход продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/с;

$c_{\Gamma}$ ,  $c_{\text{H}}$  – теплоемкости соответственно продуктов сгорания и материала теплообменной набивки, Дж/(кг·К);

$\rho$  – плотность продуктов сгорания, кг/м<sup>3</sup>;

$m$  – масса слоя набивки, находящегося на газовой стороне в расчетном элементе, кг;

$\tau$  – время прохождения одного сектора по газовой стороне, с;

$t'$ ,  $t''$  – температуры продуктов сгорания соответственно на входе в слой набивки и на выходе из него, °С;

$\Delta t$  – изменение средней температуры набивки сектора при полном прохождении им газовой части, °С.

Первое уравнение системы определяет количество теплоты, переданное продуктами сгорания за время прохождения  $\tau$  сектора набивки газовой части, второе – количество теплоты, воспринятое набивкой сектора, в результате чего ее температура увеличивается на величину  $\Delta t$ . Скорость вращения ротора РВП-54 составляет  $\omega=2$  об/мин, ротор содержит 24 сектора, 9 секторов на воздушной части, 13 – на газовой и 2 сектора под уплотнительными плитами [11]. Определим время, за которое один сектор проходит газовую часть:

$$\tau = \frac{13}{24 \cdot \omega} \cdot 60 = 16,2 \text{ с};$$

За это время количество теплоты, отданное продуктами сгорания (для примера выбран расчетный элемент характеризующий температуру набивки в сече-

нии на выходе продуктов сгорания из холодной части) будет равно:

$$Q = V \cdot c_r \cdot \rho \cdot (t' - t'') \cdot \tau; \quad (3.79)$$

или

$$Q = q \cdot \tau = 55987,66 \cdot 16,2 = 908,11 \text{ кДж};$$

где  $q$  – тепловой поток (Вт), определенный в результате выполненного поверочного теплового расчета.

Масса расчетного элемента набивки, находящегося в газовой части, определяется следующим образом:

$$m = \frac{13}{24} \cdot h \cdot \pi \cdot \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) \cdot g = \frac{13}{24} \cdot 0,014059 \cdot 3,14 \cdot \left( \frac{5,4^2}{4} - \frac{0,8^2}{4} \right) \cdot 1600 = 272,8 \text{ кг};$$

где  $h$  – высота набивки в расчетном элементе, м;

$D, d$  – диаметр ротора и диаметр ступицы ротора, м;

$g$  – удельная масса набивки, кг/м<sup>3</sup>.

Затем определяем изменение средней температуры набивки сектора при полном прохождении им газовой части:

$$\Delta t = \frac{Q}{m \cdot c} = \frac{908,11 \cdot 10^3}{272,8 \cdot 486} = 6,85 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Таким образом, температуры набивки на входе в газовую и воздушную части составят:

$$t_r = t_n - \frac{\Delta t}{2} = 77,76 - \frac{6,85}{2} = 74,34 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_b = t_n + \frac{\Delta t}{2} = 77,76 + \frac{6,85}{2} = 81,19 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $t_n$  – средняя температура набивки в данном сечении, определенная в результате выполненного численного эксперимента, °С.

На основе методики расчета температурных деформаций, представленной выше, были определены температурные деформации роторов для каждого сектора. Для РВП-54 представлены величины деформаций для горячего торца ротора, для двухпоточного двухходового – для центральной части ротора, где осуществляется подвод и отвод потоков. Схемы температурных расширений представлены на рис. 3.29. Пунктирные линии характеризуют рабочее состояние роторов.

Для оценки эффективности работы уплотнений используют формулу для определения перетечек воздуха в уплотнениях разработанной ЦКТИ и ЗиО [95]:

$$V = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho} \cdot \frac{\rho}{\rho_0}}, \quad (3.80)$$

где  $F$  – живое сечение для прохода воздуха через уплотнения,  $\text{м}^2$ ;

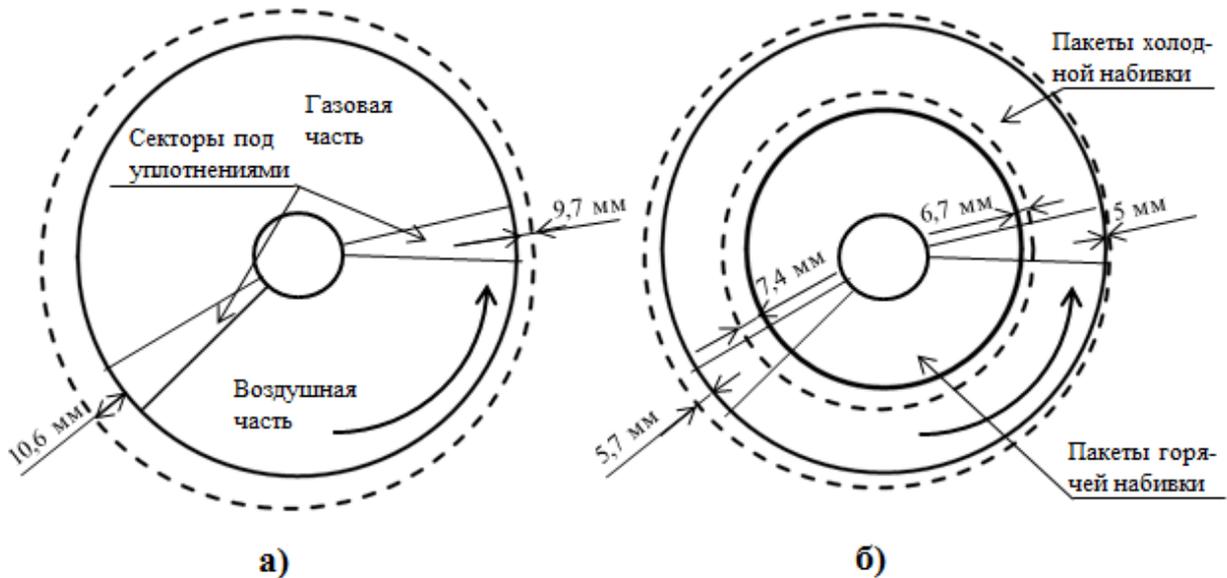


Рис. 3.29. Схема температурных расширений ротора (а) РВП-54, (б) двухпоточного двухходового РВП

$\Delta p$  – перепад статических давлений между воздушной и газовой сторонами, Па;

$\rho_0, \rho$  – плотность воздуха при нормальных и рабочих условиях,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\mu$  – коэффициент расхода.

Из формулы ЦКТИ и ЗиО видно, что расход воздуха через уплотнения пропорционален площади живого сечения для прохода воздуха через уплотнения. Установлено, что снижение площади живого сечения уплотнений для двухпоточного двухходового РВП составит:

- для радиальных уплотнений в 1,24 раза,
- для аксиальных уплотнений в 2,76 раза,
- для периферийных уплотнений в 0,68 раза. Т.е. площадь сечения для периферийных уплотнений в двухпоточном двухходовом РВП больше по сравнению с РВП-54.

Известно, что радиальные уплотнения пропускают через себя 27% перете-

чек, периферийные – 52%, аксиальные – 21% [81]. Таким образом, общее снижение перетечек воздуха в РВП составит:

$$\Delta = \frac{1,24 \cdot 27\% + 2,76 \cdot 21\% + 0,68 \cdot 52\%}{100} = 1,27 \text{ раза.}$$

Присосы воздуха в РВП-54 котлов БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, по результатам экспериментальных обследований, составляют  $\Delta\alpha=0,17$ . Применение двухпоточной двухходовой конструкции позволит снизить присосы воздуха на 0,04 (до  $\Delta\alpha=0,13$ ), при этом коэффициент избытка воздуха в уходящих газах снизится с  $\alpha_{yx}=1,21$  до  $\alpha_{yx}=1,17$ , что очевидно, позволит снизить потерю теплоты с уходящими газами и повысить КПД котлоагрегата.

Представленная выше оценка, по формуле ЦКТИ и ЗиО, основана на том, что снижение присосов воздуха происходит только за счет изменения площади проходного сечения, так как снижаются величины температурных деформаций ротора, при прочих равных условиях.

Как известно снижение присосов воздуха в РВП приведет к снижению объемного расхода уходящих газов и повышению их температуры. Но так как температура уходящих газов регламентируется режимной картой и не должна превышать определенных значений, то применение новой конструкции РВП потребует корректировки режимов работы котла, с целью приведения температуры уходящих газов, при сниженном их объемном расходе, к значениям, определяющим экономичную и эффективную работу котла. Исходя из этого, можно оценить снижение потерь теплоты с уходящими газами при снижении коэффициента избытка воздуха в уходящих газах, приведенным ниже способом.

Определение снижения потерь теплоты с уходящими газам, в результате снижения коэффициента избытка воздуха в уходящих газах, выполнено в соответствии со следующей формулой:

$$q_2 = (K \cdot \alpha_{yx} + C) \left( t_{yx} - \frac{\alpha_{yx} \cdot t_{xb}}{\alpha_{yx} + b} \right) A_t \cdot K_Q \cdot 10^{-2}, \quad (3.81)$$

где  $A_t, K_Q$  – поправочные коэффициенты ( $K_Q=1$ );

$K, C, b$  – эмпирические коэффициенты, значения которых зависят от вида

топлива (для газообразного топлива  $K = 3,53$ ;  $C = 0,60$ ;  $b = 0,18$ ).

$t_{yx}$ ,  $\alpha_{yx}$  – температура уходящих газов (перед дымососом) и коэффициент избытка воздуха в уходящих газах;

$t_{xb}$  – температура холодного воздуха;

$$A_t = 0,9805 + 0,00013 \cdot t_{yx}. \quad (3.82)$$

Установлено, что в результате снижения потери теплоты с уходящими газами КПД котлоагрегата повысится на 0,12%. При условии работы оборудования 6000 часов в год снижение потребления газа для одного котлоагрегата типа БКЗ-420-140 НГМ составит  $M_1 = 228000 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Ранее было отмечено, что конструкция двухпоточного двухходового РВП позволяет снизить величину тепловых потерь с поверхности воздухоподогревателя. Данное утверждение основывается на том, что средневзвешенная температура потоков продуктов сгорания и воздуха, граничащих с кожухом РВП, будет в двухпоточной конструкции значительно ниже. Результаты тепловых расчетов позволяют определить данные температуры теплоносителей и выполнить оценку тепловых потерь:

- для РВП-54  $t_{\text{РВП-54}} = 180,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

- для двухпоточного двухходового РВП  $t_{\text{ДД}} = 108,7 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Принимаем, что коэффициенты теплопередачи через кожух РВП и теплоизоляционные конструкции в окружающую среду в обоих случаях равны. Также в результате тепловых расчетов определено, что площадь поверхности, определяющая тепловые потери в окружающую среду, у двухпоточного двухходового РВП выше в 1,396 раза. Это объясняется тем, что суммарная высота горячей набивки увеличена в 2 раза.

Тепловые потери РВП-54  $Q_{\text{РВП-54}}$  и двухпоточного двухходового РВП  $Q_{\text{ДД}}$  определяются как:

$$Q_{\text{РВП-54}} = k \cdot F \cdot (t_{\text{РВП-54}} - t_{\text{cp}}) = k \cdot F \cdot (180,4 - 5,2) = 175,2 \cdot k \cdot F ;$$

$$Q_{\text{ДД}} = 1,396 \cdot k \cdot F \cdot (t_{\text{ДД}} - t_{\text{cp}}) = 1,396 \cdot k \cdot F \cdot (108,7 - 5,2) = 144,5 \cdot k \cdot F ;$$

отсюда следует что:

$$\Delta Q = \frac{Q_{\text{РВП-54}} - Q_{\text{ДД}}}{Q_{\text{РВП-54}}} = \frac{175,2 - 144,5}{175,2} \times 100\% = 17,5\% ,$$

где  $k$  – средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  – площадь поверхности РВП-54, определяющая тепловые потери в окружающую среду, м<sup>2</sup>;

$t_{\text{ср}}$  – среднегодовая температура окружающего воздуха, °С.

Более достоверная оценка тепловых потерь через ограждающие конструкции будет выполнена после проведения экспериментальных обследований разработанной конструкции.

В результате анализа тепловых расчетов основанных на экспериментальных данных был определен КПД РВП-54 равный 94%. Соответственно потери теплоты для РВП-54 составят:

$$Q_{\text{РВП-54}}^{\text{П}} = \frac{Q_{\text{в}}}{0,94} \cdot (1 - 0,94) = \frac{12499}{0,94} \cdot (1 - 0,94) = 797,8 \text{ кВт},$$

где  $Q_{\text{в}}$  – тепловосприятие воздуха, кВт.

Определим потери теплоты двухпоточного двухходового РВП:

$$Q_{\text{ДД}}^{\text{П}} = Q_{\text{РВП-54}}^{\text{П}} \cdot (1 - 0,175) = 658,2 \text{ кВт}.$$

Для одного РВП экономия при этом составит 139,6 кВт. Для двух РВП котла БКЗ-420-140 НГМ при условии работы оборудования 6000 часов в год снижение потребления газа составит  $M_2 = 191670 \text{ м}^3/\text{год}$ .

При условии средней стоимости газа для ТЭЦ  $g = 4 \text{ руб./м}^3$  годовая экономия средств от применения двухпоточного двухходового РВП для одного котлоагрегата типа БКЗ-420-140 НГМ составит:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = g \cdot (M_1 + M_2) = 4 \cdot (228000 + 191670) = 1678680 \text{ руб./год}.$$

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА, ПРИМЕНЯЕМЫХ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ РВП. РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА**

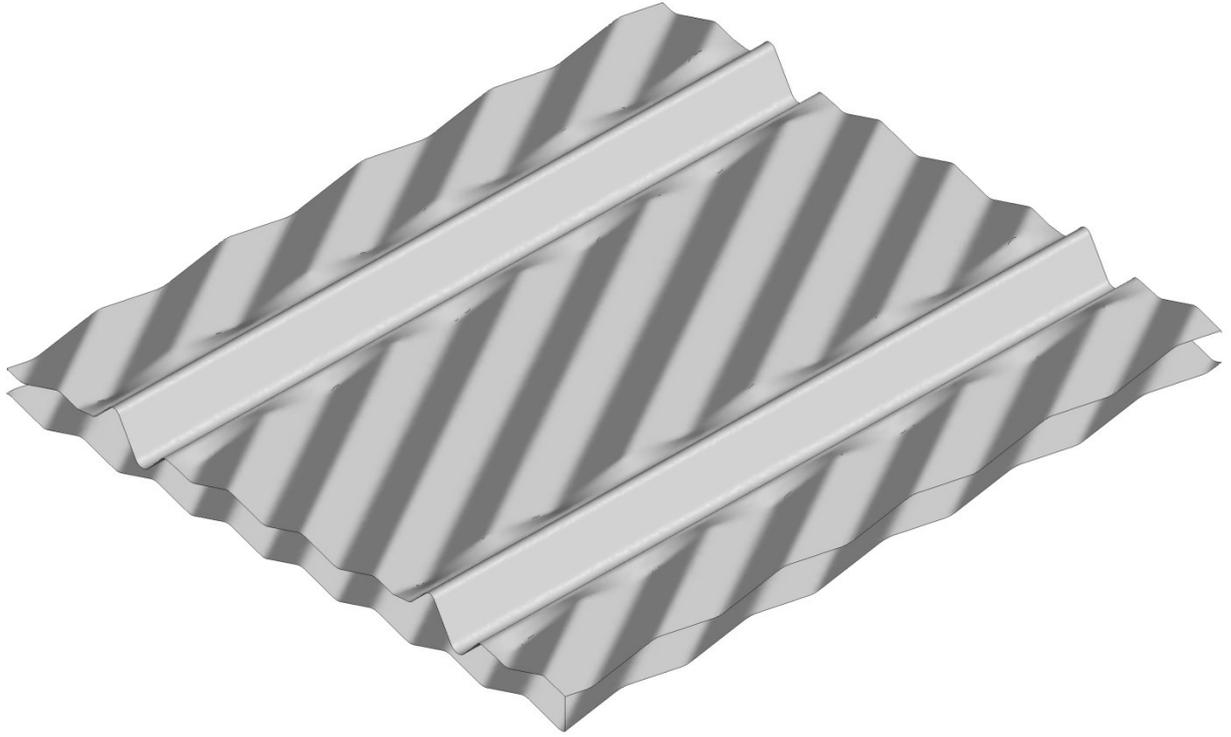
### **4.1. Моделирование набивки вращающегося РВП в программном комплексе ANSYS**

#### **4.1.1. Общие сведения о создании конечно-элементной модели**

В главе первой диссертации было отмечено, что в современных вращающихся РВП в качестве поверхности нагрева применяется набивка с волнистым дистанционирующим листом (рис. 1.7 б). При этом для уменьшения ее аэродинамического сопротивления может применяться эмаль для уменьшения шероховатости поверхности. Для повышения эффективности процессов теплообмена изменяют площади проходных сечений, меняя тем самым гидравлический диаметр [65]. Изменение гидравлического диаметра происходит посредством изменения высоты и среднего шага волн (рис. 2.3). Однако данные изменения геометрических параметров вызывают не только повышение эффективности процесса теплообмена, но и увеличение аэродинамического сопротивления.

Для анализа процессов теплообмена и движения потоков воздуха и продуктов сгорания в канале образованном листами набивки была создана конечно-элементная модель в программном комплексе ANSYS [42, 119, 140].

Целью моделирования являлось исследование влияния конструктивных особенностей набивки (волн и гофр) на интенсивность теплообмена, а также сравнение полученных результатов с результатами расчета по критериальным уравнениям. Трехмерная модель теплообменной набивки представлена на рис. 4.1. Разбиению на конечные элементы, а затем и расчету подлежит объем среды, движущийся в пространстве между листами набивки.



**Рис. 4.1. Модель теплообменной набивки, применяемой в современных вращающихся РВП**

Математическая постановка задачи состоит из системы уравнений, а также граничных условий. Система уравнений представляет собой совокупность уравнений описывающих все процессы, происходящие при движении теплоносителя в каналах набивки. Процессы конвективного теплообмена будут описываться следующей системой дифференциальных уравнений:

уравнение теплоотдачи

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta t} \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_w; \quad (4.1)$$

уравнение энергии

$$u_x \frac{\partial t}{\partial x} + u_y \frac{\partial t}{\partial y} + u_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right); \quad (4.2)$$

уравнения движения

$$u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right); \quad (4.3)$$

$$u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right); \quad (4.4)$$

$$u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right); \quad (4.5)$$

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0; \quad (4.6)$$

Решение системы уравнений происходит численным методом - методом конечных элементов. Для нахождения единственного решения системы уравнений задаются граничные условия:

- на входном сечении:  $u_x = u_{x0}$ ,  $u_y = u_{y0}$ ,  $u_z = u_{z0}$ ,  $t = t_0$ ;
- на выходном сечении:  $p = p_0$ ;
- на стенках набивки:  $u_x = u_y = u_z = 0$ ,  $t = t_w$ .

В модели в качестве теплоносителя использовался сухой воздух. Физические свойства воздуха, зависящие от температуры, (плотность, вязкость, теплоемкость) были заданы уравнениями, полученными путем полиномиальной аппроксимации табличных значений в диапазоне температур от 0 до 500 °С. Уравнения следующие:

- для плотности:

$$\rho = 1,28430 - 6,72254 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 + 8,22994 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 - 4,09833 \cdot 10^{-3} \cdot t; \quad (4.1)$$

- для теплоемкости:

$$c_p = 1,00490 - 7,25626 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 + 7,55184 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 2,16830 \cdot 10^{-5} \cdot t; \quad (4.2)$$

- для теплопроводности:

$$\lambda = 2,43905 \cdot 10^{-2} - 2,32531 \cdot 10^{-11} \cdot t^3 - 1,12418 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 7,74574 \cdot 10^{-5} \cdot t; \quad (4.3)$$

- для кинематической вязкости:

$$\nu = 1,32341 \cdot 10^{-5} - 8,97576 \cdot 10^{-15} \cdot t^3 + 8,76303 \cdot 10^{-11} \cdot t^2 + 9,08183 \cdot 10^{-8} \cdot t. \quad (4.4)$$

В качестве начальных и граничных условий были заданы:

- температура поверхностей листов набивки;
- температура потока на входе в набивку;
- скорость потока на входе в набивку;

– давление воздуха на выходе из набивки.

Для анализа влияния числа Рейнольдса на величину коэффициента теплоотдачи численный эксперимент проводился при различных значениях скорости потока воздуха на входе в набивку. Скорость потока воздуха изменялась от 7 до 20 м/с, что соответствует диапазону чисел Рейнольдса  $Re$  от 2000 до 6000, в пределах которых справедливо критериальное уравнение для стандартной набивки. Температура набивки принята 200 °С, температура воздуха на входе в набивку - 150 °С, давление воздуха на выходе из набивки 101325 Па. Все эксперименты проводились при постоянном числе Прандтля  $Pr=0,682$ .

#### **4.1.2. Анализ результатов моделирования**

В таблице 4.1 представлены результаты численных экспериментов при пяти различных скоростях воздуха на входе в набивку.

На рис. 4.2 показано распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности дистанционирующего листа, на рис. 4.3 - волнистого. Стрелками показано направление движения потока воздуха. Как видно из рисунка максимальные значения коэффициентов теплоотдачи достигаются на «подъемах» волн где происходит столкновение потока воздуха с поверхностью набивки. Именно в этих местах образуются зоны турбулизации потока, что и приводит к локальным максимумам теплосъема. Также можно отметить зоны максимальной теплоотдачи на дистанционирующей гофре в местах соприкосновения листов набивки и в местах столкновения потоков воздуха, направленных волной под углом в 30° с гофрой.

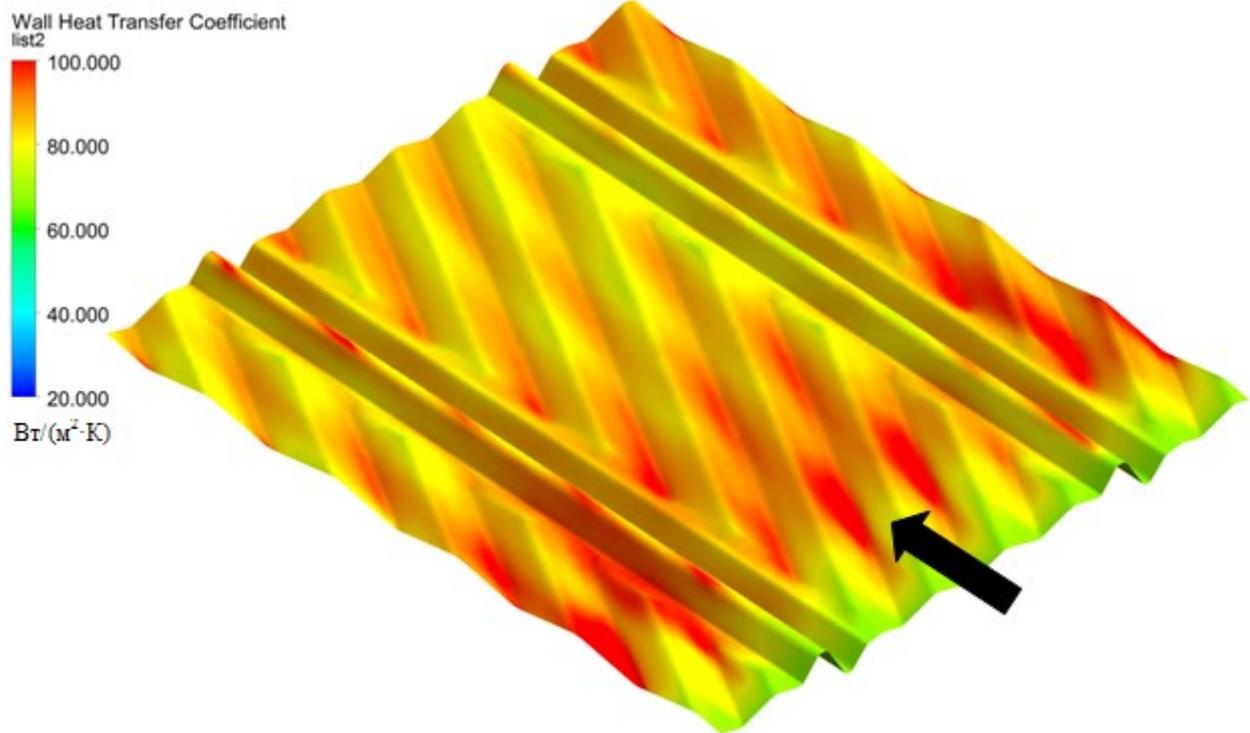


Рис. 4.2. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности дистанционирующего листа

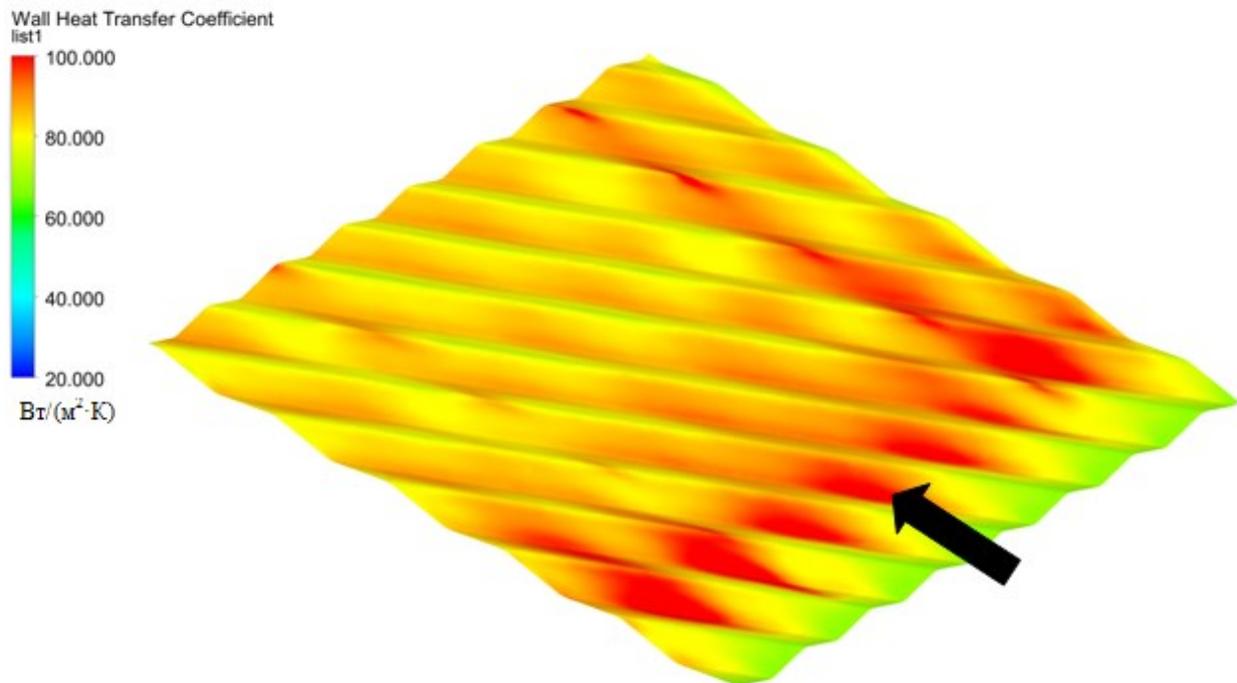
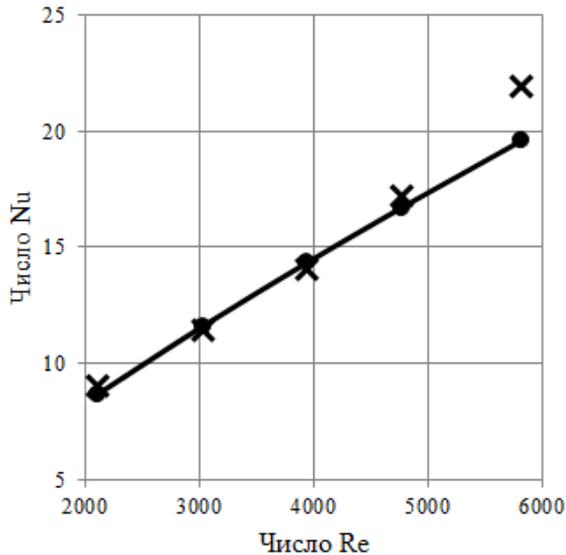


Рис. 4.3. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности волнистого листа



**Рис. 4.4. График зависимости  $Nu_m$  (×) и  $Nu_{кр}$  (●) от  $Re$**

ных поверхностей.

На рис. 4.4 изображен график зависимости числа Нуссельта  $Nu_m$  от числа  $Re$ , полученный по результатам численных экспериментов и в результате расчета по критериальному уравнению  $Nu_{кр}$ . Как видно из графика и величине относительного отклонения  $\Delta$  (см. таблицу 4.1) модель в достаточной степени подтверждает критериальное уравнение, что позволяет ее использование при анализе эффективности процесса теплообмена при разработке новых типов теплообмен-

**Таблица 4.1. Результаты численных экспериментов стандартной набивки**

№ опыта	Скорость потока		Число $Re$	Коэффициент теплоотдачи $\alpha$	Потеря давления	Число $Nu_m$	Число $Nu_{кр}$	$\Delta = (Nu_{кр} - Nu_m) / Nu_{кр} \times 100\%$
	На входе в набивку	Средняя						
	м/с							
1	7	6,46	2103,4	33,99	14	9,01	8,68	-3,78%
2	10	9,30	3029,1	43,02	25	11,41	11,62	1,84%
3	13	12,07	3934,0	53,15	39	14,09	14,32	1,59%
4	16	14,67	4772,8	64,98	57	17,22	16,72	-2,99%
5	20	17,92	5816,0	82,99	90	21,95	19,58	-12,12%

## 4.2. Разработка перспективных конструкций поверхностей нагрева

### 4.2.1. Общие сведения и конструктивные характеристики

по-

#### верхностей нагрева

Результаты моделирования набивки, применяемой в современных вращающихся РВП, позволяют анализировать влияние используемого профиля на эффек-

тивность процесса теплообмена. Также распределение коэффициентов теплоотдачи показывает характер образования локальных зон с повышенным теплосъемом в зависимости от расположения волн набивки.

В настоящей диссертационной работе предлагается модернизация дистанционирующего листа набивки путем изменения форм волн, без изменения площади проходного сечения и соответственно гидравлического диаметра. К рассмотрению предлагается два типа набивки отличающихся формой дистанционирующего листа. Общий вид набивок представлен на рис. 4.5 (тип А), 4.6 (тип Б).

Набивка на рис. 4.5 отличается от набивки, применяемой в современных вращающихся РВП, тем, что волны по длине листов меняют направление наклона в  $30^\circ$  по отношению к потоку, последнее приводит к дополнительной турбулизации потока, и должно вызвать увеличение образования зон с повышенным коэффициентом теплоотдачи.

Профиль набивки на рис. 4.6 выполнен с разным продольным шагом волн. Предполагается, что данное решение дополнительно повысит турбулизацию потока и способствует снижению аэродинамического сопротивления набивки.

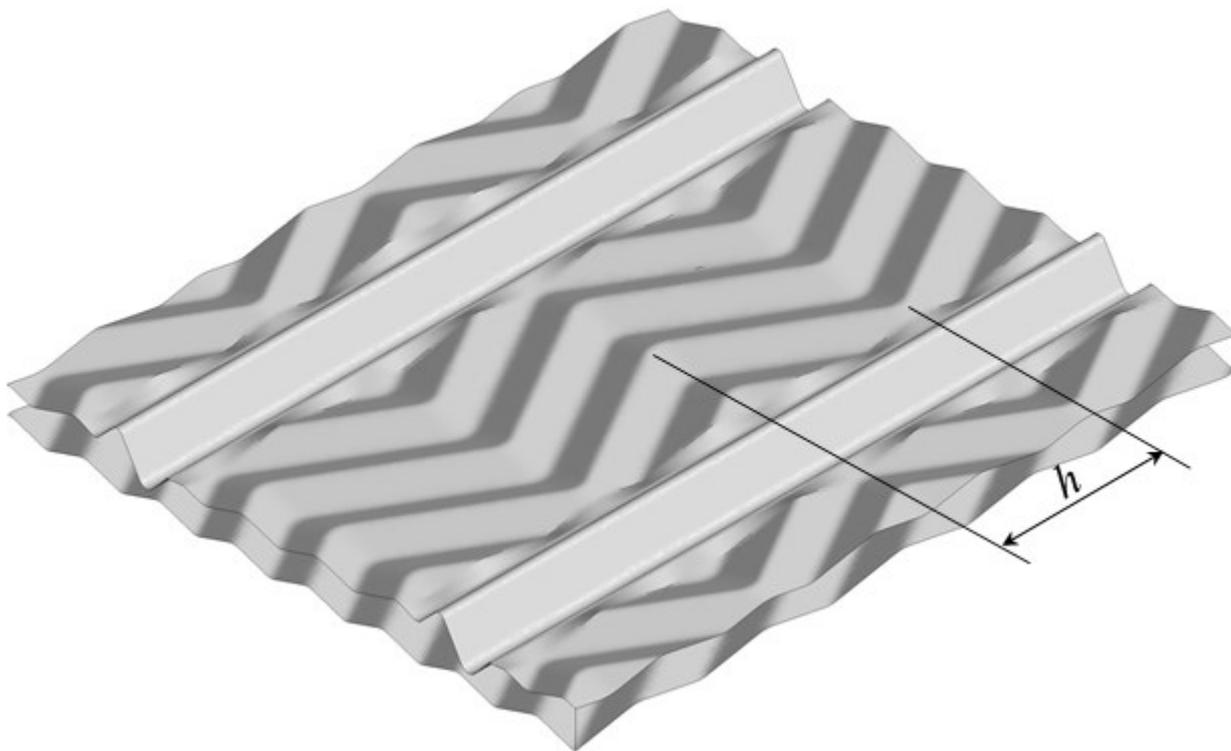


Рис. 4.5. Общий вид набивки с дистанционирующим листом типа А

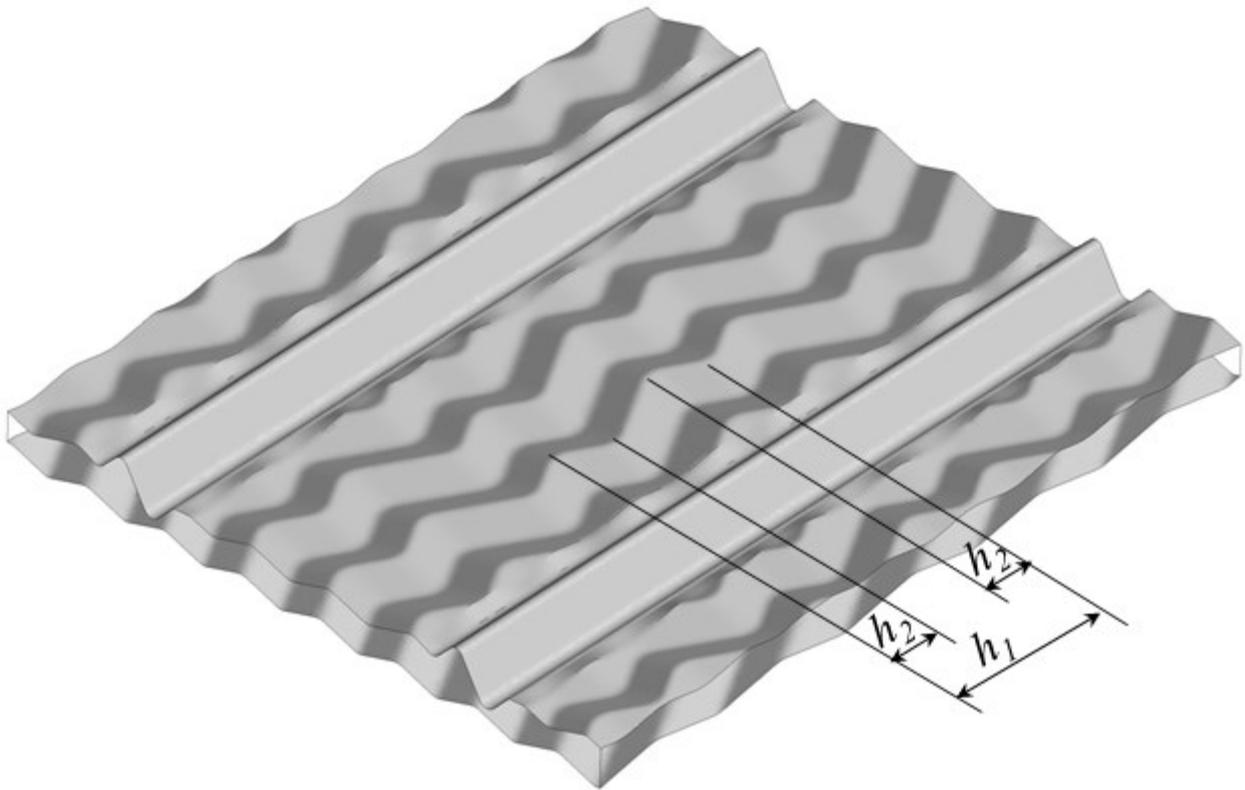


Рис. 4.6. Общий вид набивки с дистанционирующим листом типа Б

В предлагаемых типах набивок конструкция второго листа с расположением волн с наклоном в  $30^\circ$  по отношению к движению потока не изменяется.

#### 4.2.2. Результаты моделирования и вывод критериальных уравнений

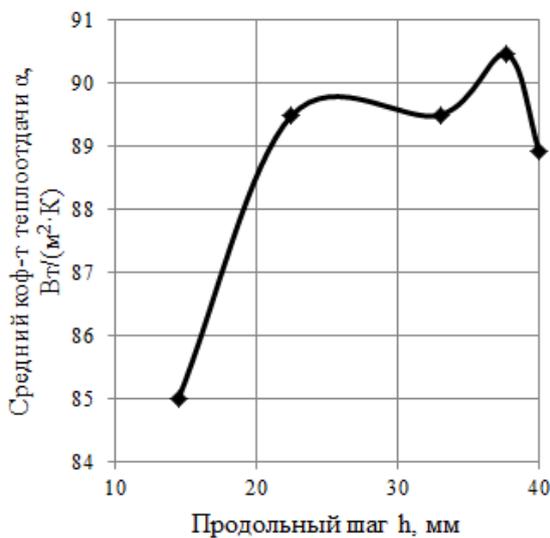


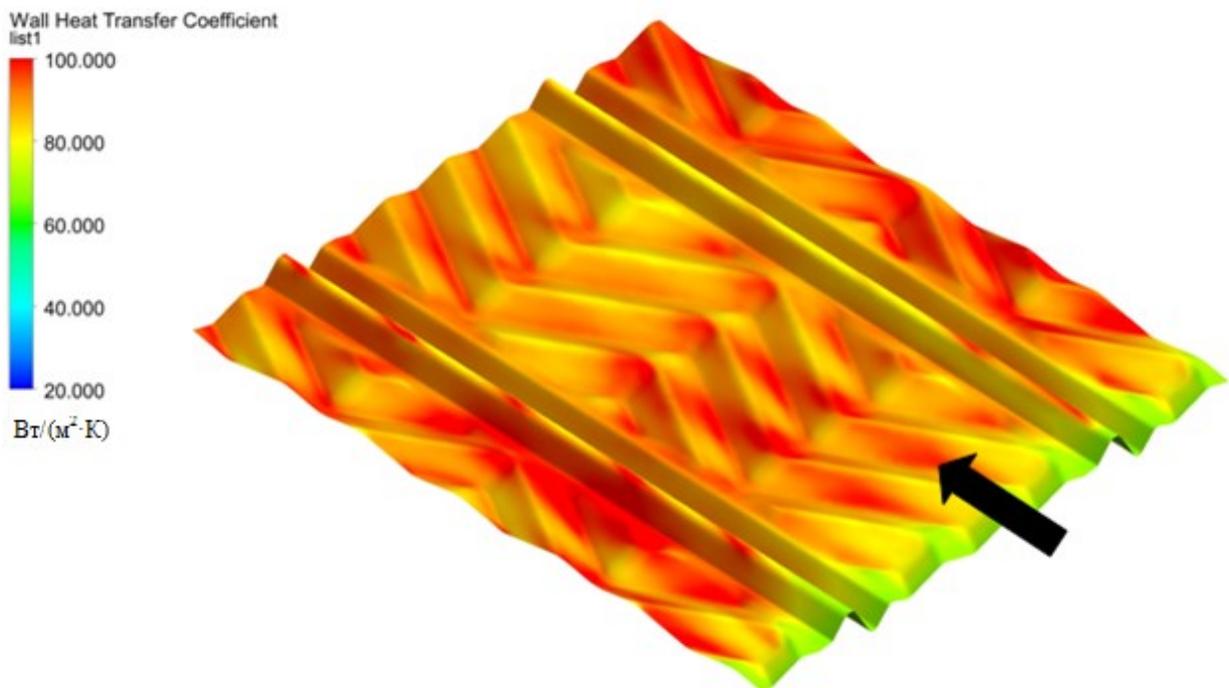
Рис. 4.7. График зависимости среднего коэффициента теплоотдачи от продольного шага волны

Моделирование процесса нагрева потока воздуха в канале предлагаемых типов теплообменных набивок производилось при тех же условиях, что и моделирование набивки, применяемой в современных вращающихся РВП. При этом числа  $Re$  находились в диапазоне от 2000 до 6000.

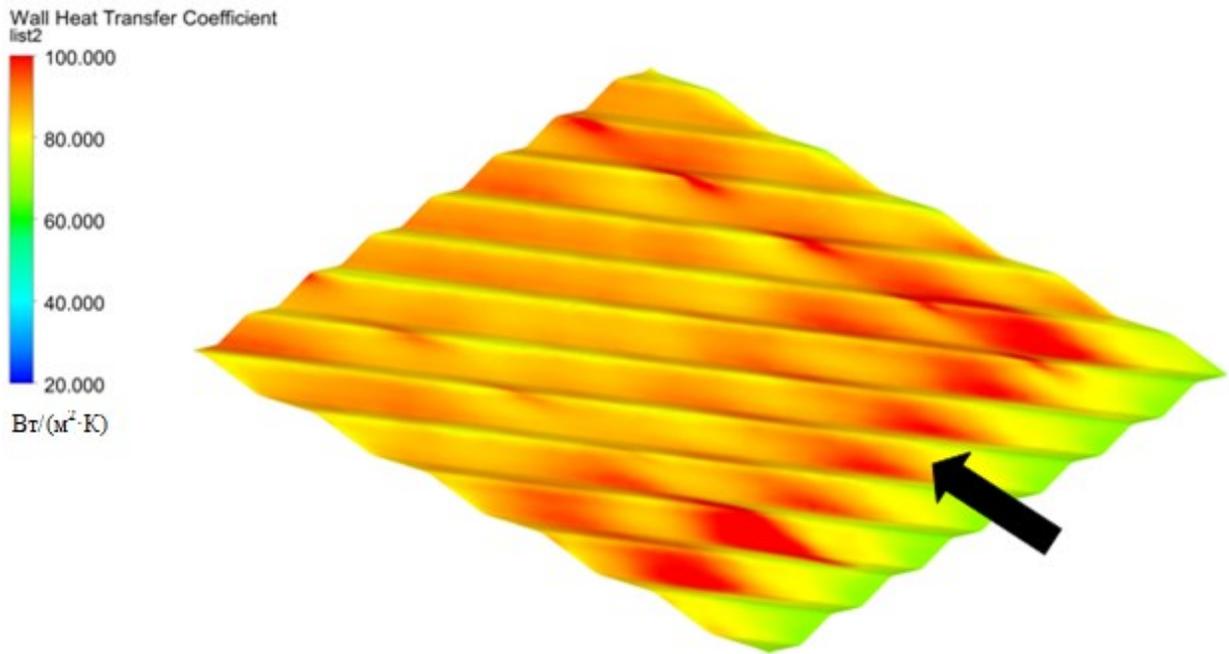
Применительно к набивки профиля А, представленной на рис. 4.5, задачей являлось определение оптимального про-

дольного шага волны  $h$ , при котором имеют место максимальные коэффициенты теплоотдачи. При одних и тех же условиях были проведены варианты расчеты с различной длиной продольного шага волны. Для каждого варианта определены средние коэффициенты теплоотдачи при одинаковом числе  $Re$ . Как видно из графика на рис. 4.7 максимальное значение коэффициентов теплоотдачи составляет при значении продольного шага  $h_{\text{опт}} = 37,7$  мм.

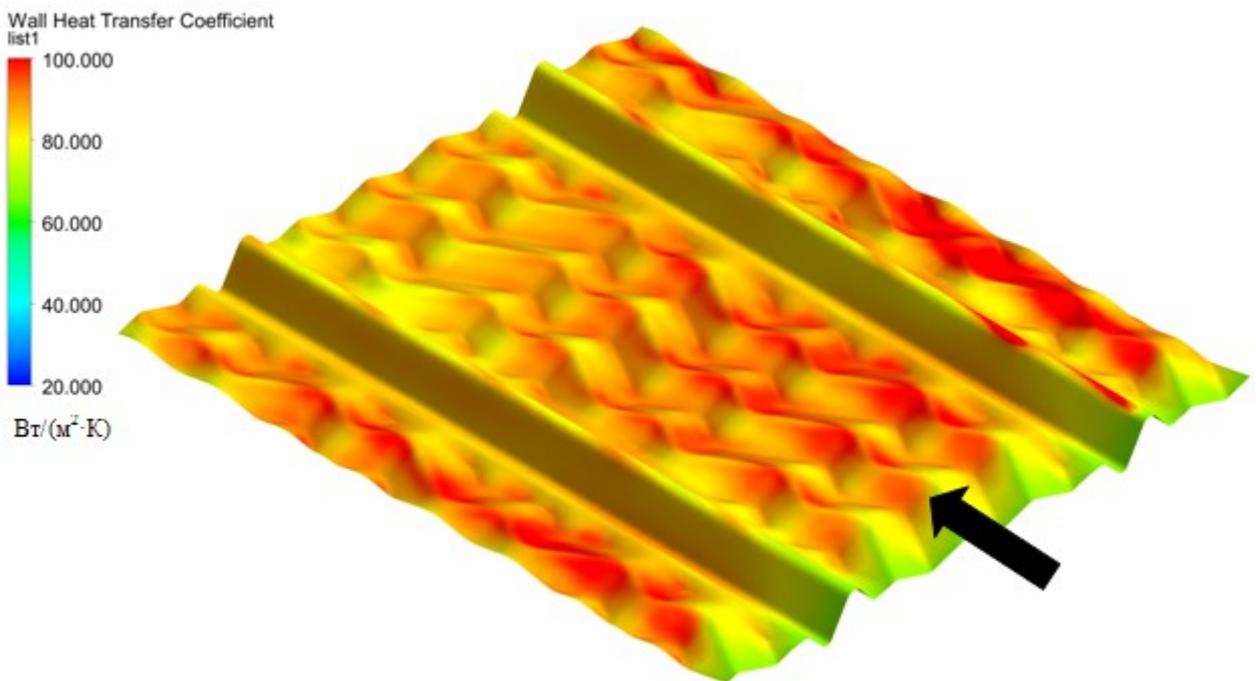
Для дистанционирующего листа профиля типа Б (рис. 4.6) величина продольного шага  $h_1$  принимается как и для профиля типа А 37,7 мм. Величина продольного шага  $h_2$  принимается 10 мм. В результате моделирования нагрева потоков воздуха, в каналах представленных набивок, получено распределение коэффициентов теплоотдачи на поверхности листов (рис. 4.8 – 4.11).



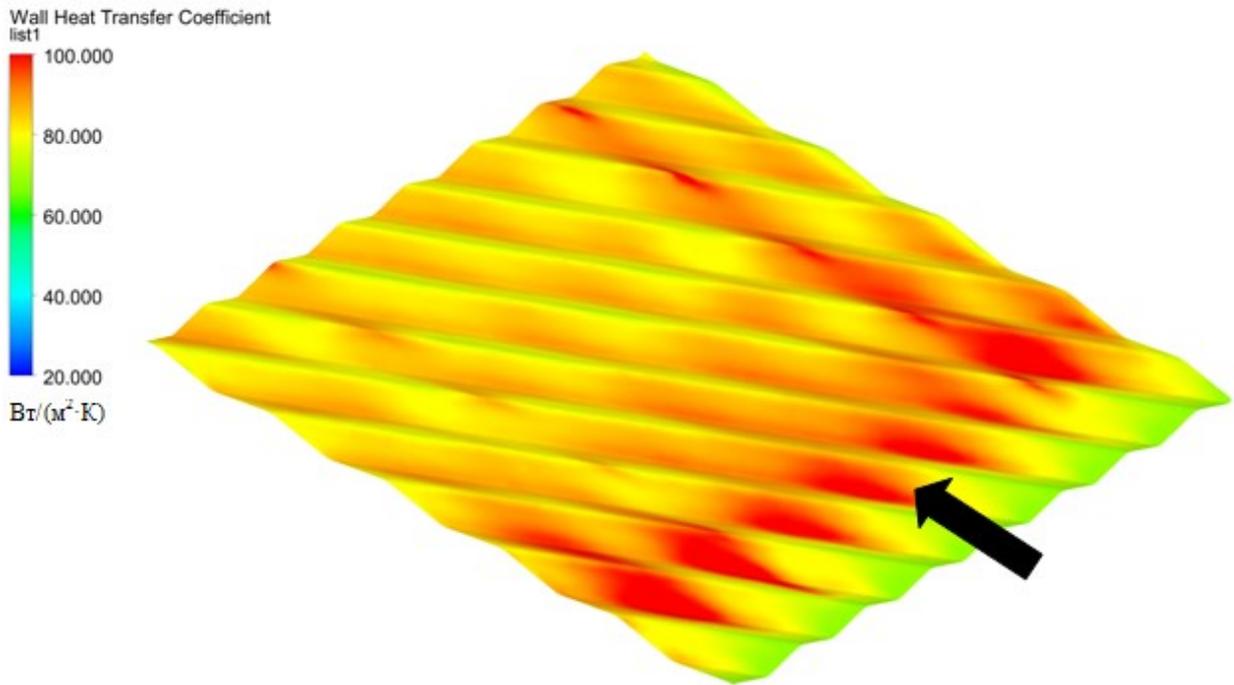
**Рис. 4.8. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности дистанционирующего листа набивки типа А**



**Рис. 4.9. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности волнистого листа набивки типа А**



**Рис. 4.10. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности дистанционирующего листа набивки типа Б**



**Рис. 4.11. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности волнистого листа набивки типа А**

Из рисунков видно, что предложенные изменения формы дистанционирующего листа привели к увеличению образования локальных зон повышенного теплообмена.

Как и для набивки, применяемой в современных вращающихся РВП, для новых конструкций набивок проведены исследования влияния формы дистанционирующего листа на эффективность теплообмена при различных числах  $Re$  потока. Результаты численных экспериментов представлены в таблице 4.2 и на рис. 4.12.

Как видно из представленных графиков зависимостей  $Nu$  от  $Re$  для различных типов набивок и результатов моделирования (см. таблицу 4.2), предлагаемые конструкции теплообменных поверхностей эффективнее существующих на 7-20 % в зависимости от  $Re$ . При этом необходимо отметить, что аэродинамическое сопротивление профиля типа А в среднем на 32 % больше сопротивления стандартной набивки, а аэродинамическое сопротивление набивки типа Б на 15 % меньше сопротивления стандартной набивки. Обоснования применения данных типов набивок требует выполнения конструктивных расчетов вращающихся РВП по критериальным уравнениям, описывающим процессы теплообмена. Такие уравнения имеют вид:

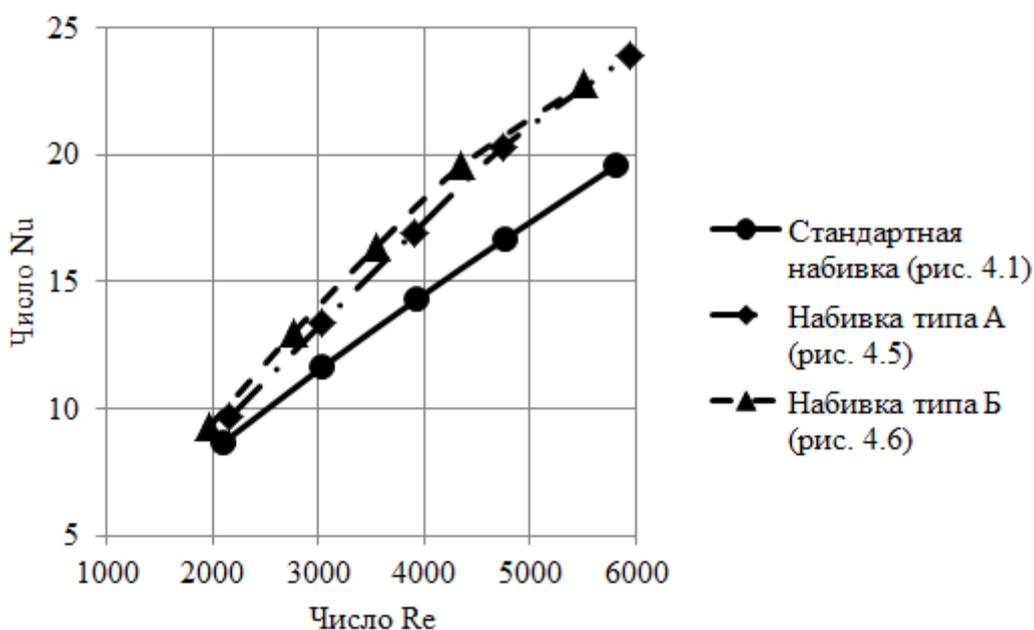


Рис. 4.12. Графики зависимости  $Nu$  от  $Re$  для различных типов набивок

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m, \quad (4.5)$$

где  $n$ ,  $m$  – показатели степеней влияния данных критериев на число  $Nu$ ;  $A$  – коэффициент, зависящий от типа набивки.

Вывод критериальных уравнений осуществлялся в соответствии с методикой, представленной в [53]. На первом этапе определяется влияние показателя степени  $n$  при  $Re$ , в этом случае необходимо прологарифмировать зависимость  $Nu = cRe^n$ , в итоге получается:

$$\lg Nu = \lg c + n \lg Re. \quad (4.6)$$

Обозначив  $\lg Nu$  через  $y$ ,  $\lg Re$  через  $x$ ,  $\lg c$  через  $a$ , получается выражение:

$$y = nx + a. \quad (4.7)$$

Выражение (4.7) является уравнением прямой, где  $n$  является угловым коэффициентом аппроксимирующей линии. На рис 4.13 изображены зависимости  $\lg Nu = f(\lg Re)$  для набивок типов А и Б.

По результатам аппроксимации зависимости  $\lg Nu = f(\lg Re)$  принимается коэффициент  $n = 0,906$ , для набивки типа А и  $n = 0,882$  для набивки типа Б.

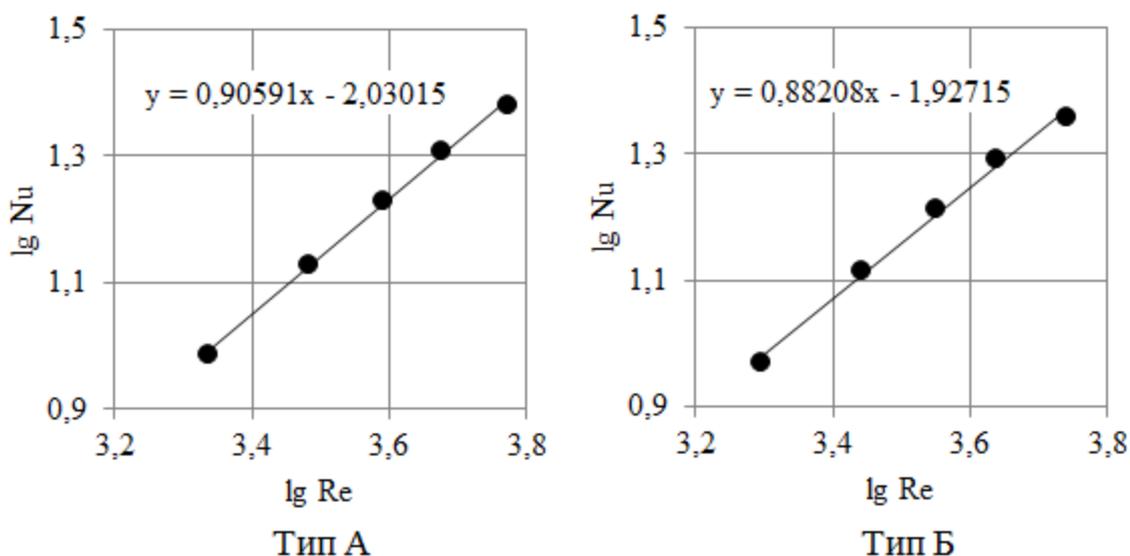


Рис. 4.13. К определению коэффициента  $n$  в формуле (4.1)

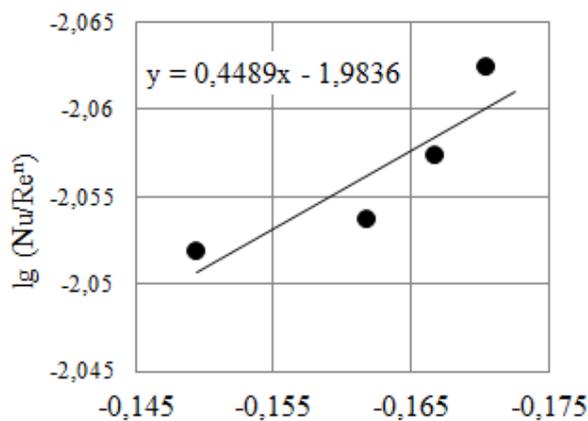


Рис. 4.14. К определению коэффициента  $m$

На втором этапе определяется степень влияния  $m$  при  $Pr$ . Для этого были использованы результаты исследования, представленные в таблице 4.3, при различных начальных температурах воздуха и приблизительно одинаковых числах  $Re$ .

На рис. 4.14 представлена зависимость  $\lg(Nu/Re^n) = f(\lg Pr)$ . По результатам аппроксимации принимается коэффициент  $m = 0,45$  для обоих типов набивок.

Коэффициент  $A$  в критериальном уравнении (4.5) определяется из выражения для каждого типов набивок с соответствующей степенью влияния критериев по формуле:

$$A = \frac{Nu}{Re^n \cdot Pr^m} \quad (4.8)$$

Среднее значение коэффициента  $A$  для набивки типа А составляет:  $A=0,011$ ; для набивки типа Б:  $A=0,014$ .

Таким образом, получены критериальные зависимости:

Набивка типа А:  $Nu=0,011Re^{0,906}Pr^{0,45} \cdot C_t \cdot C_l$ ;

Набивка типа Б:  $Nu=0,014Re^{0,882}Pr^{0,45} \cdot C_t \cdot C_l$ .

Стандартная набивка:  $Nu=0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l$ .

Таблица 4.2. Результаты численных экспериментов при различных числах Re

№ опыта	Скорость потока		Число Re	Коэффициент теплоотдачи $\alpha$	Потеря давления	Число Pr	Число Nu	lgNu	lgRe
	На входе в набивку	Средняя							
	м/с			Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Па				
Набивка типа А									
1	7	6,66	2166,7	36,58	17	0,68211	9,69	0,986	3,336
2	10	9,37	3041,7	50,63	33	0,68209	13,40	1,127	3,483
3	13	12,02	3898,9	64,01	54	0,68208	16,94	1,229	3,591
4	16	14,65	4749,3	76,82	79	0,68207	20,32	1,308	3,677
5	20	18,31	5944,9	90,46	116	0,68208	23,94	1,379	3,774
Набивка типа Б									
1	7	6,08	1974,0	35,21	11	0,68209	9,32	0,969	3,295
2	10	8,52	2763,6	49,18	22	0,68207	13,00	1,114	3,441
3	13	10,95	3548,5	61,99	35	0,68206	16,39	1,214	3,550
4	16	13,41	4346,3	73,95	50	0,68206	19,55	1,291	3,638
5	20	16,94	5500,0	86,07	72	0,68208	22,77	1,357	3,740

Таблица 4.3. Результаты численных экспериментов при различных числах Pr

№ опыта	Температура потока		Скорость потока		Число Re	Теплопроводность	Коэффициент теплоотдачи $\alpha$	Плотность	Число Pr	Число Nu	lg(Nu/Re <sup>0,906</sup> )	lgPr
	На входе в набивку	Средняя	На входе в набивку	Средняя								
	°С		м/с			Вт/(м·К)	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	кг/м <sup>3</sup>				
1	0	9,86	4,7	4,49	2994,5	0,025106	32,75	1,2264	0,70880	12,522	-2,05188	-0,14948
2	90	99,41	7,8	7,44	3145,5	0,031983	43,43	0,9603	0,68892	13,037	-2,05372	-0,16183
3	180	187,29	11,66	11,07	3181,5	0,038343	52,18	0,7630	0,68110	13,063	-2,05733	-0,16679
4	360	367,53	20	18,49	3097,0	0,050184	65,86	0,5566	0,67532	12,599	-2,06246	-0,17049

### 4.2.3. Оценка эффективности применения предлагаемых поверхностей нагрева

Исследования моделей предлагаемых набивок показывают превосходство данных конструкций перед набивкой, применяемой в современных вращающихся РВП. Однако, прежде чем говорить об эффективности применения данных поверхностей нагрева необходимо провести необходимую оценку эффективности. Оценка эффективности проводится по результатам конструктивных расчетов на основе данных полученных при экспериментальном обследовании вращающихся РВП котлоагрегатов ст. №№ 3, 5 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ. Предлагаемые типы набивок устанавливаются в горячую часть ротора.

Установка во вращающийся РВП более эффективной набивки потребует меньшей площади теплообмена, а значит и снизится металлоемкость и масса установки. При всем этом, снижение объема набивки будет характеризоваться уменьшением высоты горячего слоя, что позволит снизить аэродинамическое сопротивление. В случае с набивкой типа Б аэродинамическое сопротивление дополнительно снизится за счет уменьшенного на 15% коэффициента гидравлического трения этой набивки.

На основе экспериментальных данных с помощью программ конструктивного расчета были проведены расчеты вращающегося РВП с использованием критериальных уравнений существующей конструкции набивки и критериальных уравнений предлагаемых набивок типов А и Б. Результаты расчетов представлены в приложении Д. Анализ результатов расчетов показывает что, снижение площади теплообменной поверхности в горячем слое при применении набивки типа А снижается на 10,23%, при этом происходит повышение аэродинамического сопротивления на 2%. При применении набивки типа Б снижение площади поверхности теплообмена происходит на 14,08%, а также одновременно происходит снижение аэродинамического сопротивления на 37,4% по воздушной и газовой стороне.

### 4.3. Выводы

1. Разработана модель потока воздуха в канале стандартной набивки, применяемой в современных вращающихся РВП. Получено распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности листов набивки. Проанализировано влияние формы дистанционирующего листа на образование локальных зон повышенного теплосъема.

2. Предложены две конструкции набивки, отличающиеся формой дистанционирующего листа. Определены оптимальные величины продольных длин волн. По результатам моделирования установлено, что коэффициенты теплоотдачи у данных конструкций больше чем у стандартной на 7-20% в зависимости от критерия  $Re$ . При этом конструкция набивки типа А имеет повышенное аэродинамическое сопротивление. Однако аэродинамическое сопротивление конструкции набивки типа Б меньше на 15%, чем аэродинамическое сопротивление стандартной набивки вращающегося РВП.

3. Получены критериальные уравнения, описывающие процесс теплообмена в каналах набивок типа А и Б. Проведены вариантные конструктивные расчеты вращающегося РВП. По результатам расчетов установлено, что при применении набивки типа А в горячей части ротора площадь поверхности теплообмена уменьшается на 10,23%, при этом аэродинамическое сопротивление повышается на 2%. При применении набивки типа Б в горячей части ротора площадь поверхности теплообмена уменьшается на 14,08%, а аэродинамическое сопротивление снижается на 37,4%.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В диссертации проведен комплекс численных и экспериментальных исследований вращающихся РВП, который позволил разработать новые математические модели и методики расчета и обосновать с их помощью применение перспективных конструкций вращающихся РВП с целью повышения эффективности работы энергетических котлов. Проведено экспериментальное обследование энергетических котлов ст. №№ 3, 5 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, снабженных регенеративными воздухоподогревателями типа РВП-54. Составлены математические модели и программы теплового и аэродинамического расчетов с помощью ПЭВМ.

2. На основе экспериментальных данных смоделированы фактические режимы работы вращающихся РВП-54, установленных на энергетических котлах ст. №№ 3, 5 типа БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ. Установлено, что для РВП-54 коэффициенты теплоотдачи от продуктов сгорания к теплообменной поверхности по мере их охлаждения снижаются на 13%, а по воздуху – на 15% вследствие снижения скоростей потоков теплоносителей.

3. Для конструкции вращающегося РВП в форме усеченного конуса (патент на изобретение РФ № 2241907) разработана методика теплового и аэродинамического расчетов. Составлена математическая модель, разработана программа теплового и аэродинамического расчетов на ПЭВМ, выполнены исследования процессов теплообмена. Представлено технико-экономическое обоснование применения на практике данной конструкции вращающегося РВП. При равном количестве теплоты, воспринимаемом воздухом, для РВП в форме усеченного конуса интенсивность теплообмена по сравнению со стандартным РВП возрастает в 1,47 раза в холодной части набивки и в 1,11 раза в ее горячей части. В среднем теплопередача от газов к воздуху для РВП в форме усеченного конуса возрастает в 1,23 раза. При этом объем набивки снижается на 8,4%, а масса на 5,57 т (с 66,6 т до 61,03 т). Для двух РВП-54, устанавливаемых за котлом БКЗ-420-140 НГМ, снижение суммарной массы набивки воздухоподогревателей составит 11,14 т.

4. Установлено, что для вращающегося РВП в форме усеченного конуса, при оптимальных значениях параметра конусности, аэродинамическое сопротивление по сравнению с РВП цилиндрической формы возрастает до 20%. При этом, данное увеличение аэродинамического сопротивления может компенсироваться установкой современных типов набивок, обладающих значительно меньшим

аэродинамическим сопротивлением, таких, например, как набивка состоящая из тел ромбической формы поперечного сечения (патент на изобретение РФ № 2215963), а также набивка типа Б, предложенная в данной работе.

5. Для конструкции двухпоточного двухходового вращающегося РВП (патент на изобретение РФ № 2269062) составлена математическая модель, разработаны методика и программа его теплового и аэродинамического расчетов на ПЭВМ. Определены оптимальные геометрические параметры и проведена оценка снижения величины присосов воздуха в газовую часть РВП при уменьшении величин температурных деформаций ротора. Выполнено технико-экономическое обоснование применения на практике данной конструкции вращающегося РВП. Применение двухпоточной двухходовой конструкции РВП позволяет снизить присосы воздуха на 0,04 (до  $\Delta\alpha=0,13$ ), при этом коэффициент избытка воздуха в уходящих газах  $\alpha_{yx}$  снижается с 1,21 до 1,17. Годовая экономия при оснащении одного котла БКЗ-420-140 НГМ двумя двухпоточными двухходовыми РВП составит 1678680 руб./год.

6. Смоделированы процессы движения и теплообмена потоков воздуха в каналах стандартной набивки, применяемой в современных вращающихся РВП. Проанализировано влияние формы дистанционирующего листа на образование локальных зон повышенного теплосъема. Предложены две конструкции теплообменной поверхности, отличающиеся формой дистанционирующего листа.

7. Разработаны критериальные уравнения, описывающие процессы теплообмена в каналах набивок типа А и Б. Установлено, что при применении набивки типа А в горячей части ротора РВП-54 площадь поверхности теплообмена уменьшается на 10,23%, аэродинамическое сопротивление повышается на 2%. Для набивки типа Б в горячей части ротора площадь поверхности теплообмена уменьшается на 14,08%, а аэродинамическое сопротивление снижается на 37,4%. При этом интенсивность процессов теплообмена в предложенных конструкциях поверхностей теплообмена возрастает на 20% по сравнению с набивкой интенсифицированного профиля.

8. Результаты диссертационной работы приняты к использованию на Новокуйбышевской ТЭЦ 2 (филиал «Самарский» ПАО «Т Плюс»), внедрены в учебный процесс на кафедре «Тепловые электрические станции» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет», что подтверждается Справкой об использовании результатов исследований и Актом о внедрении.

## Список литературы

1. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98. М.: Издательство МЭИ. 1999. 168 с.
2. Андрющенко А.И., Аминов Р.З., Хлебалин Ю.М. Теплофикационные установки и их использование: Учеб.пособие для теплоэнергет. спец. вузов. М.: Высш. школа. 1989. 256 с.
3. Ахмедов Р.Б., Брюханов О.Н., Иссерлин А.С. и др. Рациональное использование газа в энергетических установках. Л.: Недра. 1990. 423 с.
4. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Под ред. С.И. Мочана. М.: Энергия, 1977. 256 с.
5. Бакластов А.М., Бродянский В.М., Голубев Б.П. и др. Под общ. ред. Григорьева В.А. и Зорина В.М. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник М.: Энергоатомиздат. 1983. 552 с.
6. Баранов Е.П., Бухаркин Е.Н., Кушнирюк В.В. Опыт использования вторичных энергоресурсов в производственной котельной // Промышленная энергетика. 1988. № 1. С. 21-22.
7. Баскаков А.П., Берг Б.В., Витт О.К. и др. Теплотехника: Учеб. для вузов. Под ред. А.П. Баскакова. М.: Энергоатомиздат. 1991. 224 с.
8. Березинец П.А., Розенгауз И.Н., Улезько И.Ф., Боткачик И.А. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление новых типов насадок для регенеративных воздухоподогревателей // Энергомашиностроение. 1971. № 5. С. 44-46.
9. Биман В.М., Боткачик И.А., Липец А.У. и др. Регенеративные воздухоподогреватели Подольского завода имени Орджоникидзе // Теплоэнергетика. 1967. № 4. С. 36-41.
10. Богуславский Л.Д., Ливчак В.И. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат. 1990. 624 с.
11. Боткачик И.А. Регенеративные воздухоподогреватели парогенераторов. М.: Машиностроение. 1978. 174 с.
12. Боткачик И.А., Зройчиков Н.А. Дымососы и вентиляторы тепловых электростанций. М.: Издательство МЭИ. 1997. 424 с.
13. Боткачик И.А., Костров Л.А. Испытания регенеративного воздухоподогревателя // Энергомашиностроение. 1967. № 5. С. 6-8.

14. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. М: Издательский дом МЭИ. 2009. 466 с.
15. Внуков А.К. Защита атмосферы от вредных выбросов энергообъектов. М.: Энергоатомиздат. 1992. 176 с.
16. Волховский Е.Г., Шустер А.Г. Экономия топлива в котельных установках. М.: Энергия. 1973. 304 с.
17. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат. 1986. 224 с.
18. Гортышев Ю.Ф., Дресвянников Ф.Н., Идиатуллин Н.С. и др. Теория и техника теплофизического эксперимента. Под ред. В.К. Щукина. М.: Энергоатомиздат. 1993. 488 с.
19. Гортышев Ю.Ф., Олимпиев В.В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. Казань: КГТУ. 1999. 176 с.
20. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Двухпоточный двухходовой вращающийся регенеративный воздухоподогреватель // Материалы всероссийской научн. конф. «Наука. Технология. Инновация», - Новосибирск: НГТУ, 2010, ч.2 с. 13-14.
21. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Тепловой расчет регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов // Межвузовский сборник научных трудов «Повышение энергоэффективности зданий и сооружений». - Самара: СГАСУ 2011, в.6, с. 68-73.
22. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Программы теплового расчета стандартных регенеративных воздухоподогревателей и регенеративных воздухоподогревателей в форме усеченного конуса // Тезисы докладов межд. науч. конф., «XIX Туполевские чтения». – Казань: КНИТУ-КАИ, 2011, т.1, с. 190-192.
23. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель в форме усеченного конуса и программа теплового расчета RVP-cone // межд. науч. конф., XVI Бенардовские чтения, «Состояние и перспективы развития электротехнологии». – Иваново: ИГЭУ, 2011, т.2, с. 41-42.
24. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Совершенствование конструкций регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов // Тезисы докладов XVIII межд. науч. конф., «Радиоэлектроника, электротехника, энергетика», - Москва: МЭИ, 2012, т.4, с. 112-113.

25. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Повышение эффективности работы регенеративного воздухоподогревателя котла БКЗ-420-140НГМ // Межвузовский сборник научных трудов «Повышение энергоэффективности зданий и сооружений». - Самара: СГАСУ 2012, в.7, с. 46-55.
26. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Исследование процессов теплообмена в набивке вращающегося РВП в форме усеченного конуса // Материалы всероссийской научн. конф. «Наука. Технология. Инновация», - Новосибирск: НГТУ, 2012, ч.5, с. 17-21.
27. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Перспективная конструкция вращающегося регенеративного воздухоподогревателя // Материалы всероссийской научн. конф. молодых ученых. «Наука. Технология. Инновация», - Новосибирск: НГТУ, 21-24 ноября 2013, ч.5, с. 21-24.
28. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Вращающийся регенеративный воздухоподогреватель в форме усеченного конуса // Тезисы докладов девятнадцатой межд. науч.-техн. конф. «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика». – Москва, МЭИ, 2013, т. 4. с. 77.
29. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Двухпоточный двухходовой вращающийся регенеративный воздухоподогреватель // Материалы докладов VIII Международной молодежной научной конференции «Гинчуринские чтения». – Казань: КГЭУ, 2013, с. 194.
30. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Разработка конструкции и анализ тепловых процессов двухпоточного двухходового РВП // сборник научных трудов Шестой Международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». – Ульяновск: УлГТУ, 2013, с. 180-184.
31. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Совершенствование конструкций вращающихся регенеративных воздухоподогревателей // Материалы VIII Всероссийской научн. конф. молодых ученых. «Наука. Технология. Инновация». - Новосибирск: НГТУ, 2-6 декабря 2014, ч.5, с. 21-24.
32. Губарев А.Ю., Кудинов А.А. Повышение эффективности энергетических котлов ТЭС путем совершенствования вращающихся регенеративных воздухоподогревателей // Сборник научных трудов по материалам XII Международной научно-технической конференции «Проблемы теплоэнергетики». - Саратов: СГТУ, Выпуск 3, 2014, с 120-124.

33. Данилов О.Л., Горяев А.Б., Яковлев И.В. и др. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. под ред. А.В. Клименко. М.: Издательский дом МЭИ. 2009. 424 с.
34. Делягин Г.Н., Лебедев В.И., Пермьяков Б.А. Теплогенерирующие установки. М.: Стройиздат. 1986. 559 с.
35. Домбровский В.С., Дергачев В.С., Харлов П.И., Боткачик И.А. Модернизация уплотнений регенеративных воздухоподогревателей // Энергетик. 1973. № 2. С. 22-23.
36. Дубовский И.Е., Назаренко В.С. Результаты исследований регенеративных воздухоподогревателей // Энергомашиностроение. 1959. № 4. С. 1-6.
37. Елизаров Д.П. Теплоэнергетические установки электростанций. М.: Энергатаомиздат. 1982. 264 с.
38. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука. 1982. 471 с.
39. Зарубин В.С. Инженерные методы решения задач теплопроводности. М.: Энергоатомиздат. 1983. 328 с.
40. Зарянкин А.Е., Зройчиков Н.А, Боткачик И.А., Симонов Б.П. Регенеративный воздухоподогреватель нового поколения для энергетических котлов // Вестник МЭИ. №2. 1998. С. 38-42.
41. Зах Р.Г. Котельные установки. М.: Энергия, 1968. 352 с.
42. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир. 1975. 541 с.
43. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Способы утилизации теплоты вентиляционного воздуха дымовых труб ТЭС // Электрические станции. 2010. № 4. С. 22-27.
44. Зиганшина С.К., Кудинов А.А., Горбачев И.Н. Анализ работы дымовой трубы высотой 240 метров Самарской ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка. 2010. № 3(65). С. 44-48.
45. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Анализ работы котельных установок ООО «Самараэнергосинтез» // Энергетик. 2013. № 4. С. 60-62.
46. Зройчиков Н.А, Еуськов Ю.Л., Горюнов И.Т., Зарянкин А.Е., Боткачик И.А., Симонов Б.П. Шаровая набивка для холодных пакетов регенеративного воздухоподогревателя РВП-54 // Энергосбережение и водоподготовка. 1998. № 4. С. 12-15.

47. Зройчиков Н.А. Техническое обоснование замены листовой набивки РВП на поверхность, образованную шаровыми решетками // Проблемы энергетики. Доклады научно-практической конференции ИПК госслужбы. ч.3. 1998. С. 264-269.
48. Зройчиков Н.А, Зарянкин А.Е., Зарянкин В.А., Симонов Б.П., Ломакин Б.В. Интенсификация теплообмена в воздушных регенеративных подогревателях. МЭИ (Технический университет) РНКТ 2. Москва 26-30 октября 1998.
49. Зройчиков Н.А., Ломакин Б.В., Зарянкин А.Е., Зарянкин В.А., Симонов Б.П. Интенсификация теплообмена в воздушных регенеративных воздухоподогревателях // Энергия. 1991. № 1. С. 117-121.
50. Иванова Г. М., Кузнецов Н. Д., Чистяков В. С., Теплотехнические измерения и приборы. М.: МЭИ. 2005. 460 с.
51. Иоффе Д.М. Исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления воздухоподогревателя типа «Юнгстрем» // Известия ВТИ. 1947. №8. С. 22-26.
52. Исаев С.И., Кожинов И.А., Кофанов В.И. и др. Теория тепломассообмена. Под ред. А.И. Леонтьева. М.: Высшая школа. 1979. 495 с.
53. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия. 1969. 440 с.
54. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат. 1998. 407 с.
55. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Костюк В.В., Берлин И.И. Методы расчета сопряженных задач теплообмена. М.: Машиностроение. 1983. 232 с.
56. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение. 1972. 219 с.
57. Калинин Э.К., Ярхо С.А. Влияние чисел Рейнольдса и Прандтля на эффективность интенсификации теплообмена в трубах // Инж.-физ. журнал. 1966. Т.П. №4. С. 426-431.
58. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки. М.: Высш. школа. 1979. 223 с.
59. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. Учебник для вузов. М.: Издательский дом МЭИ. 2008. 416 с.
60. Кирсанов Ю.А., Низамова А.Ш. Сравнительная оценка эффективности насадок регенеративных воздухоподогревателей // Интенсификация тепло- и электрических процессов: Межвузовский сб. Казань. КФ МЭИ. 1995. С. 24-26.

61. Кирсанов Ю.А., Волченко К.М., Низамова А.Ш. Метод экспериментального исследования теплоотдачи пакета параллельных пластин. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 1999. № 5-6. С. 19.
62. Кирсанов Ю.А., Волченко К.М., Низамова А.Ш. Математическая модель регенеративного воздухоподогревателя для исследования теплоотдачи пакета параллельных твердых тел // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 1999. № 9-10. С. 3.
63. Кирсанов Ю.А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях // Москва, 2007.
64. Кирсанов Ю.А. Теория теплопроводности в циклических тепловых процессах // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2005. №6. С. 39-50.
65. Комягин В.Д. Повышение эффективности работы регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов // Энергетик. 2008. № 9. С. 37-39.
66. Коротов Е.И., Гудзенко В.С., Здановский В.Г., Брызгин А.А. Сравнительные испытания набивок регенеративных воздухоподогревателей при сжигании высокосернистых углей // Электрические станции. 1975. № 1. С. 25-27.
67. Кудинов А.А. Тепловые электрические станции: Схемы и оборудование. М.: ИНФРА-М. 2013. 325 с.
68. Кудинов А.А. Тепломассообмен. М.: ИНФРА-М. 2012. 375 с.
69. Кудинов А.А. Техническая гидромеханика: учеб. пособ. М.: Машиностроение. 2008. 368 с.
70. Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н. Анализ эффективности применения конденсационного теплоутилизатора за паровым котлом ДЕ-10-14 ГМ // Промышленная энергетика, 1997. № 8. С. 8-10.
71. Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н. Энергосбережение в газифицированных котельных установках путем глубокого охлаждения продуктов сгорания // Теплоэнергетика. 2000. № 1. С. 59-61.
72. Кудинов А.А., Губарев А.Ю. Анализ процессов теплообмена во вращающихся регенеративных воздухоподогревателях // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 3(83). С. 72-75
73. Кудинов А.А., Губарев А.Ю. Исследование процессов теплообмена во вращающихся регенеративных воздухоподогревателях энергетических котлов // Энергетик. 2012. № 6. С. 32-34

74. Кудинов А.А., Губарев А.Ю. Повышение эффективности вращающихся регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов // Промышленная энергетика. 2013. № 4. С. 21-26.
75. Кудинов А.А., Губарев А.Ю. Тепловой расчет регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений. 2011. Выпуск 6. С. 68-73.
76. Кудинов А.А., Губарев А.Ю., Зиганшина С.К. Двухпоточный двухходовой вращающийся регенеративный воздухоподогреватель // Электрические станции. 2013. № 10. С. 50-55.
77. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. М.: Машиностроение. 2011. 374 с.
78. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Губарев А.Ю. Такие разные РВП // Энергонадзор. 2013 г. №4(45). с. 22-23.
79. Кудинов А.А., Калмыков М.В. Оценка работы конденсационного теплоутилизатора в условиях комплексного использования теплоты продуктов сгорания и выпара атмосферного деаэрата // Теплоэнергетика. 2002. № 8. С. 3-8.
80. Кудинов А.А., Кудинов В.А. Теплообмен в многослойных конструкциях: Инженерные методы. М. : Изд-во Саратов. ун-та. 1992. 136 с.
81. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат. 1990. 367 с.
82. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат. 1985. 318 с.
83. Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Учебно-справочное пособие. М.: Тепло-техник. 2011. 288 с.
84. Лаптев А.Г., Фарахов М.И. Гидромеханические процессы в нефтехимии и энергетике. Казань: Изд-во Казанск. ун-та. 2008. 729 с.
85. Лаптев, А.Г. Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов. Казань: Изд-во Казанск. Ун-та. 2007. 500 с.
86. Лаптев, А.Г., Фарахов М.И., Минеев Н.Г., Основы расчета и модернизация тепломассообменных установок в нефтехимии. Казань: Изд-во Казанск. энергетического ун-та. 2010. 572 с.

87. Липов Ю.М., Резников М.И. Парогенераторы электростанций. М.: Энергоатомиздат. 1981. 312 с.
88. Липов Ю.М., Самойлов Ю.Ф., Виленский Т.В. Компоновка и тепловой расчет парового котла. М.: Энергоатомиздат. 1988. 208 с.
89. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М. и др. Теплотехника. М.: Высш. школа. 2003. 671 с.
90. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высш. шк. 1967. 599 с.
91. Лыков А.В., Михайлов Ю.А. Теория тепло- и массопереноса. М.: Госэнергоиздат. 1963. 535 с.
92. Мигай В.К. Интенсификация конвективного теплообмена в трубах спиральными закручивателями // Теплоэнергетика. 1968. № 11. С. 31-33.
93. Мигай В.К. Исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления элементов поверхности нагрева воздухоподогревателя «Юнгстрем» // Энергомашиностроение. 1959. № 7. С. 33-37.
94. Мигай В.К. Теплообмен в трубах с дискретной шероховатостью // Теплоэнергетика. 1989. № 2. С. 2-5.
95. Мигай В.К., Назаренко В.С., Новожилов И.Ф., Добряков Т.С. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Л.: Энергия. 1971. 168 с.
96. Мигай В.К., Слободская Л.Н. Исследование поверхности теплообмена с волнистым дистанционным листом для котельных вращающихся воздухоподогревателей // Теплоэнергетика. 1962. № 9. С. 68-70.
97. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия. 1977. 344 с.
98. Мошкарин А.В., Девочкин М.А., Шельгин Б.Л., Рабенко В.С. Анализ направлений развития отечественной теплоэнергетики. Иваново: ИГЭУ. 2002. 256 с.
99. Муртазин А.И., Чичирова Н.Д., Чичиров А.А., Власов С.М. Определение причин осадкообразования в системе технического водоснабжения на ТЭС // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2012. № 1-2. С. 41.
100. Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. М.: Высшая школа. 1991. 480 с.
101. Надыров И.И., Локшин В.А. Боткачик И.А., Артамонов В. А. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление керамических блоков // Теплоэнергетика. 1973. № 5. С. 73-75.

102. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Изд-во МЭИ. 2005. 260 с.
103. Нарезный Э.Г., Сударев Б.В., Медведев А.М., Медведев В.В. Теплообмен в щелевых каналах с круглыми ребрами-перемычками // Промышленная теплотехника. 1990. № 3. С. 24-29.
104. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. М.: Высшая школа. 1980. 469 с.
105. Низамова А.Ш. Сравнительная оценка эффективности насадок регенеративных воздухоподогревателей // Матер. докл. респ. научн. конф. «Проблемы энергетики». Казань: КФ МЭИ. 1995. С. 17-18.
106. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. М.: Энергия. 1969. 392 с.
107. Паршин А.А., Еремин И.Я., Новов В.М. и др. Особенности конструкции и монтажа новых регенеративных вращающихся воздухоподогревателей ТКЗ. М.: Энергия. 1976. 72 с.
108. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия. 1967. 412 с.
109. Печенегов Ю.Я. Теплообмен при течении в трубе турбулентного потока газа с взвешенными частицами твердого материала // Вестник СГТУ (Энергетика и электротехника). 2004. № 4(5). С. 75-82.
110. Печенегов Ю.Я. Математическое моделирование и расчет тепло- и массообменных процессов в инженерных задачах. Учебное пособие. Саратов: СГТУ. 1994. 85 с.
111. Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. Интенсификация теплообмена // Монография. / под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. –Казань.: Центр инновационных технологий, 2007. – 240 с.
112. Портной М.Ф., Клоков А.А. Использование тепла продуктов сгорания котлов, работающих на газообразном топливе // Промышленная энергетика. 1985. № 6. С. 11-12.
113. Правила технической эксплуатации коммунальных отопительных котельных. СПб.: Издательство Деан. 2001. 112 с.
114. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. М.: СПО ОРГРЭС. 2003. 320 с.

115. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов. СПб.: Издательство Деан. 2000. 224 с.
116. Резников М.И., Липов Ю.М. Паровые котлы тепловых электростанций. М.: Энергоиздат. 1981. 240 с.
117. Рихтер Л.А. Тепловые электрические станции и защита атмосферы. М.: Энергия. 1975. 312 с.
118. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат. 1987. 216 с.
119. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат. 1987. 328 с.
120. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. М.: Мир. 1981. 304 с..
121. Семенов. Б.А. Инженерный эксперимент в промышленной теплотехнике, теплоэнергетике и теплотехнологиях. Саратов: СГТУ. 2009. 288 с.
122. Серебрянников И.И., Зарянкин А.Е., Зройчиков Н.А. и др. Применение новых теплопередающих поверхностей для модернизации воздушных регенеративных воздухоподогревателей // Теплоэнергетика. 1999. № 12. С. 40-43.
123. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий. М.: Энергоатомиздат. 1988. 528 с.
124. Соловьев Ю.П., Михельсон А.И. Вспомогательное оборудование ТЭЦ, центральных котельных и его автоматизация. М.: Энергия. 1972. 256 с.
125. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Опыт эксплуатации котельных с газовыми контактными водонагревателями // Промышленная энергетика. 1980. № 2. С. 23-25.
126. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т. 1. Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат. 1987. 560 с.
127. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции. М.: Энергоатомиздат. 1995. 416 с.
128. Стефанюк С.А. Разработка и исследование новой конструкции чугунной решетчатой набивки регенеративных воздухоподогревателей: Дис. ... канд. техн. наук. Иваново: ИГЭУ. 2002. 167 с.
129. Стырикович М.А., Мартынова О.И., Миропольский З.Л. Процессы генерации пара на электростанциях. М.: Энергия. 1969. 312 с.

130. Темников А.В. Современные методы математического моделирования и решения задач теплопроводности. Учеб. пособ. Куйбышев: КПТИ. 1984. 90 с.
131. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). М.: НПО ЦКТИ-ВТИ. 1998. 257 с.
132. Тихомиров К.В., Сергеев Э.С. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. М.: Стройиздат. 1991. 480 с.
133. Федоров И.Г., Щукин В.К., Мухачев Г.А., Идиатуллин Н.С. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление щелевых каналов со сферическими выштамповками // Изв. вузов. Авиац. техника. 1961. № 4. С. 120-127.
134. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники. М.: Госхимиздат. 1961. 820 с.
135. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен. Учеб.пособ. для вузов. М.: Издательский дом МЭИ. 2009. 550 с.
136. Чепель В.М., Шур И.А. Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий. Л.: Недра. 1969. 480 с.
137. Чичиров А.А., Чичирова Н.Д., Силов И.Ю., Смирнов А.Ю., Муртазин А.И. Математическое моделирование материальных потоков в системе оборотного охлаждения ТЭС // Проблемы энергетики. Известия ВУЗов. 2008. № 3-4.
138. Чичиров А.А., Смирнов А.Ю., Васильев В.А., Чичирова Н.Д. Экспериментальное определение испарения воды в градирнях системы оборотного охлаждения ТЭС // Проблемы энергетики. Известия ВУЗов. 2007. № 5-6. С. 134-140.
139. Чичиров А.А., Чичирова Н.Д., Галиев И.И., Мутазин А.И., Смирнов А.Ю., Волков М.А. Моделирование и анализ процессов при функционировании СОО ТЭС // Труды Академэнерго. 2009. № 2. С. 64-85.
140. Чичирова Н.Д., Зиганшин М.Г. Принципы численного моделирования вихревых аппаратов для очистки дымовых газов ТЭС на твердом топливе // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 6(86). С. 49-53.
141. Чичирова Н.Д., Зиганшин М.Г. Фонтанирующий слой в гетерогенных процессах современных технологий топливного цикла ТЭС. Часть 1. Дезульфуризация и газификация твердого топлива // Труды Академэнерго. 2013. № 2. С. 41-50.
142. Чичирова Н.Д., Зиганшин М.Г. Фонтанирующий слой в гетерогенных процессах современных технологий топливного цикла ТЭС. Часть 2. Сжигание твердого топлива. Обработка выбросов низких источников // Труды Академэнерго. 2013. № 2. С. 51-64.

143. Чичирова Н.Д., Чичиров А.А., Ляпин А.И., Пайман С.С. Сравнительные характеристики ионообменных мембран для процесса диффузионно-диализного разделения соле-щелочных растворов // Труды Академэнерго. 2013. № 3. С. 61-69.
144. Чичирова Н.Д., Чичиров А.А., Вафин Т.Ф., Ляпин А.И., Филимонов А.Г. Технично-экономическая оценка эффективности использования электромембранных технологий на отечественных ТЭС // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2012. № 11-12. С. 14-26.
145. Ши Д. Численные методы в задачах теплообмена: Пер. с англ. Под ред. В.И. Полежаева. М.: Мир. 1988. 544 с.
146. Шишков И.А., Лебедев В.Г., Беляев Д.С. Дымовые трубы энергетических установок. М.: Энергия. 1976. 176 с.
147. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Изд-во Наука. 1974. 711 с.
148. Шорин С.Н. Теплопередача. М.: Высш. шк. 1964. 489 с.
149. Щеголев М.М. Топливо, топки и котельные установки. М.: Госиздат. лит. по строительству и архитектуре. 1953. 543 с.
150. Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена. М.: Госэнергоиздат. 1961. 680 с.
151. Юдаев Б.Н. Теплопередача. М.: Высш. школа. 1981. 319 с.
152. А.С. № 253988. Теплообменная поверхность / И.А. Боткачик // Б.И. № 31, 1969.
153. Патент № 2215963 (RU). МПК7 F 28 F 3/02, F 28 D 17/02. Теплообменная поверхность / Исаев А.Е., Кудинов В.А., Кудинов А.А., Стефанюк С.А. // Б.И. № 31, 2003.
154. Патент № 2241907 (RU). МПК7 F 23 L 15/04. Вращающийся регенеративный подогреватель воздуха / Кудинов А.А., Абрамова А.Ю. // Б.И. № 34, 2004.
155. Патент № 2269062 (RU). МПК7 F 23 L 15/02. Вращающийся двухпоточный регенеративный воздухоподогреватель / Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Абрамова А.Ю. // Б.И. № 03, 2006.
156. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015661549 (RU). «Программа теплового и аэродинамического расчетов вращающихся РВП» / Губарев А.Ю., Кудинов А.А., Зиганшина С.К. 2015.

**ПРИЛОЖЕНИЯ**



Продолжение таблицы ПА.1

17	Энтальпия пита- тельной воды	фактическая	$i_{пе}$	кДж/кг	989,0	989,1	989,1	989,1	989,1	989,1	998,4	
18		нормативная	$i_{пе н}$		994,2	994,2	994,2	994,2	994,2	994,2	994,2	994,2
19	Давление в барабане		$p_б$	кгс/см <sup>2</sup>	140	144	145	147	149	153	158	
20	Энтальпия продувочной воды		$i_{пр в}$	ккал/кг	373,63	377,21	378,10	379,88	381,64	385,15	419,9	
21	Расход непрерывной продувки		$D_{нпр}$	т/ч	3,9	3,9	4,0	4,0	4,0	4,1	4,1	
Параметры топлива												
22	Теплота сгорания газа		$Q_{р г2}$	ккал/м <sup>3</sup>	8145	8145	8124	8129	8125	8126	8007	
23	Температура газа		$t_г$	°С	3,3	3,3	3,7	3,7	3,8	3,9	10	
24	Плотность газа		$\rho_{г2}$	кг/м <sup>3</sup>	0,746	0,746	0,742	0,742	0,742	0,742	0,730	
25	Барометрическое давление		$B$	мм.рт. ст.	744	744	750	750	750	750	758	
26	Расход газа	по прибору	$B_{гщ}$	тыс. м <sup>3</sup> /ч	16,0	19,4	2 0,9	22,5	25,2	28,9	32,6	
27		расчетный	$B_{г бал}$		17,2	20,1	22,0	23,6	26,2	29,9	33,1	
28	Температура воздуха	наружного	$t_{нв}$	°С	-4	-4	-4	-4	-4	-4	8	
29		перед кало- рифером	левый		$t'_{в кал л}$	11	11	9	8	11	13	29
30			правый		$t'_{в кал пр}$	11	11	9	8	11	12	30
31			средняя		$t'_{в кал}$	11,0	11,0	9,0	8,0	11,0	12,5	29,5
32			нормативная		$t'_{в кал н}$	17	17	17	17	17	17	17
33		перед РВП	левый		$t'_{врвп л}$	31	31	31	29	29	30	27
34			правый		$t'_{врвп пр}$	31	31	30	29	29	30	29
35		перед РВП	средняя		$t'_{врвп}$	31,0	31,0	30,5	29,0	29,0	30,0	28,0
36			нормативная		$t'_{врвп н}$	30	30	30	30	30	30	30
37		за РВП (го- рячего)	левый		$t''_{врвп л}$	250	255	256	259	264	269	276
38			правый		$t''_{врвп пр}$	238	243	244	247	252	259	266
39			средняя		$t''_{врвп}$	244,0	249,0	250,0	253,0	258 0	264 0	271 0

Продолжение таблицы ПА.1

40	Нагрев воздуха	в калориферах	левый	$\Delta t_{в\text{ кал л}}$	°С	20,0	20,0	22,0	21,0	18,0	17,0	-2,0	
41			правый	$\Delta t_{в\text{ кал пр}}$		20,0	20,0	21,0	21,0	18,0	18,0	-1,0	
42	Нагрев воздуха	в калориферах	средняя	$\Delta t_{в\text{ кал}}$	°С	20,0	20,0	21,5	21,0	18,0	17,5	-1,5	
43			в РВП	левый		$\Delta t_{врвп л}$	219,0	224,0	225,0	230,0	235	239,0	249,0
44		правый		$\Delta t_{врвп пр}$		207,0	212,0	214,0	218,0	223,0	229,0	237,0	
45		средняя		$\Delta t_{врвп}$		213,0	218,0	219,5	224,0	229	234	243	
46	Давление воздуха	перед РВП	А	$p_{в}'_{\text{РВП А}}$	кгс/м <sup>2</sup>	230	290	295	315	385	500	605	
47			Б	$p_{в}'_{\text{РВП Б}}$		230	285	295	310	385	500	610	
48			сред.	$p_{в}'_{\text{РВП}}$		230,0	287,5	295,0	312,5	385,0	500,0	607,5	
49		после РВП	А	$p_{в}''_{\text{РВП А}}$		160	195	215	220	270	360	450	
50			Б	$p_{в}''_{\text{РВП Б}}$		165	197	215	220	275	365	455	
51			сред.	$p_{в}''_{\text{РВП}}$		163	196	215	220	273	363	453	
52	Сопротивление РВП по воздуху			$\Delta p_{\text{РВП в}}$	кгс/м <sup>2</sup>	67	91,5	80	92,5	112	137	154,5	
53	Количество работающих горелок			$\Pi_{\text{гг}}$	шт.	6	6	6	8	8	8	8	
54	Перепад давлений воздух-топка	РВП-топка	левый	$\Delta p_{в-т л}$	кгс/м <sup>2</sup>	91	105	130	97	119	160	180	
55			правый	$\Delta p_{в-т пр}$		105	118	120	112	132	177	210	
56			средний	$\Delta p_{в-т}$		98	111,5	125	104,5	125,5	168,5	195	
57	Давление дымовых газов	в топке		$p_{т}$	кгс/м <sup>2</sup>	87	111	120	140	175	230	290	
58	Температура дымовых газов	за ПП	левый	$t''_{\text{ПП л}}$	°С	448	459	465	461	475	485	494	
59			правый	$t''_{\text{ПП пр}}$		471	483	484	495	509	524	530	
60			средний	$t''_{\text{ПП}}$		460	471	475	478	492	505	512	
61		за В/Э	левый	$t''_{\text{В/Э л}}$		294	301	303	307	315	323	332	
62			правый	$t''_{\text{В/Э пр}}$		307	314	314	319	326	336	343	
63			средний	$t''_{\text{В/Э}}$		301	308	309	313	321	330	338	
64		уходящих	по "TESTO"	левый		$t_{\text{ух л}}$	107,0	107,0	110,0	112,0	115,0	120,0	122
65				правый		$t_{\text{ух пр}}$	87,0	90,0	92,0	93,0	97,0	105,0	114
66				средний		$t_{\text{ух}}$	97,0	98,5	101,0	102,5	106,0	112,5	118,0

## Окончание таблицы ПА.1

67	Температура дымовых газов	уходящих	по штатному прибору	левый	$t_{ух\ л}$	°C	105	109	109,5	111	114	119	124
68				правый	$t_{ух\ пр}$		88	92	94	97	100	106	115
69				средний	$t_{ух}$		96,5	100,5	101,8	104,0	107,0	112,3	119,5
70			нормативная	$t_{ух\ н}$	113,0		117,8	121,0	123,8	128,5	135,2	140,1	
Газовый анализ													
71	Степень рециркуляции	фактическая			$K_{рец}$	-	9,5	9	7	8	7	6	4
72		нормативная			$K_{рец\ н}$		11	11	11	11	11	11	11
Рассечка водяного экономайзера													
73	Коэффициент избытка воздуха	левый			$\alpha_{рас\ В/\text{Э}\ л}$	-	1,22	1,14	1,09	1,07	1,06	1,06	1,06
74		правый			$\alpha_{рас\ В/\text{Э}\ пр}$		1,18	1,11	1,07	1,07	1,05	1,04	1,04
75		средний			$\alpha_{рас\ В/\text{Э}}$		1,20	1,12	1,08	1,07	1,06	1,05	1,05
76		нормативный			$\alpha_{рас\ В/\text{Э}\ н}$		1,10	1,07	1,07	1,06	1,06	1,05	1,05
За РВП													
77	Коэффициент избытка воздуха	левый			$\alpha_{ух\ л}$	-	1,47	1,40	1,28	1,26	1,24	1,23	1,25
78		правый			$\alpha_{ух\ пр}$		1,46	1,38	1,27	1,26	1,24	1,21	1,21
79		средний			$\alpha_{ух}$		1,46	1,39	1,28	1,26	1,24	1,22	1,23
80		нормативный			$\alpha_{ух\ н}$		1,47	1,42	1,40	1,38	1,36	1,33	1,32
81	Перетоки воздуха в РВП	левый			$\Delta\alpha_{РВП\ л}$	-	0,25	0,26	0,19	0,19	0,17	0,17	0,18
82		правый			$\Delta\alpha_{РВП\ пр}$		0,28	0,27	0,20	0,19	0,18	0,17	0,17
83		средний			$\Delta\alpha_{РВП}$		0,265	0,268	0,193	0,188	0,179	0,167	0,174



## Продолжение таблицы ПА.2

19	Давление в барабане		$p_6$	кгс/см <sup>2</sup>	144	147	150	149	154	157	160		
20	Энтальпия продувочной воды		$i_{пр в}$	ккал/кг	373,63	377,21	378,10	379,88	381,64	385,15	419,9		
21	Расход непрерывной продувки		$D_{нпр}$	т/ч	4,9	5	5,0	5,0	5,0	5,0	4,8		
Параметры топлива													
22	Теплота сгорания газа		$Q_{р,г2}$	ккал/м <sup>3</sup>	8064,5	8064,5	8064,5	8064,5	8064,5	8064,5	8438		
23	Температура газа		$t_Г$	°С	2,0	3,5	3,6	3,5	3,5	3,5	12		
24	Плотность газа		$\rho_{Г2}$	кг/м <sup>3</sup>	0,746	0,746	0,746	0,744	0,746	0,756	0,770		
25	Барометрическое давление		$B$	мм.рт.ст.	755	758	762	762	751	750	750		
26	Расход газа	по прибору	$B_{ГЦ}$	тыс. м <sup>3</sup> /ч	15,9	19,0	21,7	21,4	26,4	28,5	31,2		
27		расчетный	$B_{Г бал}$		15,9	19,5	22,5	22,2	28,1	30,0	31,4		
28	Температура воздуха		наружного	$t_{нв}$	°С	-2	-2	-2	2	-2	-2	15	
29			перед калорифером	левый		$t'_{в кал л}$	11	12	11	11	10	13	29
30				правый		$t'_{в кал пр}$	11	12	12	12	11	14	30
31				средняя		$t'_{в кал}$	11,0	12,0	11,5	11,5	10,5	13,5	29,5
32				нормативная		$t'_{в кал н}$	17	17	17	17	17	17	17
33			перед РВП	левый		$t'_{врвп л}$	38	37	36	35	37	38	29
34				правый		$t'_{врвп пр}$	33	31	31	30	32	33	30
35				средняя		$t'_{врвп}$	35,5	34,0	33,5	32,5	34,5	35,5	29,5
36				нормативная		$t'_{врвп н}$	30	30	30	30	30	30	30
37			за РВП (горячего)	левый		$t''_{врвп л}$	246	252	257	255	266	272	276
38				правый		$t''_{врвп пр}$	235	246	251	250	261	267	272
39				средняя		$t''_{врвп}$	240,5	249,0	254,0	252,5	263,5	269,5	274,0
40			Нагрев воздуха			в калориферах	левый	°С	27,0	25,0	25,0	24,0	27,0
41	правый	$\Delta t_{в кал пр}$			22,0		19,0		19,0	18,0	21,0	19,0	0,0
42	средняя	$\Delta t_{в кал}$			24,5		22,0		22,0	21,0	24,0	22,0	0,0
43	в РВП	левый			$\Delta t_{врвп л}$	208,0	215,0		221,0	220,0	229,0	234,0	247,0

## Продолжение таблицы ПА.2

44	Нагрев воздуха		в РВП	правый	$\Delta t_{\text{врвппр}}$	°С	202,0	215,0	220,0	220,0	229,0	234,0	242,0			
45				средняя	$\Delta t_{\text{врвп}}$		205,0	215,0	220,5	220,0	229,0	234,0	244,5			
46	Давление воздуха		перед РВП	А	$p_{\text{в}}' \text{ РВП А}$	кгс/м <sup>2</sup>	200	275	345	295	445	515	620			
47				Б	$p_{\text{в}}' \text{ РВП Б}$		200	275	343	295	445	515	620			
48				сред.	$p_{\text{в}}' \text{ РВП}$		200,0	275,0	344,0	295,0	445,0	515,0	620,0			
49			после РВП	А	$p_{\text{в}}'' \text{ РВП А}$		140	200	250	215	330	385	455			
50				Б	$p_{\text{в}}'' \text{ РВП Б}$		140	205	257	217	330	390	465			
51				сред.	$p_{\text{в}}'' \text{ РВП}$		140	203	254	216	330	388	460			
52	Сопротивление РВП по воздуху				$\Delta p_{\text{РВП в}}$	кгс/м <sup>2</sup>	60	72	90	79	115	127	160			
53	Количество работающих горелок				$P_{\text{Г}}$	шт.	6	6	6	8	8	8	8			
54	Перепад давлений воздух-топка	РВП- топка	левый		$\Delta p_{\text{в-т л}}$	кгс/м <sup>2</sup>	60	78	97	64	93	110	135			
55			правый		$\Delta p_{\text{в-т пр}}$		62	82	100	63	94	113	130			
56			средний		$\Delta p_{\text{в-т}}$		61	80	98,5	63,5	93,5	111,5	132,5			
57	Давление дымовых газов		в топке		$p_{\text{т}}$	кгс/м <sup>2</sup>	65	108	135	133	240	267	330			
58	Температура ды- мовых газов		за ПП	левый		$t''_{\text{ПП л}}$	°С	438	457	469	466	492	506	513		
59				правый		$t''_{\text{ПП пр}}$		443	457	468	473	493	508	514		
60				средний		$t''_{\text{ПП}}$		441	457	469	470	493	507	514		
61			за В/Э	левый		$t''_{\text{В/Э л}}$		287	299	306	306	319	329	338		
62				правый		$t''_{\text{В/Э пр}}$		295	306	313	313	326	335	344		
63				средний		$t''_{\text{В/Э}}$		291	303	310	310	323	332	341		
64			ухо- дящих	по "TESTO"	левый			$t_{\text{ух л}}$	99,0	102,0	101,0	101,0	110,0	111	112,3	
65					правый			$t_{\text{ух пр}}$	93,0	96,0	100,0	100,0	110,0	111	117,3	
66					средний			$t_{\text{ух}}$	96,0	99,0	100,5	100,5	110,0	111	114,8	
67				по штатному прибору	левый			$t_{\text{ух л}}$	99	101	102	101	108	114	112	
68					правый			$t_{\text{ух пр}}$	92	97	100	99	109	113	116	
69					средний			$t_{\text{ух}}$	95,5	99,0	101,0	100,0	108,5	113,5	114,0	
70				нормативная				$t_{\text{ух н}}$	110,7	116,8	121,8	121,3	131,7	135,4	140,6	

Газовый анализ											
71	Степень рециркуляции	фактическая	$K_{\text{рец}}$	-	14,2	11,8	10,2	9,2	9,0	9,0	7,3
72		нормативная	$K_{\text{рец н}}$		11	11	11	11	11	11	11
Расчетка водяного экономайзера											
73	Коэффициент избытка воздуха	левый	$\alpha_{\text{рас В/Э л}}$	-	1,09	1,06	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04
74		правый	$\alpha_{\text{рас В/Э пр}}$		1,10	1,07	1,06	1,06	1,04	1,03	1,04
75		средний	$\alpha_{\text{рас В/Э}}$		1,10	1,07	1,06	1,06	1,04	1,04	1,04
76		норматив- ный	$\alpha_{\text{рас В/Э н}}$		1,12	1,08	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05
За РВП											
77	Коэффициент избытка воздуха	левый	$\alpha_{\text{ух л}}$	-	1,19	1,16	1,12	1,12	1,10	1,12	1,13
78		правый	$\alpha_{\text{ух пр}}$		1,20	1,16	1,11	1,11	1,11	1,08	1,12
79		средний	$\alpha_{\text{ух}}$		1,20	1,16	1,11	1,11	1,11	1,10	1,13
80		норматив- ный	$\alpha_{\text{ух н}}$		1,50	1,43	1,39	1,40	1,34	1,33	1,32
81	Перетоки воздуха в РВП	левый	$\Delta\alpha_{\text{РВП л}}$	-	0,10	0,10	0,06	0,06	0,06	0,08	0,09
82		правый	$\Delta\alpha_{\text{РВП пр}}$		0,10	0,09	0,04	0,04	0,08	0,05	0,09
83		средний	$\Delta\alpha_{\text{РВП}}$		0,101	0,093	0,054	0,054	0,070	0,065	0,090

**Таблица ПА.3. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов РВП-54 установленных на котлоагрегате ст. № 3 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ**

Наименование параметра	Единица измерения	Режимы работы котлоагрегатов													
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Вид набивки															
Расход перегретого пара	т/ч	226		264		288		310		345		393		426	
Расход газа	тыс. м <sup>3</sup> /ч	16		19,4		20,9		22,5		25,2		28,9		32,6	
РВП -54 (левый) ст. № 3 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	4,8	5,44	5,82	6,61	6,32	7,17	6,86	7,82	7,74	8,84	8,99	10,28	10,22	11,74
Скорость воздуха	м/с	5,05	6,08	6,1	7,35	6,59	7,95	7,07	8,62	7,93	9,7	9,13	11,21	10,24	12,71
Число Re для газов		1894,9	1444,1	2297,3	1746,2	2461,5	1874,0	2638,9	2001,6	2937,4	2226,3	3332,6	2524,1	3746,4	2828,0
Число Re для воздуха		2646,9	1920,0	3213,4	2331,2	3459,8	2506,7	3738,0	2689,1	4183,4	3002,3	4776,0	3418,6	5424,0	3853,3
Температура газов на входе	°С	154	300,59	153,57	304,02	156,97	306,66	160,51	315,49	164,12	321,47	170	330,63	173,35	339,02
Температура газов на выходе	°С	107	154	107	153,57	110	156,97	112	160,51	115	164,12	120	170	122	173,35
Температура воздуха на входе	°С	31	82,34	31	80,76	31	81,79	29	81,5	29	82,19	30	84,22	27	82,73
Температура воздуха на выходе	°С	82,34	244,27	80,76	243,41	81,79	245,51	81,5	251,22	82,19	254,62	84,22	260,45	82,73	264,7
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	5,26	9,41	6,13	10,96	6,51	11,65	6,9	12,38	7,56	13,58	8,44	15,18	9,27	16,74
Температурный напор	°С	73,81	63,68	74,4	66,52	77,08	67,93	80,99	71,39	83,95	74,13	87,87	77,72	92,79	82,2
Теплоотдача газов	кВт	1870,4	5975,9	2246,0	7435,5	2443,8	7980,6	2721,6	8918,1	3088,6	10152	3607,6	11896	4188,2	13880
Тепловосприятие воздуха	кВт	1702,0	5438,1	1998,9	6617,6	2199,5	7182,6	2449,5	8026,3	2779,7	9137,0	3246,9	10707	3769,4	12492

## Продолжение таблицы ПА.3

Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4380,6	9078,4	4380,2	9078,0	4380,5	9078,3	4380,1	9078,1	4380,4	9078,1	4380,4	9078,4	4380,0	9078,5
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	26,85	47,68	31,3	55,67	33,33	59,24	35,47	63,17	38,94	69,4	43,62	77,8	48,2	86,11
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	27,53	49,36	32,07	57,41	33,99	60,98	35,93	64,7	39,26	70,82	43,69	79	47,87	86,93
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	4,34	22,29	6,38	32,84	7,47	38,39	8,73	45,13	11,04	57,13	14,69	76,11	18,86	98,2
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	5,26	26,39	7,71	38,64	8,97	45,07	10,38	52,65	13,04	66,36	17,19	87,89	21,79	112,5
РВП -54 (правый) ст. № 3 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	4,54	5,35	5,56	6,56	6,03	7,1	6,52	7,69	7,39	8,77	8,66	10,19	10,02	11,71
Скорость воздуха	м/с	4,96	5,94	6,02	7,24	6,48	7,82	6,97	8,44	7,82	9,56	9,04	11,07	10,23	12,65
Число Re для газов		1977,2	1462,5	2379,5	1756,2	2553,1	1887,8	2744,0	2025,8	3043,9	2239,9	3433,8	2543,8	3803,1	2833,1
Число Re для воздуха		2683,1	1951,3	3248,9	2355,7	3505,9	2536,9	3783,6	2729,6	4229,7	3034,2	4822,7	3454,6	5428,5	3864,8
Температура газов на входе	°С	130,57	306,87	134,46	315,32	137,12	316,5	138,8	320,57	144,48	332,53	153,73	337,22	164,79	344,94
Температура газов на выходе	°С	87	130,57	90	134,46	92	137,12	93	138,8	97	144,48	105	153,73	114	164,79
Температура воздуха на входе	°С	31	71,06	31	71,65	30	71,82	29	71,47	29	73,08	30	76,8	29	80,03
Температура воздуха на выходе	°С	71,06	235,78	71,65	239,74	71,82	240,77	71,47	242,8	73,08	250,54	76,8	255,74	80,03	263,63
Коэффициент теплоотдачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	5,25	9,34	6,12	10,91	6,5	11,59	6,89	12,3	7,54	13,51	8,43	15,12	9,28	16,72
Температурный напор	°С	57,74	65,13	60,88	68,99	63,64	70,38	65,65	72,42	69,69	76,57	75,96	79,18	84,88	83,02
Теплоотдача газов	кВт	1724,3	7172,1	2134,1	8930,0	2336,1	9551,9	2556,1	10438	2971,7	12119	3505,5	13586	4133,4	15089
Тепловосприятие воздуха	кВт	1327,7	5522,5	1632,6	6831,5	1810,5	7402,7	1981,0	8089,6	2303,1	9392,7	2804,4	10869	3451,4	12599
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4380,7	9078,4	4381,0	9078,5	4380,4	9078,1	4380,1	9078,4	4380,5	9078,0	4380,3	9078,2	4380,8	9078,2
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	26,34	47,38	30,82	55,51	32,79	59,03	34,85	62,8	38,32	69,19	43,08	77,59	47,86	86,03

## Окончание таблицы ПА.3

Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	27,77	48,99	32,31	57,07	34,22	60,58	36,24	64,25	39,57	70,4	44,01	78,67	48,17	86,79
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	4,11	21,91	6,09	32,59	7,12	38,01	8,3	44,4	10,54	56,66	14,16	75,55	18,49	97,96
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	5,17	25,79	7,6	38,08	8,82	44,31	10,22	51,54	12,86	65,36	17,03	86,84	21,77	112,02

**Таблица ПА.4. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов РВП-54 установленных на котлоагрегате ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ**

Наименование параметра	Единица измерения	Режимы работы котлоагрегатов													
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Расход перегретого пара	т/ч	204		251		289		285		360		385		430	
Расход газа	тыс. м <sup>3</sup> /ч	15,9		19		21,7		21,4		26,4		28,5		31,2	
РВП -54 (левый) ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	4,66	5,32	5,63	6,48	6,39	7,38	6,32	7,31	8	9,26	8,65	10,04	9,54	11,17
Скорость воздуха	м/с	5,07	5,98	6,05	7,21	6,86	8,18	6,76	8,09	8,43	10,17	9,12	11	9,78	12,09
Число Re для газов		1922,9	1456,2	2279,9	1715,0	2605,8	1958,1	2569,1	1925,6	3115,3	2336,8	3355,0	2512,0	3650,0	2715,4
Число Re для воздуха		2617,7	1928,0	3129,7	2287,1	3581,1	2618,1	3538,7	2578,1	4339,5	3148,2	4674,2	3391,4	5195,7	3700,3
Температура газов на входе	°С	141,99	295,23	146,83	309,68	145,34	309,33	146,11	313,05	156,97	327,37	158,03	331,53	162,93	344,01

## Продолжение таблицы ПА.4

Температура газов на выходе	°C	99	141,99	102	146,83	101	145,34	101	146,11	110	156,97	111	158,03	112,3	162,93
Температура воздуха на входе	°C	38	80,72	37	81,06	36	79,04	35	78,79	37	83,27	38	83,77	29	79,55
Температура воздуха на выходе	°C	80,72	234,97	81,06	243,28	79,04	240,43	78,79	243,14	83,27	253,4	83,77	254,97	79,55	262,95
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	5,26	9,34	6,06	10,79	6,73	11,97	6,65	11,85	7,89	14,1	8,39	15	8,96	16,13
Температурный напор	°C	61,13	60,76	65,38	66,09	65,65	67,59	66,66	68,61	73,35	73,83	73,63	75,4	83,34	82,22
Теплоотдача газов	кВт	1698,6	6206,0	2118,3	7897,9	2388,2	9065,7	2397,4	9111,1	3092,7	11527	3341,9	12673	3940,3	14503
Тепловосприятие воздуха	кВт	1409,8	5151,0	1737,0	6476,3	1934,5	7343,2	1941,9	7380,0	2536,0	9452,3	2706,9	10265	3270,4	12037
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4380,4	9078,0	4380,3	9078,5	4380,3	9078,2	4380,1	9078,5	4380,2	9078,4	4380,3	9078,5	4380,4	9078,1
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	26,52	47,21	30,68	54,81	34,04	60,84	33,69	60,29	40,24	72,06	42,81	76,72	46,12	82,95
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	27,78	49,09	31,9	56,57	35,38	62,67	34,96	62,01	41,29	73,58	43,9	78,17	46,54	83,77
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	4,2	21,71	6,05	31,6	7,84	41	7,64	40,09	11,96	62,76	13,96	73,43	16,85	89,4
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	5,26	25,82	7,49	37,21	9,7	48,11	9,42	46,97	14,53	72,94	16,96	85,12	19,9	102,37
РВП -54 (правый) ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	4,59	5,29	5,55	6,45	6,4	7,47	6,32	7,38	8,01	9,28	8,67	10,13	9,67	11,26
Скорость воздуха	м/с	4,98	5,92	5,94	7,14	6,78	8,22	6,68	8,12	8,33	10,15	9,02	11,03	9,84	12,19
Число Re для газов		1944,0	1461,6	2305,3	1721,5	2604,4	1939,8	2568,7	1913,1	3108,4	2330,3	3346,7	2493,8	3614,1	2699,3
Число Re для воздуха		2648,8	1939,8	3174,8	2302,9	3613,4	2607,9	3571,1	2572,7	4374,3	3148,0	4712,0	3381,4	5170,4	3678,3
Температура газов на входе	°C	136,23	295,14	141,42	309,92	146,89	320,65	147,27	320,9	158,45	328,6	160,24	339,08	168,72	346,82
Температура газов на выходе	°C	93	136,23	96	141,42	100	146,89	100	147,27	110	158,45	111	160,24	117,3	168,72
Температура воздуха на входе	°C	33	75,14	31	75,05	31	76,53	30	76,18	32	80,9	33	81,54	30	82,64

Окончание таблицы ПА.1

Температура воздуха на выходе	°С	75,14	232,21	75,05	240,86	76,53	247,73	76,18	248,32	80,9	254,98	81,54	260,36	82,64	267,44
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	5,24	9,3	6,03	10,76	6,7	11,98	6,63	11,86	7,86	14,09	8,36	15	8,97	16,17
Температурный напор	°С	60,54	62,01	65,68	67,71	69,68	71,63	70,54	71,83	77,77	75,57	78,35	78,71	86,69	82,69
Теплоотдача газов	кВт	1704,5	6426,2	2143,3	8166,5	2525,9	9620,7	2512,3	9486,5	3187,7	11505	3498,6	13073	4007,1	14280
Тепловосприятие воздуха	кВт	1389,2	5237,3	1736,0	6614,8	2046,0	7792,8	2047,5	7731,5	2677,7	9664,2	2868,9	10720	3406,0	12138
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4380,1	9078,2	4380,2	9078,4	4380,8	9078,1	4380,1	9078,2	4380,7	9078,4	4380,1	9078,2	4380,2	9078,2
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	26,37	47,08	30,53	54,71	34,05	61,12	33,69	60,48	40,24	72,08	42,83	76,96	46,33	83,2
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	27,65	48,88	31,74	56,35	35,15	62,61	34,73	61,94	40,99	73,44	43,58	78,07	46,5	83,96
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	4,13	21,55	5,96	31,43	7,85	41,53	7,64	40,45	11,96	62,82	13,99	74,07	17,07	90,13
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	5,16	25,53	7,36	36,85	9,59	48,37	9,31	47,11	14,35	72,77	16,76	85,35	20,03	103,24

### Результаты численных экспериментов вращающегося РВП в форме усеченного конуса

**Таблица ПБ.1. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов вращающегося РВП в форме усеченного конуса при различных значениях конусности (котлоагрегат ст. № 3 БКЗ-420-140 НГМ)**

Наименование параметра	Единица измерения	Результаты расчета при различных значениях конусности													
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Вид набивки															
Конусность		0		0,3		0,4		0,5		0,6		0,7		0,9	
РВП -54 (левый) ст. № 3 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	10,22	11,74	12,43	12,57	13,33	12,86	14,33	13,15	15,45	13,45	16,70	13,75	19,69	14,37
Скорость воздуха	м/с	10,24	12,71	12,45	13,58	13,35	13,89	14,34	14,19	15,45	14,50	16,70	14,82	19,68	15,46
Число Re для газов		3747,0	2828,6	4577,8	3060,3	4916,0	3141,9	5292,6	3225,6	5713,5	3311,5	6185,8	3399,6	7320,8	3582,4
Число Re для воздуха		5423,9	3853,4	6632,0	4173,6	7124,0	4286,4	7672,1	4402,4	8284,8	4521,5	8972,6	4643,9	10626	4898,0
Температура газов на входе	°С	173,35	338,94	171,34	334,69	170,65	333,19	169,92	331,62	169,18	329,99	168,41	328,30	166,79	324,72
Температура газов на выходе	°С	122,00	173,35	122,00	171,34	122,00	170,65	122,00	169,92	122,00	169,18	122,00	168,41	122,00	166,79
Температура воздуха на входе	°С	27,00	82,74	27,00	80,55	27,00	79,79	27,00	79,00	27,00	78,19	27,00	77,35	27,00	75,59
Температура воздуха на выходе	°С	82,74	264,66	80,55	259,98	79,79	258,32	79,00	256,59	78,19	254,80	77,35	252,94	75,59	249,00
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	9,27	16,74	10,86	17,72	11,49	18,06	12,18	18,41	12,93	18,76	13,77	19,11	15,72	19,83
Температурный напор	°С	92,79	82,18	92,88	82,49	92,91	82,60	92,95	82,72	92,98	82,84	93,02	82,96	93,09	83,22
Теплоотдача газов	кВт	4189,0	13876	4024	13678	3967	13606	3908	13532	3847	13454	3783	13373	3651	13200
Тепловосприятие воздуха	кВт	3770,1	12488	3622	12310	3570	12246	3517	12178	3462	12108	3405	12036	3286	11880
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4380,8	9078,0	3590,5	8419,1	3344,9	8206,8	3107,5	7998,0	2878,9	7792,8	2658,7	7591,3	2244,8	7199,0

## Продолжение таблицы ПБ.1

Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	48,20	86,12	56,45	91,21	59,71	92,96	63,29	94,74	67,23	96,54	71,58	98,37	81,76	102,09
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	47,87	86,93	56,05	92,03	59,29	93,78	62,84	95,57	66,75	97,37	71,06	99,20	81,14	102,92
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	17,28	81,66	25,63	94,20	29,50	98,77	34,12	103,55	39,67	108,53	46,39	113,72	64,67	124,73
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	20,44	105,55	30,29	121,54	34,85	127,36	40,29	133,43	46,84	139,75	54,75	146,33	76,26	160,25
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,40	5,40	5,01	5,40	4,88	5,40	4,75	5,40	4,61	5,40	4,48	5,40	4,22	5,40
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,40	5,40	4,79	5,01	4,59	4,88	4,39	4,75	4,19	4,61	3,99	4,48	3,58	4,22
РВП -54 (правый) ст. № 3 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	10,02	11,71	12,19	12,53	13,07	12,82	14,05	13,1	15,14	13,4	16,37	13,69	19,3	14,3
Скорость воздуха	м/с	10,23	12,65	12,44	13,52	13,34	13,82	14,33	14,12	15,44	14,43	16,69	14,74	19,67	15,37
Число Re для газов		3803,8	2833,8	4647,5	3067,6	4991,0	3149,9	5373,4	3234,6	5800,8	3321,3	6280,5	3410,4	7433,3	3595,3
Число Re для воздуха		5428,5	3864,9	6636,5	4187,0	7128,4	4300,6	7676,4	4417,4	8288,8	4537,3	8976,3	4660,5	10629	4916,5
Температура газов на входе	°С	164,78	344,87	162,76	339,87	162,05	338,1	161,32	336,26	160,58	334,37	159,81	332,4	158,18	328,25
Температура газов на выходе	°С	114	164,78	114	162,76	114	162,05	114	161,32	114	160,58	114	159,81	114	158,18
Температура воздуха на входе	°С	29	80,03	29	77,99	29	77,28	29	76,54	29	75,79	29	75,01	29	73,37
Температура воздуха на выходе	°С	80,03	263,59	77,99	258,48	77,28	256,67	76,54	254,78	75,79	252,85	75,01	250,83	73,37	246,58
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	9,28	16,72	10,87	17,7	11,5	18,04	12,19	18,38	12,95	18,73	13,78	19,08	15,74	19,8
Температурный напор	°С	84,87	83	84,88	83,07	84,89	83,09	84,89	83,12	84,89	83,14	84,9	83,17	84,91	83,23
Теплоотдача газов	кВт	4133	15086	3968	14824	3910	14731	3850	14633	3790	14533	3726	14427	3593	14206

Окончание таблицы ПБ.1

Тепловоприятие воздуха	кВт	3451	12597	3313	12378	3265	12300	3215	12218	3164	12135	3112	12047	3000	11862
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4381	9078	3591	8419	3345	8207	3107	7998	2879	7793	2659	7591	2245	7199
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	47,87	86,04	56,06	91,1	59,3	92,84	62,86	94,61	66,77	96,4	71,08	98,22	81,19	101,91
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	48,17	86,79	56,41	91,88	59,67	93,63	63,25	95,41	67,18	97,22	71,53	99,05	81,69	102,76
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	16,94	81,45	25,13	93,89	28,91	98,43	33,44	103,15	38,88	108,09	45,47	113,23	63,38	124,11
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	20,42	105,1	30,27	120,98	34,82	126,76	40,27	132,78	46,81	139,06	54,73	145,59	76,23	159,4
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	5,01	5,4	4,88	5,4	4,75	5,4	4,61	5,4	4,48	5,4	4,22	5,4
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	4,79	5,01	4,59	4,88	4,39	4,75	4,19	4,61	3,99	4,48	3,58	4,22

**Таблица ПБ.2. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов вращающегося РВП в форме усеченного конуса при различных значениях конусности (котлоагрегат ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ)**

Наименование параметра	Единица измерения	Результаты расчета при различных значениях конусности													
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Вид набивки															
Конусность		0		0,3		0,4		0,5		0,6		0,7		0,9	
РВП -54 (левый) ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	9,54	11,17	11,61	11,96	12,45	12,23	13,38	12,5	14,42	12,78	15,59	13,06	18,38	13,64
Скорость воздуха	м/с	9,78	12,09	11,89	12,92	12,75	13,2	13,7	13,49	14,76	13,79	15,95	14,08	18,81	14,69
Число Re для газов		3650,0	2715,4	4459,6	2939,6	4789,2	3018,6	5156,2	3099,7	5566,3	3182,9	6026,7	3268,4	7132,8	3445,7
Число Re для воздуха		5195,7	3700,3	6351,7	4008,7	6822,6	4117,5	7346,9	4229,4	7933,0	4344,2	8591,0	4462,2	10172	4707,3
Температура газов на входе	°С	162,93	344,01	160,92	338,97	160,21	337,17	159,48	335,31	158,75	333,41	157,97	331,41	156,35	327,21
Температура газов на выходе	°С	112,3	162,93	112,3	160,92	112,3	160,21	112,3	159,48	112,3	158,75	112,3	157,97	112,3	156,35
Температура воздуха на входе	°С	29	79,55	29	77,53	29	76,82	29	76,09	29	75,35	29	74,57	29	72,95
Температура воздуха на выходе	°С	79,55	262,95	77,53	257,82	76,82	255,99	76,09	254,1	75,35	252,16	74,57	250,13	72,95	245,86
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	8,96	16,13	10,49	17,07	11,1	17,4	11,76	17,73	12,49	18,07	13,3	18,41	15,19	19,1
Температурный напор	°С	83,34	82,22	83,34	82,26	83,35	82,28	83,35	82,3	83,35	82,32	83,35	82,33	83,35	82,37
Теплоотдача газов	кВт	3940	14504	3783	14249	3727	14157	3670	14062	3612	13964	3552	13862	3425	13646
Тепловосприятие воздуха	кВт	3270	12038	3140	11826	3094	11750	3046	11671	2998	11590	2948	11505	2843	11326
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4380	9078	3591	8419	3345	8207	3107	7998	2879	7793	2659	7591	2245	7199

## Продолжение таблицы ПБ.2

Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	46,12	82,95	54,01	87,82	57,14	89,5	60,56	91,21	64,33	92,93	68,49	94,68	78,23	98,24
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	46,54	83,77	54,5	88,68	57,65	90,38	61,11	92,1	64,91	93,84	69,11	95,6	78,93	99,19
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	15,43	74,32	22,89	85,66	26,34	89,8	30,46	94,11	35,42	98,61	41,42	103,29	57,73	113,22
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	18,67	96,05	27,68	110,56	31,84	115,84	36,82	121,34	42,8	127,08	50,04	133,04	69,71	145,66
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	5,01	5,4	4,88	5,4	4,75	5,4	4,61	5,4	4,48	5,4	4,22	5,4
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	4,79	5,01	4,59	4,88	4,39	4,75	4,19	4,61	3,99	4,48	3,58	4,22
РВП -54 (правый) ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	10,02	11,71	12,19	12,53	13,07	12,82	14,05	13,1	15,14	13,4	16,37	13,69	19,3	14,3
Скорость воздуха	м/с	10,23	12,65	12,44	13,52	13,34	13,82	14,33	14,12	15,44	14,43	16,69	14,74	19,67	15,37
Число Re для газов		3803,8	2833,8	4647,5	3067,6	4991,0	3149,9	5373,4	3234,6	5800,8	3321,3	6280,5	3410,4	7433,3	3595,3
Число Re для воздуха		5428,5	3864,9	6636,5	4187,0	7128,4	4300,6	7676,4	4417,4	8288,8	4537,3	8976,3	4660,5	10629	4916,5
Температура газов на входе	°С	164,78	344,87	162,76	339,87	162,05	338,1	161,32	336,26	160,58	334,37	159,81	332,4	158,18	328,25
Температура газов на выходе	°С	114	164,78	114	162,76	114	162,05	114	161,32	114	160,58	114	159,81	114	158,18
Температура воздуха на входе	°С	29	80,03	29	77,99	29	77,28	29	76,54	29	75,79	29	75,01	29	73,37
Температура воздуха на выходе	°С	80,03	263,59	77,99	258,48	77,28	256,67	76,54	254,78	75,79	252,85	75,01	250,83	73,37	246,58
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	9,28	16,72	10,87	17,7	11,5	18,04	12,19	18,38	12,95	18,73	13,78	19,08	15,74	19,8
Температурный напор	°С	84,87	83	84,88	83,07	84,89	83,09	84,89	83,12	84,89	83,14	84,9	83,17	84,91	83,23
Теплоотдача газов	кВт	4133	15086	3968	14824	3910	14731	3850	14633	3790	14533	3726	14427	3593	14206

## Окончание таблицы ПБ.2

Тепловосприятие воздуха	кВт	3451	12597	3313	12378	3265	12300	3215	12218	3164	12135	3112	12047	3000	11862
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4381	9078	3591	8419	3345	8207	3107	7998	2879	7793	2659	7591	2245	7199
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	47,87	86,04	56,06	91,1	59,3	92,84	62,86	94,61	66,77	96,4	71,08	98,22	81,19	101,91
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	48,17	86,79	56,41	91,88	59,67	93,63	63,25	95,41	67,18	97,22	71,53	99,05	81,69	102,76
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	16,94	81,45	25,13	93,89	28,91	98,43	33,44	103,15	38,88	108,09	45,47	113,23	63,38	124,11
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	20,42	105,1	30,27	120,98	34,82	126,76	40,27	132,78	46,81	139,06	54,73	145,59	76,23	159,4
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	5,01	5,4	4,88	5,4	4,75	5,4	4,61	5,4	4,48	5,4	4,22	5,4
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	4,79	5,01	4,59	4,88	4,39	4,75	4,19	4,61	3,99	4,48	3,58	4,22





Окончание таблицы ПБ.3

Теплоотдача газов	кВт	4133	15086	4133	15076	4133	15076	4133	15076	4133	15076	4133	15076	4133	14968
Тепловосприятие воздуха	кВт	3451	12597	3451	12588	3451	12588	3451	12588	3451	12588	3451	12588	3451	12498
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4381	9078	3737	8807	3532	8716	3331	8625	3135	8533	2944	8442	2576	8201
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	47,87	86,04	56,11	88,7	59,38	89,62	62,95	90,57	66,89	91,54	71,24	92,53	81,43	94,55
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	48,17	86,79	56,45	89,45	59,74	90,38	63,34	91,34	67,3	92,31	71,67	93,31	81,92	95,35
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	16,94	81,45	30,73	94,73	37,99	99,73	47,34	105,06	59,47	110,73	75,37	116,78	124,67	129,96
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	20,42	105,1	37,03	122,19	45,78	128,65	57,04	135,52	71,66	142,84	90,82	150,64	150,23	167,59
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	5,01	5,4	4,88	5,4	4,75	5,4	4,61	5,4	4,48	5,4	4,22	5,4
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	4,79	5,01	4,59	4,88	4,39	4,75	4,19	4,61	3,99	4,48	3,58	4,22
Высота набивки	м	0,71	1,31	0,87	1,41	0,93	1,45	1	1,49	1,08	1,53	1,17	1,57	1,39	1,65

**Таблица ПБ.4. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов вращающегося РВП в форме усеченного конуса при различных значениях конусности (котлоагрегат ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ (при изменении высоты набивки))**

Наименование параметра	Единица измерения	Результаты расчета при различных значениях конусности													
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Конусность		0		0,3		0,4		0,5		0,6		0,7		0,9	
РВП -54 (левый) ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	9,54	11,17	11,63	11,6	12,49	11,76	13,43	11,91	14,49	12,07	15,68	12,24	18,53	12,56
Скорость воздуха	м/с	9,78	12,09	11,93	12,56	12,8	12,72	13,77	12,89	14,86	13,06	16,08	13,24	19	13,59
Число Re для газов		3650,0	2715,4	4451,3	2820,3	4777,1	2857,1	5139,8	2894,9	5544,8	2933,7	5999,0	2973,6	7089,3	3059,3
Число Re для воздуха		5195,7	3700,3	6336,3	3843,3	6800,2	3893,4	7316,3	3944,9	7892,9	3997,7	8539,4	4052,0	10091	4169,4
Температура газов на входе	°С	162,93	344,01	162,93	344,01	162,93	344,01	162,93	344,01	162,93	344,01	162,93	344,01	162,93	342,74
Температура газов на выходе	°С	112,3	162,93	112,3	162,93	112,3	162,93	112,3	162,93	112,3	162,93	112,3	162,93	112,3	162,93
Температура воздуха на входе	°С	29	79,55	29	79,55	29	79,55	29	79,55	29	79,55	29	79,55	29	79,55
Температура воздуха на выходе	°С	79,55	262,95	79,55	262,95	79,55	262,95	79,55	262,95	79,55	262,95	79,55	262,95	79,55	261,65
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	8,96	16,13	10,5	16,63	11,11	16,8	11,78	16,98	12,52	17,16	13,33	17,34	15,24	17,72
Температурный напор	°С	83,34	82,22	83,34	82,22	83,34	82,22	83,34	82,22	83,34	82,22	83,34	82,22	83,34	82,23
Теплоотдача газов	кВт	3940	14504	3940	14504	3940	14504	3940	14504	3940	14504	3940	14504	3940	14399
Тепловосприятие воздуха	кВт	3270	12038	3270	12038	3270	12038	3270	12038	3270	12038	3270	12038	3270	11951
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4380	9078	3737	8807	3532	8716	3331	8625	3135	8534	2944	8442	2576	8201

## Продолжение таблицы ПБ.4

Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	46,12	82,95	54,06	85,51	57,2	86,4	60,65	87,31	64,45	88,25	68,64	89,2	78,45	91,15
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	46,54	83,77	54,55	86,35	57,72	87,25	61,2	88,17	65,03	89,11	69,26	90,08	79,16	92,05
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	15,43	74,32	27,98	86,42	34,59	90,98	43,1	95,84	54,15	101,02	68,63	106,54	113,52	118,55
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	18,67	96,05	33,87	111,72	41,88	117,62	52,18	123,91	65,55	130,6	83,07	137,73	137,41	153,23
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	5,01	5,4	4,88	5,4	4,75	5,4	4,61	5,4	4,48	5,4	4,22	5,4
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	4,79	5,01	4,59	4,88	4,39	4,75	4,19	4,61	3,99	4,48	3,58	4,22
Высота набивки	м	0,71	1,31	0,87	1,41	0,93	1,45	1	1,49	1,08	1,53	1,17	1,57	1,39	1,65
РВП -54 (правый) ст. № 5 БКЗ-420-140 НГМ															
Скорость газов	м/с	10,02	11,71	11,79	11,7	12,65	11,85	13,61	12,01	14,68	12,17	15,89	12,34	18,77	12,66
Скорость воздуха	м/с	10,23	12,65	12	12,66	12,88	12,83	13,86	13	14,95	13,17	16,18	13,35	19,12	13,7
Число Re для газов		3803,8	2833,8	4407,4	2803,6	4730,1	2840,2	5089,2	2877,7	5490,2	2916,3	5939,9	2955,9	7019,6	3041,0
Число Re для воздуха		5428,5	3864,9	6305,4	3820,5	6767,0	3870,3	7280,6	3921,5	7854,3	3974,0	8497,7	4028,0	10042,3	4144,7
Температура газов на входе	°С	164,78	344,87	168,72	346,82	168,72	346,82	168,72	346,82	168,72	346,82	168,72	346,82	168,72	345,58
Температура газов на выходе	°С	114	164,78	117,3	168,72	117,3	168,72	117,3	168,72	117,3	168,72	117,3	168,72	117,3	168,72
Температура воздуха на входе	°С	29	80,03	30	82,64	30	82,64	30	82,64	30	82,64	30	82,64	30	82,64
Температура воздуха на выходе	°С	80,03	263,59	82,64	267,44	82,64	267,44	82,64	267,44	82,64	267,44	82,64	267,44	82,64	266,14
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	9,28	16,72	10,51	16,67	11,12	16,84	11,8	17,02	12,53	17,2	13,35	17,39	15,26	17,77

## Окончание таблицы ПБ.4

Температурный напор	°С	84,87	83	86,69	82,69	86,69	82,69	86,69	82,69	86,69	82,69	86,69	82,69	86,69	82,72
Теплоотдача газов	кВт	4133	15086	4007	14280	4007	14280	4007	14280	4007	14280	4007	14280	4007	14178
Тепловосприятие воздуха	кВт	3451	12597	3406	12138	3406	12138	3406	12138	3406	12138	3406	12138	3406	12051
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4381	9078	3737	8807	3532	8716	3331	8625	3135	8534	2944	8442	2575	8200
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	47,87	86,04	54,31	85,76	57,46	86,66	60,93	87,57	64,74	88,51	68,95	89,47	78,8	91,42
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	48,17	86,79	54,5	86,55	57,67	87,45	61,14	88,37	64,97	89,32	69,19	90,29	79,08	92,26
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	16,94	81,45	28,35	87,12	35,05	91,73	43,67	96,62	54,86	101,84	69,53	107,41	115,01	119,53
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	20,42	105,1	34,08	112,67	42,14	118,63	52,5	124,96	65,96	131,71	83,59	138,91	138,27	154,54
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	5,01	5,4	4,88	5,4	4,75	5,4	4,61	5,4	4,48	5,4	4,22	5,4
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	5,4	5,4	4,79	5,01	4,59	4,88	4,39	4,75	4,19	4,61	3,99	4,48	3,58	4,22
Высота набивки	м	0,71	1,31	0,87	1,41	0,93	1,45	1	1,49	1,08	1,53	1,17	1,57	1,39	1,65

**Таблица ПБ.5. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов вращающегося РВП в форме усеченного конуса на основе РВП -68 при различных значениях конусности (при изменении высоты набивки)**

Наименование параметра	Единица измерения	Результаты расчета при различных значениях конусности													
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Вид набивки															
Конусность		0		0,3		0,4		0,5		0,6		0,7		0,9	
Скорость газов	м/с	8,87	9,81	10,36	10,1	10,93	10,2	11,56	10,3	12,24	10,42	12,98	10,52	14,68	10,75
Скорость воздуха	м/с	9,02	11,07	10,52	11,41	11,11	11,52	11,74	11,63	12,44	11,76	13,19	11,89	14,91	12,14
Число Re для газов		3213,9	2388,2	3751	2460	3960	2485	4187	2512	4433	2537	4702	2563	5316	2618
Число Re для воздуха		4516,1	3233,9	5271	3332	5565	3365	5883	3402	6230	3435	6607	3471	7470	3546
Температура газов на входе	°С	181,19	324,41	181,19	324,41	181,19	324,41	181,19	323,73	181,19	324,41	181,19	324,41	181,19	324,41
Температура газов на выходе	°С	120	181,19	120	181,19	120	181,19	120	181,19	120	181,19	120	181,19	120	181,19
Температура воздуха на входе	°С	30	100,47	30	100,47	30	100,47	30	100,47	30	100,47	30	100,47	30	100,47
Температура воздуха на выходе	°С	100,47	266,97	100,47	266,97	100,47	266,97	100,47	266,17	100,47	266,97	100,47	266,97	100,47	266,97
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	8,29	10,75	9,38	11	9,79	11,09	10,24	11,18	10,72	11,28	11,23	11,37	12,39	11,57
Температурный напор	°С	85,27	68,42	85,27	68,42	85,27	68,42	85,27	68,49	85,27	68,42	85,27	68,42	85,27	68,42
Теплоотдача газов	кВт	7140,2	17143	7140	17143	7140	17143	7140	17060	7140	17143	7140	17143	7140	17143
Тепловосприятие воздуха	кВт	6783,2	16286	6783	16286	6783	16286	6783	16207	6783	16286	6783	16286	6783	16286
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	9600,1	22150	8483	21629	8123	21455	7769	21163	7422	21106	7081	20930	6418	20578

**Окончание таблицы ПБ.5**

Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	42,91	54,56	48,56	55,87	50,72	56,32	53,03	56,77	55,51	57,26	58,18	57,74	64,19	58,72
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	42,8	56,66	48,43	58,02	50,58	58,49	52,88	58,96	55,36	59,46	58,03	59,96	64,01	60,99
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	13,43	62,47	21,37	70,34	25,14	73,23	29,72	76,21	35,3	79,45	42,12	82,79	60,95	90,01
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	16,06	81,91	25,55	92,23	30,06	96,01	35,54	99,9	42,2	104,16	50,36	108,55	72,87	118
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	6,8	6,8	6,41	6,8	6,28	6,8	6,14	6,8	6,01	6,8	5,88	6,8	5,62	6,8
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	6,8	6,8	6,19	6,41	5,99	6,28	5,79	6,14	5,59	6,01	5,39	5,88	4,98	5,62
Высота набивки	м	0,71	1,31	0,83	1,39	0,88	1,42	0,93	1,45	0,98	1,48	1,04	1,51	1,18	1,57

**Таблица ПБ.6. Результаты тепловых и аэродинамических расчетов вращающегося РВП в форме усеченного конуса на основе РВП -98 при различных значениях конусности (при изменении высоты набивки)**

Наименование параметра	Единица измерения	Результаты расчета при различных значениях конусности													
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Вид набивки															
Конусность		0		0,3		0,4		0,5		0,6		0,7		0,9	
Скорость газов	м/с	9,49	10,97	11,31	11,39	12,03	11,54	12,83	11,69	13,71	11,85	14,68	12,02	16,96	12,35
Скорость воздуха	м/с	6,6	8,4	7,87	8,72	8,37	8,84	8,92	8,95	9,53	9,07	10,21	9,2	11,79	9,45
Число Re для газов		3589	2671	4277	2775	4551	2811	4852	2850	5183	2887	5551	2926	6412	3008
Число Re для воздуха		3524	2450	4200	2545	4469	2579	4764	2614	5090	2648	5450	2684	6297	2759
Температура газов на входе	°С	160,65	345,09	160,65	345,09	160,65	345,09	160,65	344,47	160,65	345,09	160,65	345,09	160,65	345,09
Температура газов на выходе	°С	120	160,65	120	160,65	120	160,65	120	160,65	120	160,65	120	160,65	120	160,65
Температура воздуха на входе	°С	30	76,73	30	76,73	30	76,73	30	76,73	30	76,73	30	76,73	30	76,73
Температура воздуха на выходе	°С	76,73	291,13	76,73	291,13	76,73	291,13	76,73	290,41	76,73	291,13	76,73	291,13	76,73	291,13
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	7,8	10,32	8,98	10,64	9,44	10,75	9,93	10,86	10,47	10,98	11,06	11,1	12,42	11,35
Температурный напор	°С	86,92	67,84	86,92	67,84	86,92	67,84	86,92	67,9	86,92	67,84	86,92	67,84	86,92	67,84
Теплоотдача газов	кВт	9463	44153	9463	44153	9463	44153	9463	44001	9463	44153	9463	44153	9463	44153
Тепловосприятие воздуха	кВт	8990	41945	8990	41945	8990	41945	8990	41801	8990	41945	8990	41945	8990	41945
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	13251	59900	11517	58106	10959	57506	10412	56672	9875	56299	9349	55693	8329	54476

**Окончание таблицы ПБ.6**

Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	45,8	59,68	52,69	61,52	55,37	62,17	58,28	62,81	61,45	63,5	64,91	64,19	72,85	65,62
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	34	45,46	39,12	46,87	41,11	47,36	43,27	47,85	45,62	48,37	48,19	48,9	54,09	49,99
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	13,31	143,24	22,53	166,68	27,14	175,51	32,89	184,8	40,11	194,92	49,26	205,58	75,99	229,11
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	7,54	86,25	12,77	100,36	15,38	105,68	18,64	111,25	22,73	117,36	27,92	123,79	43,06	137,95
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	9,8	9,8	9,08	9,8	8,84	9,8	8,6	9,8	8,36	9,8	8,12	9,8	7,64	9,8
Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	9,8	9,8	8,9	9,08	8,6	8,84	8,3	8,6	8	8,36	7,7	8,12	7,1	7,64
Высота набивки	м	0,6	2,4	0,72	2,59	0,76	2,66	0,81	2,72	0,87	2,8	0,93	2,87	1,07	3,03

**Таблица ПБ.7. Результаты технико-экономических расчетов для вращающегося РВП в форме усеченного конуса при различных значениях конусностей**

Наименование параметра	Единица измерения	Значение конусности холодной и горячей набивки						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Производительность вентилятора	м <sup>3</sup> /ч	258336	258336	258336	258336	258336	258336	258336
Напор вентилятора	Па	3738,708	3859,273	4000,929	4169,759	4374,102	4625,434	5338,032
КПД вентилятора	%	71	73	74	75	77	80	60
Электрическая мощность	кВт	397,2594	398,8501	407,919	419,4826	428,6314	436,287	671,42167
Потребление электрической энергии в год	кВт·ч	2383556	2393101	2447514	2516896	2571789	2617722	4028530
Стоимость электрической энергии	руб.	2383556	2393101	2447514	2516896	2571789	2617722	4028530
Увеличение стоимости электрической энергии на привод дутьевого вентилятора	руб.	-71121,64	-61577	-7164	62217,91	117110,6	163044,2	1573852,1
Масса холодной набивки	т.	19,53	18,50	17,48	16,49	15,52	14,57	12,75
Масса горячей набивки	т.	44,03	43,58	43,13	42,68	42,23	41,78	40,62
Уменьшение массы холодной набивки	т.	2,14	3,18	4,20	5,19	6,16	7,11	8,93
Уменьшение массы горячей набивки	т.	0,89	1,34	1,79	2,24	2,69	3,15	4,30
Экономический эффект от уменьшения массы набивки	руб./год	109184,6	162731,2	215511,8	267519,2	318735,6	369148,5	476323,87
Суммарный экономический эффект	руб./год	180306,3	224308,6	222675,8	205301,3	201625	206104,4	-1097528

Таблица ПБ.8. К выбору оптимальных значений конусностей горячей и холодной набивок

Наименование параметра	Единица измерения	Результаты расчета при различных значениях конусности									
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Вид набивки											
Конусность		0,55	0,65	0,5	0,7	0,4	0,7	0,35	0,75	0,65	0,55
Скорость газов	м/с	10,66	8,51	10,91	8,56	10,73	8,56	10,99	8,62	10,19	8,39
Скорость воздуха	м/с	10,99	9,37	11,25	9,44	11,07	9,44	11,33	9,5	10,5	9,25
Число Re для газов		4102,8	2177,9	4198,9	2192,7	4130,8	2192,7	4227,5	2207,7	3920,0	2148,9
Число Re для воздуха		5808,2	2924,3	5944,3	2944,1	5847,9	2944,1	5984,9	2964,2	5549,4	2885,3
Температура газов на входе	°С	160,49	315,3	160,49	315,3	160,49	315,3	160,49	315,3	160,49	315,3
Температура газов на выходе	°С	112	160,49	112	160,49	112	160,49	112	160,49	112	160,49
Температура воздуха на входе	°С	29	81,51	29	81,51	29	81,51	29	81,51	29	81,51
Температура воздуха на выходе	°С	81,51	251,12	81,51	251,12	81,51	251,12	81,51	251,12	81,51	251,12
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	9,83	13,25	10,01	13,32	9,88	13,32	10,06	13,39	9,47	13,1
Температурный напор	°С	80,98	71,33	80,98	71,33	80,98	71,33	80,98	71,33	80,98	71,33
Теплоотдача газов	кВт	2721,3	8909,7	2721,3	8909,7	2721,3	8909,7	2721,3	8909,7	2721,3	8909,7
Тепловосприятие воздуха	кВт	2449,2	8018,8	2449,2	8018,8	2449,2	8018,8	2449,2	8018,8	2449,2	8018,8
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	3078,3	8488,0	3021,8	8442,2	3061,5	8442,2	3005,4	8396,3	3192,6	8579,5
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	50,49	67,57	51,43	67,94	50,76	67,94	51,71	68,31	48,68	66,85
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	51,12	69,19	52,08	69,56	51,4	69,56	52,36	69,94	49,29	68,45
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	29,57	60,02	31,69	61,64	30,16	61,64	32,32	63,32	25,8	56,93
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	36,18	73,97	38,77	75,97	36,9	75,97	39,55	78,03	31,57	70,16
Диаметр входного сечения ротора (по ходу газов)	м	4,55	5,4	4,48	5,4	4,48	5,4	4,42	5,4	4,68	5,4

## Окончание таблицы ПБ.8

Диаметр выходного сечения ротора (по ходу газов)	м	4,16	4,55	4,13	4,48	4,2	4,48	4,17	4,42	4,22	4,68
Высота набивки	м	1,11	1,55	1,13	1,57	1,11	1,57	1,14	1,59	1,06	1,51
Суммарная потеря давления в РВП	кгс/м <sup>2</sup>	199,74		208,07		204,67		213,22		184,46	
Уменьшение площади теплообмена	м <sup>2</sup>	56,94	45,77	113,45	91,6	73,66	91,6	129,83	137,49	-57,38	-45,71

### Результаты численного эксперимента двухпоточного двухходового РВП

Параметр	РВП-54 э.к. ст. № 5 Самарской ТЭЦ	Варианты конструкции двухпоточного двух- ходового РВП					
		№1	№2	№3	№4	№5	№6
Диаметр горячей части $D_{гор}$ , м	5,4	4,60	4,37	4,18	4,01	3,86	3,73
Высота холодной набивки, м	0,71	1,26	1,01	0,86	0,77	0,71	0,66
Высота горячей набивки, м	1,31	0,91	1,01	1,11	1,21	1,31	1,41
Температура холодного воздуха, °С	30	30	30	30	30	30	30
Температура нагретого воздуха, °С	267,4	252,5	250,3	253,7	259,8	267,3	275,6
Тепловосприятие воздуха, кВт	15544	14558	14410	14639	15047	15549	16105
Нагрев воздуха, °С	237,4	222,5	220,3	223,7	229,8	237,3	245,6
Потери давления по воз- душной стороне, кПа	123,3	135,9	99,53	94,78	102,3	116,5	136
Потери давления по газо- вой стороне, кПа	107,2	111,8	82,23	77,60	82,27	92,27	106,3
Коэффициент теплоотдачи от газов к холодной набив- ке, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	46,33	74,47	61,79	54,48	49,69	46,31	43,79
Коэффициент теплоотдачи от холодной набивки к воз- духу, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	46,5	74,82	62,04	54,68	49,87	46,47	43,94
Коэффициент теплоотдачи от газов к горячей набивке, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	83,2	62,51	67,59	72,75	77,96	83,16	88,36
Коэффициент теплоотдачи от горячей набивки к воз- духу, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	83,96	63,05	68,14	73,33	78,58	83,82	89,06

### Результаты вариантных конструктивных расчетов вращающихся РВП

Наименование параметра	Единица измерения	Стандартная набивка		Набивка тип А		Набивка тип Б	
		Холодная	Горячая	Холодная	Горячая	Холодная	Горячая
Вид набивки							
Объем продуктов сгорания	м <sup>3</sup> /с	55,77					
Объем воздуха подаваемого в РВП	м <sup>3</sup> /с	49,39					
Скорость газов	м/с	9,59	10,19	9,59	10,19	9,59	10,19
Скорость воздуха	м/с	9,77	11,01	9,77	11	9,77	11
Число Re для газов		3586,3	2866,3	3586,3	2866,7	3586,3	2866,4
Число Re для воздуха		5130,6	3903,0	5130,6	3903,8	5130,6	3903,2
Температура газов на входе	°С	166,05	255,98	166,05	255,98	166,05	255,98
Температура газов на выходе	°С	120	166,05	120	166,05	120	166,05
Температура воздуха на входе	°С	30	82,69	30	82,69	30	82,69
Температура воздуха на выходе	°С	82,69	186,48	82,69	186,48	82,69	186,48
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	8,92	9,71	8,92	10,79	8,92	11,29
Температурный напор	°С	86,64	76,22	86,64	76,24	86,64	76,23
Теплоотдача газов	кВт	3561,3	7073,4	3561,3	7057,0	3561,3	7069,3
Тепловосприятие воздуха	кВт	3383,2	6719,8	3383,2	6704,1	3383,2	6715,9
Поверхность нагрева	м <sup>2</sup>	4380,1	9078,4	4380,1	8150,1	4380,1	7800,4
Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	46,05	49,71	46,05	54,05	46,05	56,82
Коэффициент теплоотдачи от набивки к воздуху	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	46,21	50,61	46,21	57,1	46,21	59,59
Потери давления по газовой стороне	кгс/м <sup>2</sup>	15,56	67,04	15,56	68,2	15,56	41,99
Потери давления по воздушной стороне	кгс/м <sup>2</sup>	18,76	86,5	18,76	88,26	18,76	54,17
Высота набивки	м	0,71	1,31	0,71	1,015	0,71	0,97
Снижение площади поверхности нагрева	%	-		-	10,23%	-	14,08%
Снижение аэродинамического сопротивления по газовой стороне	%	-	-	-	-1,73%	-	37,37%
Снижение аэродинамического сопротивления по воздушной стороне	%	-	-	-	-2,03%	-	37,38%

**СПРАВКА**  
**об использовании результатов научных исследований**

Справка дана к.т.н., доценту Зиганшиной С.К., аспиранту Губареву А.Ю. ФГБОУ ВПО «Самарский государственный технический университет» в том, что на Новокуйбышевской ТЭЦ-2 приняты к внедрению результаты научно-исследовательской работы «Повышение эффективности работы энергетических котельных установок путем совершенствования конструкций вращающихся регенеративных воздухоподогревателей», выполненной по Договорам:

№ 181/08/НК ТЭЦ-2 187-2008 «Испытание тепловой изоляции и составление паспорта тепловой изоляции энергетического котла ТГМ-84 НК ТЭЦ-2» от 21 апреля 2008 г., № 386/12 (7600-ФА 054/02-014/0017-2012) «Испытание тепловой изоляции и составление паспорта тепловой изоляции энергетического котла ТГМ-84 ст. № 5 и паровой турбины ПТ-6О-130/13 ст. № 5 НК ТЭЦ-2» от 04 октября 2012г.

Научный руководитель работы заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета д.т.н., профессор Кудинов А.А.

Вид принятых к внедрению результатов научных исследований:

1. Вращающийся регенеративный воздухоподогреватель в форме усеченного конуса (Патент Российской Федерации на изобретение № 2241907);
2. Вращающийся двухпоточный регенеративный воздухоподогреватель (Патент Российской Федерации на изобретение № 2269062);
3. Методики и программы для ПК теплового и аэродинамического расчетов вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса и вращающегося двухпоточного двухходового регенеративного воздухоподогревателя.

Область и форма внедрения: котельные установки тепловых электрических станций, оснащенные вращающимися регенеративными воздухоподогревателями, научные исследования.

Социальный эффект: развитие науки и научных исследований, защита окружающей среды путем снижения вредных выбросов за счет повышения эффективности использования топлива.

Эффект от внедрения: экономия органического топлива, тепловой энергии, капитальных и эксплуатационных затрат.

Директор- главный инженер  
Новокуйбышевской ТЭЦ-2



С.Г. Чуйков



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2015661549

«Программа теплового и аэродинамического расчетов  
вращающихся РВП»Правообладатели: *Губарев Антон Юрьевич (RU), Кудинов Анатолий  
Александрович (RU), Зиганшина Светлана Камилловна (RU)*Авторы: *Губарев Антон Юрьевич (RU), Кудинов Анатолий  
Александрович (RU), Зиганшина Светлана Камилловна (RU)*

Заявка № 2015615611

Дата поступления 22 июня 2015 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 29 октября 2015 г.

Заместитель руководителя Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Л.Л. Курий