

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова»

На правах рукописи



ПАНКРАТОВ Евгений Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ  
УСТРОЙСТВ С ЗАКРУЧЕННЫМ ТЕЧЕНИЕМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

Специальность 05.14.04 — Промышленная теплоэнергетика

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
д.т.н., профессор Карпов С.В.

Архангельск – 2021

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Современное состояние исследований по аэродинамике и конвективному теплообмену в рекуперативных устройствах.....	8
1.1 Современные рекуперативные устройства .....	8
1.2 Исследования аэродинамики закрученных потоков в каналах .....	17
1.3 Исследования теплообмена закрученных потоков в каналах .....	30
Выводы по главе 1 .....	44
2 Экспериментальные стенды для исследования аэродинамики и конвективного теплообмена	46
2.1 Описание экспериментального стенда для исследования аэродинамики.....	46
2.2 Описание экспериментального стенда для исследования конвективного теплообмена...	51
2.3 Программа исследований .....	55
2.4 Методика обработки экспериментальных данных .....	56
2.5 Определение погрешности измерений.....	64
Выводы по главе 2 .....	67
3. Математическая модель рабочего процесса кольцевого канала с закрученным течением теплоносителя .....	68
Выводы по главе 3 .....	76
4. Результаты исследования аэродинамики рекуперативных теплообменных аппаратов с закрученным потоком.....	77
4.1 Аэродинамика в прямых кольцевых каналах .....	77
4.2 Аэродинамика в сужающихся кольцевых каналах .....	96
Выводы по главе 4 .....	109
5. Результаты исследования конвективного теплообмена рекуперативных теплообменных аппаратов с закрученным потоком .....	110
5.1 Конвективный теплообмен в прямых кольцевых каналах.....	110
5.2 Конвективный теплообмен в сужающихся кольцевых каналах.....	114
Выводы по главе 5 .....	120
6. Энергетическая оптимизация рекуперативных устройств с закрученным течением теплоносителя .....	122
6.1 Инженерная методика теплового и аэродинамического расчета рекуперативного устройства с закрученным течением теплоносителя.....	122
6.2 Расчет энергоэкономической эффективности рекуперативного устройства с закрученным течением теплоносителя .....	142
Заключение .....	148
Список литературы .....	149

Приложение А. Блок-схема алгоритма теплового и аэродинамического расчета рекуператора .....	163
Приложение б. Листинг программного кода инженерной методики .....	165
Приложение В. Патенты на изобретения.....	173
Приложение Г. Акты о внедрении.....	176

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** Согласно указу Президента Российской Федерации от 7 июля 2011 г. № 899 "Об утверждении приоритетных направлений развития науки, технологий и техники в Российской Федерации и перечня критических технологий Российской Федерации" [85] одним из приоритетных направлений развития науки, технологий и техники является энергоэффективность и энергосбережение. Помимо этого в энергетической стратегии России на период до 2035 года [84], разработанной Министерством Энергетики Российской Федерации, стратегической задачей является развитие энергосбережения и повышение энергоэффективности производства. Высокая энергозатратность отечественной экономики в значительной степени определяется устаревшими производственными фондами, изношенностью оборудования, несовершенством технологий производства и другими подобными причинами.

Отдельно стоит отметить высокотемпературные энерготехнологические установки, которые являются крупными потребителями высококалорийного, дорогостоящего жидкого или газообразного топлива. При этом удельный вес энергозатрат в цене готовой продукции может достигать 40...60% [26]. Одной из основных мер по повышению энергоэффективности высокотемпературных установок является вторичное использование отходящих газов с высоким потенциалом теплоты. Для этого применяются простые и надежные рекуперативные теплообменные аппараты, которые реализуют возврат части тепловой энергии в цикл предприятия. Применение современных методов интенсификации теплообмена в рекуперативных теплообменных аппаратах, обоснованное технико-экономическими расчетами, создает возможность получения значительной экономии тепловой энергии и топлива на производстве.

Таким образом, направленность современного курса развития энергетики на энергосбережение и повышение энергоэффективности предприятий, в том числе за счет вторичного использования тепловой энергии, а также уменьшения выбросов дымовых газов в атмосферу, обуславливает актуальность темы данной диссертационной работы.

**Степень разработанности темы.** Интенсификацией теплообмена в технологических устройствах, использующих закрученное течение теплоносителя, в разные годы занимались Г.Ф. Кнорре, Д.Н. Ляховский, Л.А. Вулис, Б.П. Устименко, М.А. Гольдштик, П.М. Михайлов, Л.Н. Сидельковский, А.В. Тонконогий, Халатов А.А., В.К. Щукин, Э.П. Волчков, В.И. Терехов, А.У. Пуговкин, А.Н. и К.А. Штым, О.В. Митрофанова, С.Е. Барк, А.Л. Бергауз, И.Н. Власова, Пиралишвили Ш.А., Е.Л. Медиокритский, А.Л. Бергауз, Э.И. Розенфельд, Э.Н. Сабуров, С.В. Карпов, С.И. Осташев, Ю.Л. Леухин, А.Н. Орехов и другие российские и зарубежные ученые.

Большое количество работ посвящено изучению аэродинамики и теплообмена в рекуперативных устройствах с закрученным течением теплоносителя. Однако недостаток научно обоснованных рекомендаций по выбору геометрических и режимных характеристик не позволяет в полной мере использовать возможности интенсификации конвективного теплообмена при закрутке потока теплоносителя. В то же время для ряда рекуперативных аппаратов интенсификация конвективного теплообмена является практически единственным способом повышения их теплогидравлической эффективности. Обозначенные выше практические и теоретические проблемы позволили сформулировать цель и задачи настоящего исследования.

**Цель работы:** повышение энергетической и теплогидравлической эффективности рекуперативных устройств за счет интенсификации конвективного теплообмена в кольцевых каналах, разработка практических рекомендаций по их проектированию.

Для достижения этой цели поставлены следующие **задачи:**

– Проанализировать современное состояние вопроса исследований аэродинамических характеристик закрученного потока и его влияния на теплоотдачу поверхностей кольцевых каналов, в том числе и сужающейся формы;

– Разработать и создать экспериментальные стенды для исследования аэродинамики и конвективного теплообмена в кольцевом канале рекуператора с закрученным течением потока, оценить погрешности прямых и косвенных измерений;

– Получить сеточно-независимое решение и провести верификацию численного расчета с экспериментальными данными. Исследовать аэродинамику и конвективный теплообмен в кольцевом канале с закрученным течением потока на основе численного расчета;

– Исследовать и обобщить закономерности распределения аэродинамических характеристик и конвективного теплообмена в предложенных конструкциях кольцевого канала циклонного рекуператора при варьировании основных геометрических и режимных характеристик;

– На основе полученных результатов разработать инженерную методику расчета рекуперативного устройства, дать практические рекомендации по проектированию, предложить и оформить патенты на изобретения конструкций рекуперативного устройства.

**Соответствие диссертации паспорту специальности 05.14.04 – «Промышленная теплоэнергетика»** по формуле специальности: «разработка и создание нового и наиболее совершенного теплотехнического и теплового технологического оборудования ... уменьшение энергетических затрат на единицу продукции ... защита окружающей среды»; по областям исследований: пункту 3 «Теоретические и экспериментальные исследования процессов тепло- и массопереноса в тепловых системах и установках, использующих тепло. Совершенствование

методов расчета тепловых сетей и установок с целью улучшения их технико-экономических характеристик, экономии энергетических ресурсов»; пункту 4 «Разработка новых конструкций теплопередающих и теплоиспользующих установок, обладающих улучшенными эксплуатационными и технико-экономическими характеристиками»; пункту 6 «Разработка и совершенствование аппаратов, использующих тепло, и создание оптимальных тепловых систем для защиты окружающей среды».

**Научная новизна** диссертационной работы заключается в следующем: разработаны экспериментальные установки для исследования аэродинамики и конвективного теплообмена в кольцевом канале рекуператора с закрученным течением теплоносителя; на основе экспериментальных данных предложены обобщающие зависимости для расчета: аэродинамических характеристик, сопротивления и конвективного теплообмена в сужающихся кольцевых каналах циклонного рекуператора в закрученном потоке теплоносителя, теплогидравлической эффективности; установлены основные закономерности влияния вторичных вихрей на конвективный теплообмен в закрученном потоке при различных степенях сужения кольцевых каналов, образованных неподвижными поверхностями.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Результаты данной работы показывают, что использование сужающихся кольцевых каналов с закрученным потоком теплоносителя приводит к росту коэффициента теплоотдачи за счет увеличения скорости потока и влияния вторичных течений.

Создана инженерная методика теплового и аэродинамического расчета рекуперативного устройства с закрученным течением теплоносителя. Разработаны и защищены патентами рекуперативная горелка и два варианта конструкции рекуперативно-горелочных блоков.[73, 74, 75];

**Методология и методы исследования.** Исследование аэродинамики и конвективного теплообмена выполнено на основе физического эксперимента и численных расчетов методом конечных объемов. Анализ полученных данных выполнен на основе теории подобия, регрессионного и корреляционного методов.

**Положения, выносимые на защиту:**

- Экспериментальные установки для исследования аэродинамики и теплоотдачи в кольцевых каналах с закрученным течением теплоносителя;
- Результаты исследования аэродинамики закрученного потока в кольцевых каналах рекуперативных устройств при варьировании основных геометрических и режимных характеристик;
- Результаты исследования конвективного теплообмена в кольцевых каналах рекуперативных устройств при варьировании геометрических и режимных характеристик;

– Уравнения подобия для расчета средних и локальных коэффициентов теплоотдачи на внешней и внутренней поверхностях кольцевых каналов рекуперативных устройств и оптимального соотношения площадей выхода и входа потока в кольцевой канал.

**Степень достоверности полученных результатов** подтверждается использованием современного высокоточного оборудования, проходящего регулярную поверку в соответствии с техническими требованиями, а также оценкой погрешности измерений. Для подтверждения полученных данных численными методами был выполнен поиск сеточно-независимого решения и проведена верификации полученных данных с экспериментальными значениями величин.

**Апробация результатов работы.** Основные результаты диссертационной работы представлялись, докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях и семинарах: XXI, XXII и XXIII Школах-семинарах молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева (Санкт-Петербург, 2017 г.; г. Москва, 2019 г., г. Екатеринбург 2021г., диплом за лучший доклад); XIII Всероссийской молодежной школе-конференции «Лобачевские чтения - 2014» (Казань, 2014 г., диплом за лучший доклад); VIII Всероссийском конгрессе молодых ученых (Санкт-Петербург, 2015 г., диплом III степени); V, VI, VII Всероссийских конференциях с международным участием «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (Казань, 2015 г.; Новосибирск, 2017 г.; Рыбинск, 2019 г.); Научных конференциях профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов САФУ имени М.В. Ломоносова (Архангельск, 2015 – 2021 гг.); Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, 2017 г.); VII Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 2018 г.); XI Семинаре ВУЗов по теплофизике и энергетике (г. Санкт-Петербург, 2019 г.) и др.

**Публикации.** По теме диссертационного исследования опубликовано 16 научных работ, 2 из которых в журналах, включенных в перечень ВАК, 3 в сборниках, индексируемых в международных базах WoS и Scopus, получены 3 патента на изобретения.

**Объем и структура работы.** Общий смысл и логика исследования определили структуру и содержание диссертационной работы. Она состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы и приложений. Работа изложена на 177 страницах машинописного текста, включая иллюстративный материал, и содержит 74 рисунка, 11 таблиц, 4 приложения. Список литературы включает в себя 154 источника.

# 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО АЭРОДИНАМИКЕ И КОНВЕКТИВНОМУ ТЕПЛООБМЕНУ В РЕКУПЕРАТИВНЫХ УСТРОЙСТВАХ

## 1.1 Современные рекуперативные устройства

Одно из направлений современного курса развития энергетики ориентировано на энергосбережение путем реализации возврата части тепловой энергии в цикл производства, что позволяет уменьшить тепловые выбросы дымовых газов промышленными предприятиями в атмосферу.

Например, одними из наиболее крупных потребителей топлива являются промышленные печи различного технологического назначения. Данные печи имеют достаточно низкий термический КПД, преимущественно равный  $\eta_t = 15...25\%$ , который обусловлен значительными потерями теплоты с уходящими газами, достигающими 60 % от тепловой мощности печи [8, 107]. Вклад в экономию топлива на 25...40% и увеличение КПД на 6...8 % вносит применение современных теплоизоляционных материалов футеровки печного оборудования и обеспечение оптимальных схем движения, повышающих равномерность нагрева заготовок [115]. Использование систем контрольно-измерительных приборов и автоматизации регулирования коэффициента избытка воздуха, а также теплового режима работы, позволяет сэкономить до 15% топлива, а также увеличить КПД на 4...6 % [9].

Но стоит отметить, что основной вклад в повышение эффективности работы печного оборудования вносит рекуперация теплоты уходящих газов, которая позволяет увеличить экономию топлива на 16...26% с одновременным увеличением КПД на 15...22% [8, 9, 107, 115]. Расчеты показывают, что при подогреве воздуха на 300-450 °С единица теплоты подогретого воздуха заменяет 1.6...2.3 единицы теплоты, получаемой при горении топлива [83]. То есть подогрев воздуха на каждые 100 °С позволяет дополнительно сэкономить 6% топлива.

Применение всех перечисленных мероприятий при модернизации производства позволит увеличить КПД до 40...60 %, а экономия топлива достигнет 60...70 % [8]. Однако, полная модернизация промышленных печей требует значительных материальных затрат, поэтому наиболее целесообразно и выгодно модернизировать печи частично [55]. Так как наибольший результат в экономии топлива и повышении КПД достигается за счёт возвращения тепловой энергии в технологический процесс предприятия, то эффективно использовать в первую очередь мероприятия по внедрению рекуперативных теплообменных установок.

Исследованиями рекуперативных теплообменных аппаратов для промышленных печей занимались Б.П. Тебеньков [103, 104], Е.Л. Медиокритский [51, 52, 53], А.Л. Бергауз и Э.И.



Розенфельд [6, 8], Е.Ф. Мельниченко [55], Я.М. Лемлех [31], С.В. Лященко [49], Е.С. Раменская [81, 103] и др.

В приведенных работах металлические рекуператоры классифицируются на: конвективные, радиационные и комбинированные [55, 104].

В конвективных рекуператорах передача теплоты происходит за счет конвекции при температуре продуктов сгорания на входе до 900 °С [55] и температуре рабочей стенки 450 – 750 °С [104]. Данный тип рекуператоров является наиболее подходящим для подогрева воздуха и применяется в основном на крупных нагревательных печах. В настоящее время по конструктивному исполнению этот тип рекуператоров, имеет множество вариантов.

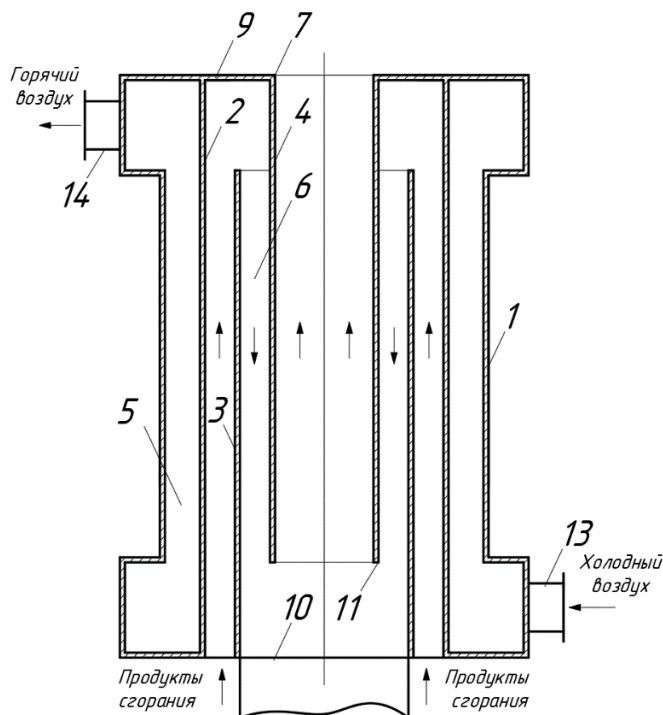
Радиационные рекуператоры передают основное количество тепла излучением и эффективно работают при температуре продуктов сгорания свыше 1000 °С [55]. Отличительной особенностью радиационных рекуператоров является повышенная тепловая нагрузка поверхностей нагрева, а также меньшая, чем у конвективных рекуператоров, засоряемость поверхностей теплообмена. В настоящее время распространены два вида конструкций радиационных рекуператоров: щелевые и трубчатые (из труб малого диаметра).

Комбинированные рекуператоры оптимально совмещают в себе преимущества конвективных и радиационных рекуператоров. Для этого в одной теплообменной установке совмещают радиационные и конвективные ступени с последовательным ходом дымовых газов. Для этого воздух пропускается сначала через радиационную ступень, где нагревается до температуры 300...500 °С за счет излучения высокотемпературных продуктов сгорания, а затем через конвективную, где воздух подогревается еще на 200...300 °С от теплоты продуктов сгорания, поступивших после радиационной ступени.

Утилизировать теплоту уходящих газов можно при помощи трубчатых, игольчатых, петлевых, струйных и других типов рекуперативных теплообменных аппаратов [54, 83, 88, 104]. Однако, по конструктивному исполнению в промышленных печах наиболее часто применяют щелевой тип рекуператора [103]. Он представляет из себя достаточно простую конструкцию, состоящую из двух коаксиально расположенных цилиндров. Во внутреннем цилиндре, диаметр которого зависит от типоразмера рекуператора [83], проходят дымовые газы с высокой температурой, а нагреваемый воздух движется по кольцевому каналу, образованному внутренним цилиндром с радиусом  $r_1$  и внешним - с радиусом  $r_2$  (эквивалентный диаметр 10...60 мм) [83].

Щелевой рекуператор, изображенный на рисунке 1.1 [3], работает следующим образом. Через подводящий патрубок 13 подается воздух, который, проходя через кольцевой зазор 5 канала 1, движется вверх, нагреваясь за счет полученной теплоты от стенок газохода 2, и выходит

через патрубок 14. Продукты сгорания подаются снизу в зазор между стенками газохода 2 и излучателями 3 и 4, проходя вверх.



1 – кольцевой канал; 2 – центральный газоход; 3, 4 – вторичные излучатели; 5, 6 – кольцевые зазоры; 7 – торец внутреннего излучателя; 8 – торец внешнего излучателя; 9, 10 – заглушки; 11 – торец внутреннего излучателя; 12 – не заглушенный торец; 13 – подводящий патрубок; 14 – отводящий патрубок

Рисунок 1.1 – Вариант конструкции щелевого рекуператора

Стоит отметить, что относительно простая конструкция гладкотрубных рекуператоров приводит к ряду недостатков в работе, связанных с их недостаточной термической устойчивостью и эксплуатационной надёжностью. Данные недостатки в основном связаны с неравномерностью нагрева теплопередающих труб, что в свою очередь приводит к различному температурному удлинению, которое не всегда возможно надёжно компенсировать.

Для промышленных печей представляют несомненный интерес воздухоподогреватели, совмещенные с горелочными устройствами – металлические воздухоохлаждаемые рекуперативные горелки и блоки «горелка-рекуператор». Применение индивидуальных рекуператоров для горелок обеспечивает большую компактность печного агрегата, снижает расход жаропрочной стали, а габариты рекуператора не выходят за пределы кладки печи.

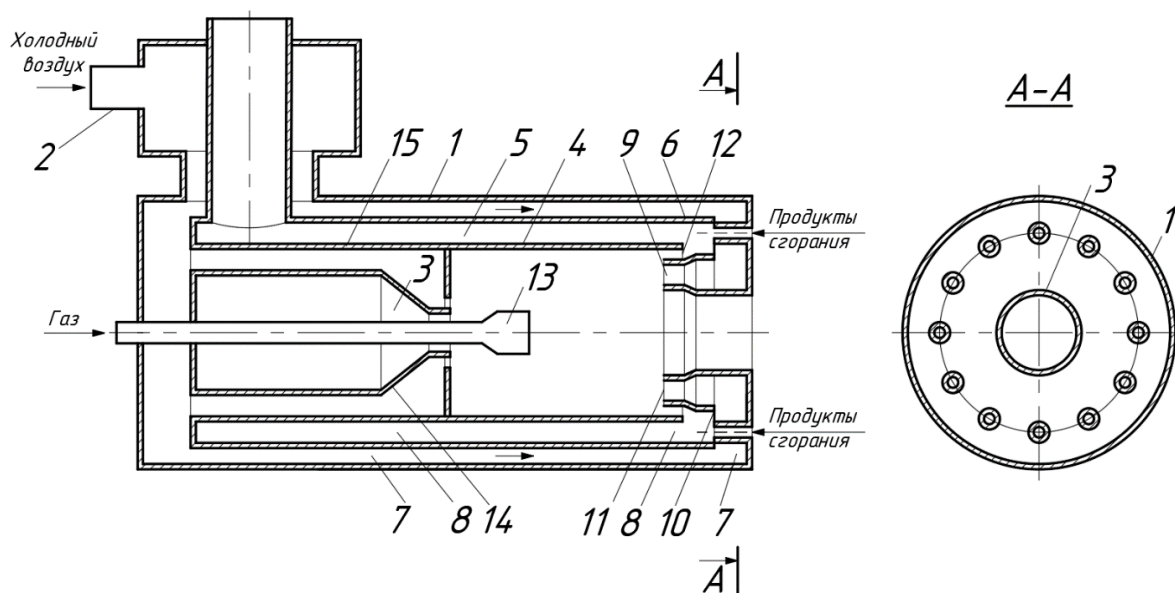
Одним из успешных примеров внедрения рекуперативно-горелочных блоков является техническое перевооружение термических печей на предприятии ОАО «Турбодеталь» в г. Челябинск в 2004 году. На печах были установлены 44 немецкие рекуперативные горелки с радиальным подводом нагреваемого воздуха номинальной мощностью 160 кВт и рабочим диапазоном температуры 900...1000 °С. По сравнению с ранее применяемыми на печах

горелками ГНП-3 потребление газа снизилось на 50%, что позволило снизить затраты на покупку топлива за 2008-2010 годы более чем на 2 млн. рублей. [19].

Также стоит отметить техническое перевооружение в 2012 году термической печи с выкатным подом котельно-заготовительного цеха №23 ОАО «Уралхиммаш» в г. Екатеринбург. На данном объекте были установлены современные скоростные рекуперативные горелки и внедрена модульная керамоволокнистая футеровка печи. В результате была достигнута экономия энергоресурсов за счет снижения потребления расхода газа. По сравнению с печью до модернизации эффективность возросла более чем на 50% в условиях одинаковой садки и температурного режима [109].

Исследования горелочно-рекуперативных блоков мощностью 140...200 кВт для промышленных печей показали, что продукты сгорания с температурой 750...1200 °С нагревают воздух, используемый для горения топлива, до 340...475 °С. На основе проведенных исследований рядом авторов были разработаны конструкции рекуперативных горелок [1, 4] со степенью рекуперации теплоты отходящих газов  $k_r = 0.358...0.459$  и увеличением экономии топлива на 21.4...33.9% [42]. В современных рекуперативных горелках коэффициент рекуперации может быть доведен до  $k_r = 0.6...0.7$ , что позволит экономить до 50% топлива за счет эффективного подогрева воздуха при температуре продуктов сгорания 600...1200 °С [55]. На рисунке 1.2 представлен вариант конструкции рекуперативной горелки для промышленных печей [2]. Горелка работает следующим образом. Воздух подается по патрубку 2 в корпус 1 и разделяется на два потока. Часть воздуха подается через кольцевой проем 15 в камеру 4, где смешивается с газом, поступающим из топливоподводящего узла 13. Другая часть воздуха подается в перфорированный канал 7 и через кольцевой зазор 9 – в камеру 4. Продукты сгорания поступают в средний канал 8, стенки которого омываются потоками воздуха, при этом часть продуктов сгорания через наружный канал 12 инжектируется в камеру 4, стабилизируя горение.

Стоит отметить, что применение одного осевого входа приводит к неравномерному распределению воздуха в рабочем пространстве рекуператора. В виду этого конструкция рекуперативной горелки имеет достаточно низкую эксплуатационную надежность, вызванную слабой интенсивностью охлаждения осевым воздушным потоком стен камеры сгорания 4 и корпуса горелки 1, что может приводить к их перегреву и разрушению, особенно вблизи выходного сопла горелки.



1 – корпус; 2 – воздухоподводящий патрубок; 3 – выходное сопло; 4 – камера сгорания; 5 – кольцевая полость; 6 – перегородка; 7 – периферийный канал; 8 – средний канал; 9 – кольцевой зазор; 10 – обечайка; 11 – внутренний канал; 12 – наружный канал; 13 – топливоподающий узел; 14 – полая вставка; 15 – кольцевой проем

Рисунок 1.2 – Вариант конструкции рекуперативной горелки

Помимо этого, большинство представленных на рынке рекуперативных горелок, таких как серии горелок Ecomax, Recumat, Recufire, Reco-SIK-RT, Uni-rad используют один подвод воздуха, что в свою очередь не может обеспечить достаточной равномерности распределения воздуха.

В своей работе Иванов И.Т. [22] экспериментально исследовал равномерность распределения воздуха в кольцевом канале щелевого рекуператора с использованием подкрашивания потока тушью. Были рассмотрены два варианта подвода теплоносителя: тангенциальный и радиальный. В результате исследования автор пришел к выводу, что двухсторонний тангенциальный подвод приводит к неравномерному заполнению кольцевого канала воздухом. Для обеспечения равномерного распределения потока автор предлагает использовать шесть радиальных подводов. Однако, использование радиальных подводов приводит к снижению турбулизации и смешивания потоков, что в свою очередь оказывает негативное влияние на теплообмен, а использование шести радиальных подводов значительно усложняет конструкцию рекуперативного устройства.

Дальнейшие исследования влияния конструктивных особенностей на аэродинамику щелевого рекуператора проводил Медиокритский Е.Л. [52]. В своей работе он обосновывает целесообразность применения тангенциального подвода воздуха к коллектору щелевого рекуператора с точки зрения энергетической эффективности и удобства эксплуатации рекуперативного устройства. Для уменьшения общего сопротивления и организации

аэродинамики автор предлагает устанавливать специальные ребра с плавными изменением угла к горизонтали по ходу воздуха. Однако при этом не было исследовано влияние данных рёбер, повышающих гидравлическое сопротивление канала, на энергетическую эффективность теплообменного оборудования.

В работах [34, 37, 42, 83, 87, 89, 90, 94, 104, 112, 114, 119] также приводятся данные, подтверждающие эффективность применения рекуператоров с закруткой потока нагреваемого теплоносителя. В работе [94] отмечается, что закрутка воздуха в рекуперативных устройствах может использоваться для повышения равномерности распределения потока при обтекании им рабочей теплопередающей поверхности в кольцевых каналах. В то же время закрутка потока позволяет значительно повысить интенсивность конвективного теплообмена в рабочем канале рекуператора, его тепловую эффективность и эксплуатационную надежность наиболее теплонапряженных элементов [34, 83, 94]. Интенсификация теплообмена при помощи закрутки потока в различных конструкциях рекуперативных теплообменных аппаратов привела к широкому распространению данного вида организации движения теплоносителя в различных областях промышленной техники.

В России наиболее активно изучением закрученных потоков занимались Г.Ф. Кнорре [24], Д.Н. Ляховский [48], Л.А. Вулис, Б.П. Устименко [14], М.А. Гольдштик [16], П.М. Михайлов [18, 61, 116], Л.Н. Сидельковский [99], А.В. Тонконогий [108], Халатов А.А. [112, 119], В.К. Щукин [15, 118, 119], Э.П. Волчков [12, 13], В.И. Терехов [12, 106], А.У. Пуговкин [80], А.Н. и К.А. Штым [116, 117], О.В. Митрофанова [59], С.Е. Барк, А.Л. Бергауз, И.Н. Власова [6], Пиралишвили Ш.А. [11, 77, 78] и др.

На кафедрах теплотехники, теплоэнергетики и теплотехники АЛТИ, АГТУ, САФУ исследованием аэродинамики и конвективного теплообмена закрученных потоков в циклонных устройствах различного технологического назначения на протяжении более 50 лет занимались: Сабуров Э.Н. [25, 25, 42, 65, 66, 86, 87, 87, 93, 95, 96], Карпов С.В. [25, 87, 87, 88, 93], Осташев С.И. [65, 66, 95, 96], Леухин Ю.Л. [34, 42, 44], Орехов А.Н. [63, 64], Усачев И.А. [110]. Смолина Н.В. [100], Козак О.А. [7], Кортеева И.А. [29], Загоскин А.А. [21], Д.А. Онохин [63] и др.

Известные научные школы по закрученным потокам созданы и успешно развиваются в Новосибирске, Рыбинске, Екатеринбурге, Санкт-Петербурге, Самаре, Архангельске, Владивостоке и других городах страны.

Циклонные рекуперативные устройства, в которых генерируется сильно закрученный высокотурбулентный поток газов, обеспечивают значительную интенсификацию процесса конвективного переноса теплоты и равномерное распределение температуры. Они позволяют повысить скорость, качество и экономичность нагрева. Вследствие их пониженной тепловой

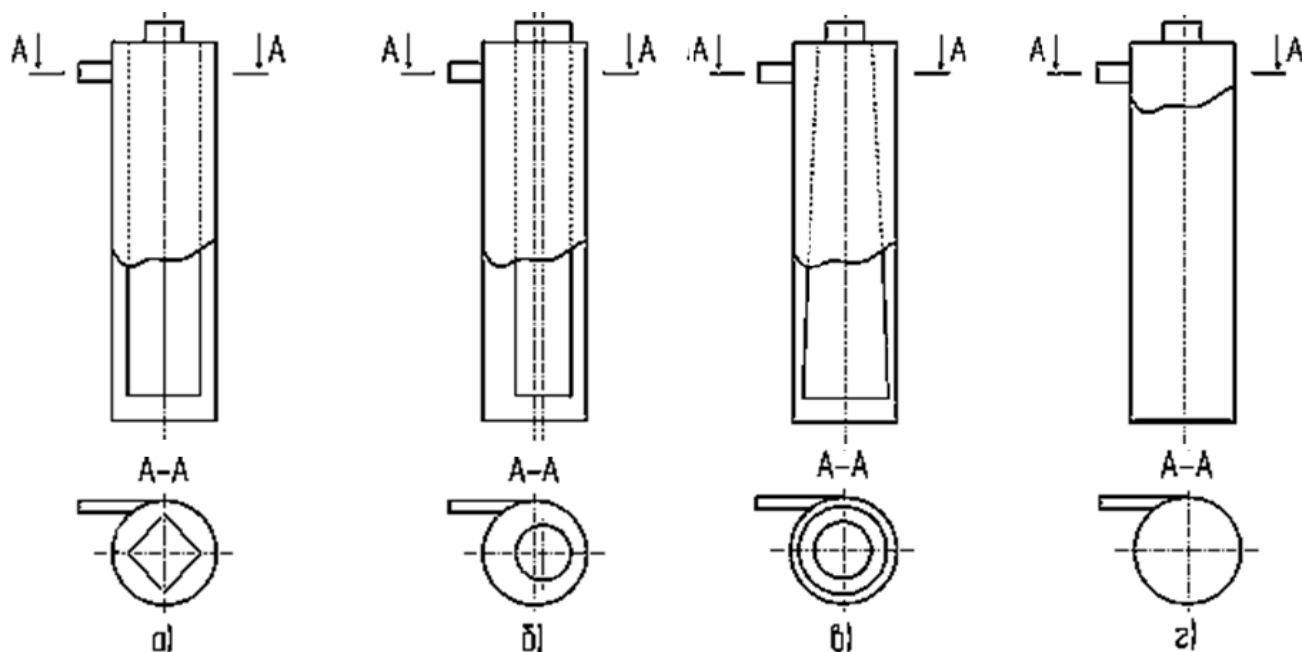
инерционности упрощается техническое обслуживание и регулирование режимных параметров, появляется возможность автоматизации процесса нагрева. Все это позволяет снизить капитальные вложения и эксплуатационные затраты, решить вопросы охраны окружающей среды, что соответствует современным тенденциям развития промышленности. Помимо этого, интенсификация конвективного теплообмена (при заданном температурном уровне процесса) является практически единственным средством дальнейшего повышения уровня конвективного теплообмена и теплотехнического совершенствования циклонных рекуперативных устройств. В связи с этим можно сделать вывод о перспективности исследований в области изучения закрученных турбулентных потоков в циклонно-вихревых рекуперативных устройствах. Например, значительное увеличение коэффициентов теплоотдачи за счет закрутки потока на наиболее термически напряженных участках камеры сгорания и корпуса горелки, особенно вблизи выходного сопла, позволит существенно снизить максимальные температуры и, следовательно, повысить эксплуатационную надежность рекуперативной горелки.

Стоит отметить вихревые трубы, использующие эффект Ранка-Хилша, который заключается в энергоразделении закрученного потока. Принцип работы вихревой трубы Ранка-Хилша заключается в следующем: газ подаётся в вихревую камеру через специальный закручиватель с тангенциальными шлицами, из-за закрутки температура газа в приосевой зоне значительно меньше, чем в пристеночной, когда газ доходит до дросселя, который установлен в обратной от закручивателя стороне, газ с более высокой температурой в пристеночной зоне выходит из вихревой трубы, а газ с меньшей температурой в приосевой зоне отражается и движется к диафрагме, которая установлена вблизи закручивателя. Благодаря такой организации движения происходит разделение газа на горячий и холодный потоки. Данному сложному аэродинамическому процессу посвящено достаточно много исследований и публикаций, таких авторов как: В.С. Мартыновский, В.П. Алексеев [50], А.И. Леонтьев [32], А.П. Меркулов [56] и Ш.А. Пиралишвили [11, 77, 78]. Однако, на практике данные устройства не получили значительного распространения для охлаждения и нагревания газов.

Помимо этого, закрутка потока может быть использована для интенсификации теплообмена в трубке Фильда [68], которая представляет из себя две соосные трубы с различными диаметрами. При этом труба меньшего диаметра с открытым торцом помещена в трубу большего диаметра с закрытым торцом. Принцип работы трубки Фильда, которая помещена в некоторый нагретый объем, заключается в следующем: теплоноситель движется по каналам, образованным трубами с различными диаметрами, при этом поток разворачивается на  $180^\circ$ , дополнительно подогревается и отводится из теплообменной установки. Данная конструкция позволяет интенсифицировать теплообмен, однако вызывает существенный рост

гидравлического сопротивления внутренней полости трубки Фильда, что снижает энергетическую эффективность теплообменного элемента в целом.

На рисунке 1.3 представлены варианты конструкций теплообменных элементов модульного рекуператора универсального назначения, сходные с конструкцией трубок Фильда, и использованием закрученного потока [69, 70, 71, 72].



а – с внутренним каналом квадратного исполнения; б – с внутренним каналом со смещенной осью; в – с внутренним каналом конусообразного исполнения; г – с искусственно шероховатым дном

Рисунок 1.3 – Варианты компоновки циклонного теплообменного элемента рекуператора

Общим для всех приведенных конструкций является то, что циклонный рекуперативный теплообменный аппарат состоит из цилиндрической трубы, которая заглушена с одного конца. С обратной стороны рекуператора находятся патрубки для подвода и отвода воздуха. Причем подвод воздуха осуществляется тангенциально по отношению к боковой поверхности трубы для генерации закрученного потока.

Основной особенностью конструкции (а) является то, что из-за квадратной формы внутреннего канала закручиваемый поток срывается с ребер, а у граней образуются вихревые токи. Благодаря этому ликвидируется стабилизирующее влияние центробежных сил, что приводит к интенсификации теплоотдачи на внутренней поверхности наружной трубы. Вследствие сужений и расширений по ходу движения потока происходит изменение скорости в этих местах, что позволяет интенсифицировать процесс теплоотдачи на внутренней стороне наружной трубы. Однако, при данной конструкции происходит раскрутка потока по длине канала, что приводит к значительной неравномерности плотности теплового потока по высоте.

Это может вызвать снижение эксплуатационных характеристик и преждевременный выход из строя рекуператора.

Основная особенность компоновки (б) заключается в том, что из-за смещения оси внутренней трубы поток становится периодически неустойчивым и обтекание становится ударно-отрывным, ликвидируется стабилизирующее влияние центробежных сил и интенсифицируется теплоотдача на поверхности. Вследствие сужения проходного сечения скорость в этом месте возрастает, что, как и в варианте (а), позволяет интенсифицировать процесс теплоотдачи на внутренней стороне наружной трубы. Однако, как и в варианте (а), происходит раскрутка потока по длине канала и в результате смещения цилиндра из-за возникающих отрывных течений, которые «гасят» закрученный поток. Это, в свою очередь, так же приводит к неравномерности нагрева поверхности теплообмена и повышению термического напряжения материала поверхности.

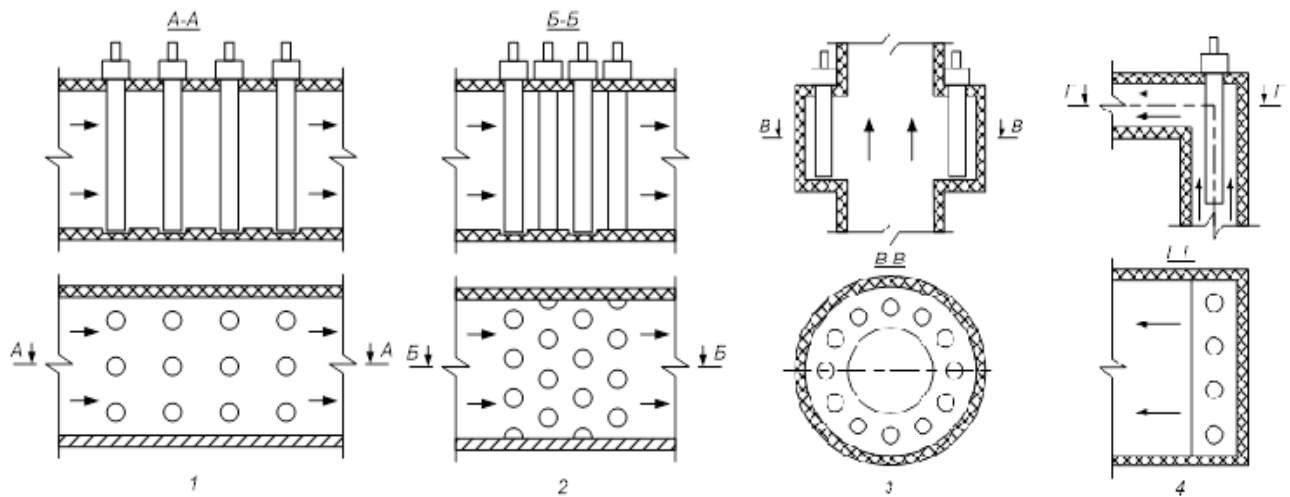
Основной особенностью конструкции (в) является то, что из-за увеличения диаметра внутренней трубы и уменьшения проходного сечения продольная составляющая полной скорости потока возрастает. Несмотря на то, что происходит частичная раскрутка потока, интенсивность теплоотдачи увеличивается. Это способствует выравниванию по длине кольцевого канала интенсивности теплоотдачи. Однако авторы патента не приводят никакой доказательной базы, которая обосновывала бы данный вывод.

Основная особенность конструкции (г): при трении потока о шероховатую поверхность днища нарушается его динамическое равновесие, что приводит к интенсификации теплоотдачи как на самом днище, так и на боковой поверхности теплообменного элемента рекуператора. Однако, из-за раскрутки потока теплоноситель не дойдет до шероховатого днища, что не позволит использовать этот эффект для интенсификации теплообмена.

Рекуперативные теплообменные аппараты, рассмотренные выше, могут компоноваться в модули необходимых размеров. На рисунке 1.4 показаны различные способы установки модульных рекуператоров в горизонтальных и вертикальных газоходах.

Стоит отметить, что при значительной температуре уходящих газов только первый ряд по ходу движения воздуха следует выполнять из высоколегированной стали, последующие ряды можно изготавливать из менее дорогих материалов, что значительно снижает стоимость модульного рекуператора. Рекуператорами обеспечивается подогрев воздуха, используемого для горения топлива, до  $300\div 500^{\circ}\text{C}$  при температуре уходящих газов  $700\div 1200^{\circ}\text{C}$ .





1,2 – варианты компоновки в горизонтальном газоходе; 3,4 – варианты компоновки в вертикальном газоходе

Рисунок 1.4 – Примеры вариантов компоновки модульного рекуператора

Для всех перечисленных конструкций рекуперативных устройств общим является то, что их основной рабочий элемент – кольцевой канал с течением в нем нагреваемого теплоносителя – воздуха. Закрутка воздушных потоков при этом осуществляется с помощью циклонных генераторов закрутки.

Основной задачей инженерного проектирования любых теплообменных аппаратов, является обеспечение эксплуатационной надежности конструкции при умеренных капитальных затратах и эксплуатационных расходах [39, 94]. Капитальные затраты зависят от качества металла поверхностей нагрева, сложности конструкции, ее монтажа, стоимости дополнительного оборудования и т.д. Эксплуатационные расходы определяются в основном расходом энергии на преодоление аэродинамических сопротивлений, обслуживание и текущий ремонт рекуператоров. Исходя из этих задач возникает вопрос о повышении энергоэффективности теплообменных устройств. Одним из основных способов увеличения энергоэффективности рекуперативных теплообменников является использование методов интенсификации теплообмена.

## 1.2 Исследования аэродинамики закрученных потоков в каналах

Как было отмечено ранее, одним из наиболее эффективных способов интенсификации теплообмена в кольцевых каналах является закрутка потока теплоносителя за счет повышения скорости течения у теплопередающей поверхности и увеличения турбулентности потока [83]. Однако исследование интенсификации теплообмена основывается на предварительном изучении

особенностей аэродинамики закрученного потока, отличающейся большой сложностью и пространственностью течения [87, 88, 93].

Рассмотрим аэродинамические характеристики кольцевого канала, подключенного к генератору закрутки. Генератор закрутки представляет из себя цилиндрическую циклонную камеру, к которой тангенциально, через прямоугольные входные каналы (шлицы), подводится воздух. Аэродинамика закрученного потока в кольцевом канале характеризуется изменением всех параметров по длине в зависимости от продольной безразмерной координаты  $\bar{z} = z/d_2$ , отсчитываемой от начала кольцевого канала, и определяется отношением диаметров  $d_1/d_2$ .

При течении жидкости в кольцевом канале на внутренней и внешней поверхности образуются гидродинамические пограничные слои. Вне пограничных слоёв наблюдается ядро потока – область течения, в которой скорость потока равна его скорости на входе в канал. По мере удаления от входа толщины пограничных слоёв  $\delta_1$  и  $\delta_2$  на обеих поверхностях увеличиваются, а область ядра потока сокращается до тех пор, пока при длине гидродинамического начального участка  $x = l_{н.г.}$  пограничные слои не сомкнутся и заполнят всё сечение кольцевого канала. Начиная с этого расстояния, профиль скорости перестаёт изменяться по длине. Также в потоке можно выделить тепловые пограничные слои, температура которых изменяется в направлении по нормали к стенкам, и изотермическое ядро, температура жидкости в котором равна температуре на входе в канал. Толщины тепловых пограничных слоев  $\delta_{т1}$  и  $\delta_{т2}$  увеличиваются по мере удаления жидкости от входа, а размер изотермического ядра сокращается. На расстоянии от входа длины термического начального участка  $x = l_{н.т.}$  эти слои смыкаются, и изотермическое ядро исчезает. При дальнейшем движении потока температура его в любой точке канала изменяется как по радиусу, так и по длине [33].

Вектор полной скорости в любой точке пространства можно описать тремя цилиндрическими компонентами скорости: тангенциальной  $w_\phi$ , осевой  $w_z$  и радиальной  $w_r$ . Данные составляющие полной скорости закрученного потока по характеру изменения можно разделить на три области: область осесимметричного ядра, приторцевая область течения и периферийная зона течения [59]. Для коротких циклонных камер тангенциальная составляющая  $w_\phi$  в ядре потока имеет превалирующее значение по сравнению с остальными компонентами скорости [89]. В случае с длинными циклонными камерами происходит плавное перестроение потока, и превалирующими в равной степени становятся тангенциальная  $w_\phi$  и осевая  $w_z$  составляющие. Однако, в большинстве случаев считается, что наибольший вклад в повышение уровня конвективного теплообмена вносит вращательное движение [89, 112, 124].

В работе [83] показано, что при таком типе рассматриваемой геометрии распределение безразмерных избыточных давлений на внешних  $\bar{P}_{с.ст.2} = P_{с.ст.2}/\rho w_{ср}^2$  (где  $w_{ср}$  – среднемассовая

скорость в кольцевом канале) и внутренних  $\bar{P}_{c.ст.1} = P_{c.ст.1}/\rho w_{cp}^2$  поверхностях свидетельствует о наличии отрывных течений на входе в кольцевой канал из генератора закрутки.

Для закрученных потоков выделяется одна важная характеристика – угол закрутки потока  $\varphi$ . Данный показатель определяется углом между осевым направлением и вектором полной скорости. Влияние трения и вязкости приводит к постепенному уменьшению угла  $\varphi$  с увеличением  $\bar{z}$ , то есть к раскрутке потока по длине кольцевого канала. Причем угол закрутки на внутренней стенке  $\varphi_1$  больше угла закрутки на внешней стенке  $\varphi_2$ , что объясняется различными условиями течения потока у выпуклой и вогнутой поверхностей канала. У выпуклой поверхности кольцевого канала скорость потока значительно меньше, чем у вогнутой, так как положительный градиент давления препятствует течению в сторону выходного сечения. Раскрутка потока по длине канала в свою очередь приводит к перестроению полной скорости и её составляющих. Так по длине кольцевого канала с увеличением  $\bar{z}$  происходит уменьшение максимального значения полной скорости  $V_m$  и её тангенциальной  $\bar{w}_{\varphi m}$ , и осевой  $\bar{w}_{zm}$  составляющих. Наиболее значительно изменяется тангенциальная составляющая, которая отвечает за вращательное движение. Уменьшение полной скорости  $V_m$  по длине кольцевого канала пропорционально  $\bar{z}^{-0.5}$ .

В качестве количественной характеристики вращательного движения широкое применение получил интегральный параметр закрутки  $S$ , показывающий соотношение осевой составляющей потока момента импульса  $M$  и осевой составляющей потока импульса  $K$  [17, 59, 87, 112, 124, 127, 134]. Впервые данный параметр закрутки упоминается в работе [126] и носит название параметра Хигера-Бэра:

$$S = \frac{M}{K \cdot r_2}, \quad (1.1)$$

где  $M$  – местная осевая составляющая потока момента импульса, характеризующая количество вращательного движения:

$$M = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} \rho w_z w_\varphi r^2 dr; \quad (1.2)$$

$K$  – местная осевая составляющая потока импульса:

$$K = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} \rho w_z^2 r dr; \quad (1.3)$$

$r_1$  и  $r_2$  – внутренний и внешний радиусы трубы (при  $r_1 = 0$  – это обычная цилиндрическая труба,  $r_1 \neq 0$  – для кольцевых каналов).

В своей работе Н. Хэй и П.Д. Вест [134] исследуют несимметричный затухающий закрученный поток в круглой трубе с относительной длиной  $l/d = 18$ . Результаты экспериментов показывают, что на входе образуются более высокие тангенциальные скорости, которые сохраняются по всей длине трубы. При этом авторы отмечают, что местная степень закрутки  $S$  достаточно точно характеризует течение и может быть использована для анализа теплообмена в закрученном потоке. В результате анализа полученных данных по аэродинамике при одном тангенциальном подводе была получена следующая эмпирическая корреляционная зависимость:

$$S = 1,72 \exp(-0.04l/d). \quad (1.4)$$

Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев, А.Н. Орехов и др. в работах [34, 83] приводят уравнение, описывающее изменение интегрального параметра закрутки по длине кольцевого канала, которое справедливо в диапазоне  $S = 0.8 \dots 19$ :

$$\frac{S}{S_{\text{вх}}} = \exp\left(-0.122\left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right)^{0.8} \bar{z}\right), \quad (1.5)$$

где  $S_{\text{вх}}$  – интегральный параметр закрутки на входе в кольцевой канал;  
 $\bar{z} = \bar{r} \cdot \text{tg} \varphi$  – безразмерный комплекс.

Авторы на основе обработки экспериментальных данных предлагают уравнение для нахождения максимальной полной скорости и угла закрутки на внешней стенке кольцевого канала  $\text{tg} \varphi_2$  в зависимости от интегрального параметра закрутки потока:

$$\bar{V}_m = 0.1 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-5.5} S, \quad (1.6)$$

$$\text{tg} \varphi_2 = 0.41 \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right)^{0.93} S^{1.3}. \quad (1.7)$$

Связи между интегральным параметром закрутки  $S$  и углами закрутки на внутренней  $\text{tg} \varphi_1$  и внешней  $\text{tg} \varphi_2$  поверхностях кольцевого канала были определены в работе [112]:

$$\text{tg} \varphi_1 = 1.11 \cdot S^{1.3}, \quad (1.8)$$

$$\text{tg} \varphi_2 = 1.18 \cdot S^{1.1}. \quad (1.9)$$

В достаточно узких кольцевых каналах  $d_2/d_1 > 0.9$  для нахождения среднего угла закрутки предлагается использовать следующее уравнение:

$$\operatorname{tg}\varphi_{\text{cp}} = 2 \frac{\sqrt{A}}{(1-A)}, \quad (1.10)$$

$$A = \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_{\text{cp}}} - 1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_{\text{cp}}} + 1} \exp\left(\frac{-\zeta(x - x_0)}{d_3}\right), \quad (1.11)$$

где  $x_0$  – сечение канала с известным значением среднего угла закрутки.

Каналы устройств, в том числе и кольцевые каналы, использующие закрутку потока, обычно разделяют на два участка – начальный и основной [83, 87]. Компоненты полной скорости, статического и полного давления на начальном участке сильно зависят от способа закрутки потока. Например, геометрия закручивающего устройства на начальном участке канала может генерировать отрыв потока на внешней стенке, который вызывает значительную перестройку профиля осевой скорости  $w_z$ . В работах [83, 87, 112, 113, 119, 134] приводятся экспериментальные данные, показывающие, что протяженность начального участка  $l^*$  может в различных ситуациях варьироваться в пределах  $l^* = (0.5 \dots 5)d_2$ .

На основном участке исследуемой области  $l$  влияние геометрических характеристик закручивателя не оказывает сильного влияния на распределение профилей тангенциальной  $w_\varphi$  и осевой  $w_z$  скорости, а зависит исключительно от интенсивности закрутки потока, которая характеризуется ранее введенным параметром закрутки  $S$ . Распределение полной скорости на основном участке кольцевого канала можно представить в виде следующего степенного уравнения [34, 83]:

$$\frac{V}{V_m} = \left(\frac{r}{\delta_m}\right)^n, \quad (1.12)$$

где  $r$  – текущий радиус;

$\delta_m$  – расстояние от стенки до максимума полной скорости.

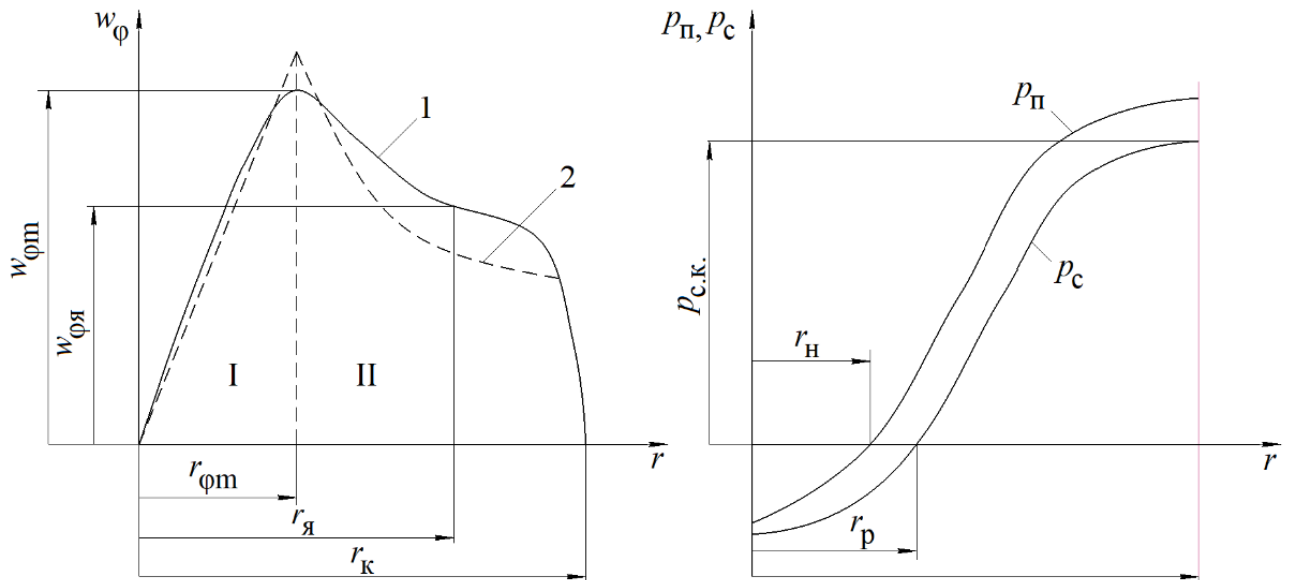
Показатель  $n$  в уравнении (1.12) зависит от расположения максимума полной скорости:

$$n = \begin{cases} 1/7 & \text{при } r_1 < r < r_m \\ 1/14 & \text{при } r_m < r < r_2 \end{cases}. \quad (1.13)$$

Стоит отметить, что центростремительные силы, возникающие при закрутке потока, оказывают турбулизирующее влияние на течение у вогнутой поверхности, повышающее интенсивность теплоотдачи на внешней стенке, и стабилизирующее у выпуклой поверхности, которое снижает теплоотдачу на внутренней стенке. В то же время особые условия истечения потока из генератора закрутки в кольцевой канал увеличивают турбулентность за счет срыва

потока и образования вихрей при резком сужении. Этот факт приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности начального участка кольцевого канала, особенно в относительно коротких каналах.

Помимо этого, при превышении некоторого порогового значения числа закрутки потока  $S^*$ , которое оценивается в работах [17, 112, 113, 119] в интервале  $0.23 < S^* < 0.30$ , происходит разделение профиля тангенциальной скорости  $w_\varphi$  на две зоны, как показано на рисунке 1.5.



1 – экспериментальный профиль тангенциальной скорости закрученного потока; 2 – теоретический профиль тангенциальной скорости закрученного потока; I – зона квазитвердого вращения потока; II – зона квазипотенциального потока

Рисунок 1.5 – Распределение тангенциальной скорости  $w_\varphi$ , статического  $p_c$  и полного  $p_\pi$  давлений по радиусу  $r$  при  $S > S^*$

Ядро потока, как видно из рисунка 1.5, занимает основное пространство рабочего объема. Внешней границей ядра потока служит поверхность с радиусом  $r_{\text{я}}$ . В пределах ядра потока тангенциальная скорость имеет свое максимальное значение  $w_{\varphi m}$ . Достаточно часто максимальную тангенциальную скорость  $w_{\varphi m}$  принимают в качестве масштабной величины для компонент полной скорости потока.

В работах [112, 119] на основе обобщенных физических экспериментов, связанных с затухающими закрученными течениями, предложена следующая зависимость для определения максимального значения тангенциальной скорости  $w_{\varphi m}$  в зависимости от параметра закрутки  $S > 0.23$ :

$$w_{\varphi m} = 2.18 \overline{w_2} S^{0.78}. \quad (1.14)$$

Зона возрастания тангенциальной составляющей скорости  $w_\varphi$  при увеличении радиуса  $r$  называется внутренней зоной и характеризует квазитвердое вращение потока. Зона убывания тангенциальной составляющей скорости  $w_\varphi$  обратно пропорционально радиусу  $r$  называется внешней зоной и характеризует квазипотенциальный безвихревой поток. Две эти зоны разделены небольшим по радиальной протяженности переходным участком, который расположен на радиусе положения максимума тангенциальной составляющей скорости  $r_{\varphi m}$ . В работах [112, 119], предложена следующая зависимость для положения максимума тангенциальной составляющей скорости  $r_{\varphi m}$  в зависимости от параметра закрутки  $S > 0.5$ :

$$r_{\varphi m} = 0.56 r_k S^{0.69}. \quad (1.15)$$

В интервале  $0.23 < S < 0.5$  положение  $r_{\varphi m} = 0.35 \dots 0.37$ , при  $0.17 < S < 0.23$  происходит постепенное вырождение максимума тангенциальной скорости  $w_{\varphi m}$ , а при  $S < 0.17$  максимум тангенциальной скорости  $w_{\varphi m}$  отсутствует.

Для описания экспериментального профиля тангенциальной скорости используются эмпирические корреляционные зависимости, построенные по типу комбинированного вихря Рэнкина или Бюргерса, например [59]:

$$w_\varphi(r, l) = w_\varphi(r_k, l) \frac{r_k}{r} \left( 1 - \exp\left(B(l) \left(\frac{r}{r_k}\right)^2\right) \right), \quad (1.16)$$

где  $B(l)$  – эмпирический коэффициент.

В работе [120] эмпирический коэффициент  $B(l)$  находится по следующей зависимости, которая в том числе учитывает параметр закрутки  $S$ :

$$B(l) = 0.89 + 0.75 S^{0.5} e^{-2.4 S}, \quad (1.17)$$

Теоретически распределение тангенциальной скорости  $w_\varphi$  можно определить следующим образом [59]:

$$w_\varphi = \begin{cases} \omega r & \text{при } 0 < r < r_{\varphi m} \\ \frac{w_{\varphi m}}{\eta} & \text{при } r_{\varphi m} < r < r_k \end{cases}, \quad (1.18)$$

где  $\omega$  – угловая скорость;  
 $\eta = r/r_{\varphi m}$  – безразмерная координата.

Как видно из рисунка 1.5, теоретически тангенциальная скорость в зоне I хорошо соответствует квазитвердому характеру вращения потока и описывается уравнением  $w_\varphi = \omega r$ . На

участке расположения максимума тангенциальной составляющей скорости  $r_{\text{фм}}$  экспериментальный профиль имеет более сглаженный характер по сравнению с теоретическим распределением. В зоне квазипотенциального течения II теоретический профиль скорости  $w_{\text{ф}} = w_{\text{фм}} / \eta$  несколько отличается от экспериментального. Такой характер распределения тангенциальной скорости соответствует модели комбинированного вихря Рэнкина [93]. Для устранения излома профиля тангенциальной скорости следует учитывать влияние вязкости. В работе 1948 года Дж. М. Бюргерс [123], учитывая вязкость потока, решил уравнения Навье-Стокса для описания турбулентных закрученных течений и получил профиль тангенциальной скорости, который описывается в безразмерном виде следующим образом:

$$\bar{w} = \frac{1.39}{\eta} (1 - \exp(-1.26\eta^2)), \quad (1.19)$$

где  $\bar{w} = w_{\text{ф}} / w_{\text{фм}}$  – безразмерная тангенциальная скорость.

В 1954 году Л.А. Вулисом и Б.П. Устименко [14] предложены уравнения для расчета аэродинамических характеристик закрученного потока в циклонной камере.

$$\bar{w} = \frac{2\eta}{1+\eta^2}, \quad (1.20)$$

$$\bar{u} = -32\alpha^2 \frac{[(1+\eta^2) + 6\eta^2]}{4(1+\eta^2)} \xi, \quad (1.21)$$

$$\bar{v} = 16\alpha^2 \frac{\eta(1-\eta^2)}{(1+\eta^2)^3}, \quad (1.22)$$

$$\bar{p} = 2 \left( 1 - \frac{2}{1+\eta^2} \right) + \frac{2}{3} \alpha^2 \left[ \frac{2}{(1+\eta^2)^3} - 1 \right], \quad (1.23)$$

где  $\xi = l/r_{\text{фм}}$  – безразмерная продольная координата,  
 $\alpha$  – постоянная, характеризующая турбулентную структуру потока.

Стоит отметить, что уравнения (1.20), (1.21) и (1.22) применимы при условии осесимметричности потока, при этом градиент давления по радиусу должен быть гораздо больше, чем по длине, а составляющие полной скорости должны удовлетворять следующему условию  $w_r \ll w_z \ll w_{\text{ф}}$ . Помимо этого, данный подход подразумевает, что известны величины максимальной тангенциальной скорости  $w_{\text{фм}}$ , радиуса её расположения  $r_{\text{фм}}$  и постоянной  $\alpha$ , которая зависит от геометрии циклонной камеры.



Более совершенный вид уравнения (1.20) предложен в работе П.М. Михайлова и А.Н. Штыма [116] в 1965 году:

$$\bar{w} = \left( \frac{2\eta}{1+\eta^2} \right)^n, \quad (1.24)$$

где  $n$  – постоянная, характеризующая конструкцию циклонной камеры.

В данном случае уравнение применимо при осесимметричности потока, при этом изменение безразмерной тангенциальной скорости  $\bar{w}$  должно удовлетворять следующему условию  $\partial \bar{w} / \partial \eta \gg \partial \bar{w} / \partial \xi$ . При этом постоянная  $n$  определяется в соответствии условием устойчивости Рэля для вращающихся жидкостей:  $n = (\eta_x^2 + 1) / (\eta_x^2 - 1)$ .

В своих дальнейших работах П.М. Михайлов совместно с М.А. Деветериковой [18] предложили новую аппроксимацию тангенциальной скорости в области ядра потока:

$$\bar{w} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{b^2} \left( \eta - \frac{1}{\eta} \right)^2}}, \quad (1.25)$$

где  $b$  – постоянная, определяемая отношением квазитвердой к квазипотенциальной зоне  $\bar{w} = \bar{w}(\eta)$  при значении  $\bar{w} = \sqrt{0.5}$ .

В работах [25, 93] С.В. Карпов и Э.Н. Сабуров приводят уравнение для расчета более сложной картины течения закрученного потока:

$$\bar{w} = \left( \frac{2\eta}{1+\eta^\chi} \right)^n, \quad (1.26)$$

где  $\chi$  – параметр, определяемый условиями крутки потока,  $\chi = 1.87$  [93].

Помимо этого предложено определять постоянную  $n$  в уравнении (1.24) из условия существования максимальной угловой скорости  $\omega_m$ , которая достигается на радиусе  $0 \leq \eta_{\omega m} \leq 1$ . При этих условиях постоянная  $n$  будет находиться по следующему уравнению:

$$n = n_\omega = \frac{1 + \eta_{\omega m}^\chi}{1 - (\chi - 1)\eta_{\omega m}^\chi}, \quad (1.27)$$

В работах [25, 89] авторы с целью разработки инженерной методики расчёта приводят следующие упрощенные зависимости:

$$\bar{w} = \begin{cases} \frac{2\eta}{1+\eta} & \text{при } 0 < r < r_{\phi m} \\ \frac{2}{1+\eta} & \text{при } r_{\phi m} < r < r_k \end{cases}, \quad (1.28)$$

В работе Б.Р. Клайтона и Ю.С.М. Морси [127] исследуются основные характеристики турбулентных закрученных течений в кольцевом канале, образованном двумя коаксиальными цилиндрами. Экспериментальное изучение аэродинамики проводилось с использованием термоанемометров. В результате анализа полученных экспериментальных данных авторы показали, что на начальном участке кольцевого канала наблюдается распределение скорости потенциального потока в сторону увеличения поперечного градиента скорости. При увеличении расстояния вдоль по потоку пристеночный пограничный слой растет по толщине, а расположение максимальной тангенциальной скорости  $w_{\phi m}$  смещается от внутренней стенки. Радиальная скорость  $w_r$  растет по длине канала из-за вырождения закрученного потока.

Экспериментальное исследование закрученного течения в прямом кольцевом участке канала также рассматривали авторы Беттосчи и Сантоне в работе [121]. При помощи шарового зонда было выполнено измерение осевой и тангенциальной составляющих скорости в кольцевом канале. Относительный диаметр изучаемого кольцевого канала  $d_1/d_2 = 0.44$ . Воздух поступал в канал через радиальный коллектор, в котором были установлены регулируемые направляющие лопатки. Углы установки лопаток, измеренные от радиального направления, варьировались в пределах от  $19^\circ$  до  $75^\circ$ . В результате были получены и проанализированы профили скоростей в ряде сечений канала.

Китох в своей работе [135] делает подробный анализ распределений скорости в затухающих закрученных потоках. Автор отмечает, что спад крутки потока происходит в геометрической прогрессии, скорость не является постоянной, а зависит от интенсивности крутки потока и числа Рейнольдса. В работе [145] Солебрук отмечает, что тангенциальная скорость уменьшается в зависимости от коэффициента трения.

Из экспериментов следует, что вихрь оказывается очень стойким при высоких числах Рейнольдса и низких значениях коэффициента трения. Подобный вывод подтверждается в работе [148], где скорость распада вихря зависела от числа Рейнольдса так же, как и коэффициента трения. В той же работе высказываются предположения об экспоненциальном распаде только для низких чисел закрутки, в то время как для высоких это лишь приближение, поскольку имеются другие нелинейности.

В.К. Щукин и А.А. Халатов в работах [112, 119] провели значительное количество физических экспериментов по определению аэродинамической структуры затухающих закрученных потоков с различными типами генераторов закрутки. В результате обобщения

экспериментальных данных была получена зависимость параметра крутки  $S$  с максимальным углом закрутки потока на поверхности канала  $\varphi_\omega$ . Данную зависимость также подтвердили исследования Сено и Нагата [58], которые отметили, что отношение угла и параметра закрутки зависит от радиального распределения скорости. В работе [112] на основе обобщения экспериментальных данных было предложено уравнение

$$S = 0.86(\operatorname{tg}\varphi_\omega)^{1.2} \pm 18\% . \quad (1.29)$$

С точки зрения интенсификации теплообмена в закрученных потоках, в исследовании [133] предполагается, что эффективное число Рейнольдса  $\operatorname{Re}_{\text{эфф}}$ , основанное на использовании полной скорости вместо её осевой составляющей, должно быть принято в следующем виде:

$$\operatorname{Re}_{\text{эфф}} = \operatorname{Re} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi} . \quad (1.30)$$

В работе [40] Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров и В. Гарен предлагают в качестве критерия, который позволяет учесть совокупное влияние осевого и тангенциального движения на изменение осреднённых и пульсационных характеристик потока, число Рейнольдса, которое определяется следующим выражением

$$\operatorname{Re} = \sqrt{\operatorname{Re}_{\text{ср}}^2 + \operatorname{Re}_{\text{фм}}^2} = \operatorname{Re}_{\text{ср}} \sqrt{1 + w_{\text{фм}}^{-2}} . \quad (1.31)$$

где  $\operatorname{Re}_{\text{фм}} = w_{\text{фм}} d_s / \nu$  – число Рейнольдса вращательного движения.

Аэродинамическое сопротивление кольцевых каналов с закрученным потоком, используя суммарный коэффициент сопротивления, определяется в следующем виде [89]:

$$\zeta_{\text{фм}} = \frac{2\Delta p_{\text{II}}}{\rho_{\text{фм}} w_{\text{фм}}^2} , \quad (1.32)$$

где  $\Delta p_{\text{II}}$  – перепад полного давления на исследуемом участке;  
 $\rho_{\text{фм}}$  – плотность потока на радиусе максимума тангенциальной скорости  $r_{\text{фм}}$ .

Коэффициент сопротивления всего устройства  $\zeta_\Sigma$  удобно представить как сумму его составляющих: сопротивления закручивателя  $\zeta_z$ , канала  $\zeta_k$  и выходной составляющей  $\zeta_{\text{вых}}$ .

А.В. Сударев [149] приводит эмпирические корреляционные уравнения для расчета сопротивления начального участка кольцевого канала с закрученным потоком теплоносителя:

$$\zeta = 0.0162(1 + \operatorname{tg}\varphi_0)^{0.25} \pm 15\% . \quad (1.33)$$

Общее сопротивление по всей длине кольцевого канала с  $L = 26d_s$  будет равно:

$$\zeta_{\Sigma} = 0.0223(1 + \operatorname{tg} \varphi_0)^{0.35} \pm 15\%. \quad (1.34)$$

В работе [38] Ю.Л. Леухин, А.С. Скачков, Э.Н. Сабуров и В. Гарен приводят экспериментальные данные сопротивления рекуперативного устройства, состоящего из тангенциального завихрителя с присоединенным к нему кольцевым каналом. Авторы отмечают, что при увеличении отношения  $d_1/d_2$  доля сопротивления закручивающего устройства  $\zeta_z$  уменьшается с 48 до 32 %, а доля сопротивления кольцевого канала  $\zeta_k$  наоборот возрастает с 35 до 53%. При этом показано, что коэффициент сопротивления выхода потока из кольцевого канала  $\zeta^{\text{вых}}$  зависит от величины максимальной вращательной скорости в выходном сечении кольцевого канала и определяется уравнением:

$$\zeta^{\text{вых}} = \zeta_0^{\text{вых}} \left[ 1 + \left( w_{\text{фн}}^{\text{вых}} / V_{\text{ср}} \right)^{1.82} \right], \quad (1.35)$$

Н.А. Курбатская [30] получила уравнение суммарного коэффициента сопротивления кольцевых каналов с тангенциальным подводом воздуха, действительное в диапазоне относительных диаметров  $\bar{d} = 0.5 \dots 0.79$ , относительных высот входных шлицев  $\bar{h} = 0.43 \dots 1.6$  и относительных длин  $\bar{L} = 2 \dots 22.5$ :

$$\zeta_{\Sigma} = 0.93 \bar{F}^{-(0.25-0.05\bar{L})} \bar{d}^{-0.5} \varepsilon_1, \quad (1.36)$$

где  $\varepsilon_1$  – поправка на длину канала,  $\varepsilon_1 = 1 + 0.025(0.05\bar{L}^2 - \bar{L})$ .

Однако, все данные по коэффициентам сопротивления приведены для конкретной длины и геометрических характеристик устройства, что делает применение данных эмпирических уравнений весьма ограниченным.

В кольцевых и прямых каналах при различных режимах течения достаточно часто возникают вторичные вихри, которые вносят дополнительную диссипацию тепловой энергии. Если для центробежной силы  $F$  в любой точке выполняется условие  $\operatorname{rot} \mathbf{F} \neq 0$ , то в потоке возникает циркуляционное движение в виде парных вихрей, называемое вторичным течением первого рода [59, 118]. Помимо этого, при закрутке потока в кольцевых и круглых каналах, когда  $\operatorname{rot} \mathbf{F} = 0$ , при проявлении гидродинамической неустойчивости возникают вихревые структуры, совпадающие по оси с общим направлением потока и с чередующимся правым и левым. В работах [59, 118] такие течения называют вторичными течениями второго рода.

Неустойчивые течения, ограниченные двумя измерениями, начал экспериментально изучать М. Куэтт в 1890 году [128]. В его исследованиях изучался поток в кольцевом канале, образованном двумя концентрическими цилиндрами, при этом внутренний цилиндр был

неподвижен, а внешний вращался. В итоге было обнаружено, что сопротивление, оказываемое жидкостью на внутренний цилиндр, было пропорционально скорости внешнего цилиндра, при условии, что скорость была меньше определенной величины. При превышении этой скорости сопротивление увеличивалось. Это изменение автор объясняет переходом потока от стабилизированного к турбулентному движению.

В дальнейших исследованиях А. Маллок в 1896 году [139] получил схожие результаты с данными Куэтта. Помимо этого, он провел серию экспериментов, охватывающих случаи, когда внутренний цилиндр вращался, а внешний находился в состоянии покоя. В данной конфигурации была обнаружена неустойчивость потока для всех значений скорости вращения внутреннего цилиндра. Также была отмечена большая разница в отношении стабильности между случаями, когда внутренний и внешний цилиндры были зафиксированы. Это показывает, что в случае, когда внутренний цилиндр вращается при неподвижном внешнем цилиндре, возмущение носило сложный трехмерный характер.

Одно из важнейших исследований, связанных со вторичными вихрями, было проведено Д. Тейлором в 1923 году [150], в котором он изучал стабильность вязкой жидкости, находящейся между двумя вращающимися цилиндрами. Он показал, что при превышении угловой скорости внутреннего цилиндра некоторого значения поток жидкости становится неустойчивым. Данная неустойчивость представляют собой осесимметричные тороидальные вихри, которые имеют чередующиеся левое и правое вращение.

Г. Гёртлер в 1955 году [132] исследовал похожую задачу вращения двух коаксиальных цилиндров. Он впервые показал, что на вогнутых поверхностях действие центробежных сил в пограничном слое приводит к неустойчивости, которую наблюдал Д. Тейлор. На основе изучения влияния трехмерных возмущений на устойчивость потока Гёртлер определил параметр устойчивости, который можно представить в следующем виде [59]:

$$Go = \frac{u_{\infty} \delta^{**}}{\nu} \sqrt{\frac{\delta^{**}}{R}}, \quad (1.37)$$

где  $\delta^{**}$  – толщина потери импульса;  
 $R$  – радиус кривизны стенки;  
 $u_{\infty}$  – скорость на границе пограничного слоя.

При превышении  $Go$  определённого значения, который зависит от отношения толщины потери импульса к длине волны возмущения  $\delta^{**}/\lambda$ , в пограничном слое начинает формироваться неустойчивость течения. Как отмечается в работе [59], при закрутке потока в цилиндрических и кольцевых каналах на вогнутых поверхностях создаются благоприятные условия для возникновения вторичных вихрей второго рода наподобие вихрей Тейлора-Гертлера. В работе

[119] В.К. Шукин и А.А. Халатов отмечают, что для участка канала, непосредственно прилегающему к генератору закрутки, характерно формирование ламинарного пограничного слоя с вихрями Тейлора-Гёртлера.

Э.Н. Сабуров, С.В. Карпов и С.И. Осташев в работе [87] в ходе анализа аэродинамики кольцевого канала с закрученным потоком и отношением диаметров  $d_1/d_2 = 0.826$  отметили, что центостремительные силы, возникающие при закрутке потока, оказывают турбулизирующее влияние на вогнутой поверхности кольцевого канала, а на выпуклой поверхности кольцевого канала - стабилизирующее. Данный характер течения подтверждается экспериментальными данными по сопротивлению трения, полученными по методу Престона:

$$C_{f1} = 0.0297 \text{Re}_m^{-1/4}, \quad (1.38)$$

$$C_{f2} = 0.0183 \text{Re}_m^{-2/15}, \quad (1.39)$$

где  $C_{f1} = 2\tau_1/\rho V_m^2$ ,  $C_{f2} = 2\tau_2/\rho V_m^2$  – коэффициенты сопротивления трения для внутренней и внешней поверхностей канала;

$\tau_1, \tau_2$  – напряжения поверхностного трения для этих поверхностей канала;

$\text{Re}_m = V_m \delta_m / \nu$  – число Рейнольдса.

Отмеченные особенности могут при определенных условиях привести к возникновению вторичных вихрей в кольцевом канале с закрученным течением потока.

### 1.3 Исследования теплообмена закрученных потоков в каналах

Интенсификация теплообмена — это эффективный способ оптимизации энергетических затрат на работу теплообменных агрегатов. Среди методов интенсификации можно выделить три основные группы: активные, пассивные и комбинированные. Все эти методы основаны на дополнительной искусственной турбулизации потока с целью обеспечить более интенсивное отведение тепла от пристенных слоев жидкости.

Активным методом интенсификации называется процесс, при котором для увеличения теплообмена используется дополнительная внешняя энергия. Например, к активным методам интенсификации теплообмена относятся: вибрация теплообменной поверхности или жидкости, воздействие электростатического, акустического или магнитного полей, перемешивание жидкости или вращение поверхностей теплообмена и т.д. [60]. Однако стоит отметить, что при использовании активных методов интенсификации значительно усложняется конструкция

теплообменных аппаратов. Поэтому в промышленности и энергетике преимущественно используются пассивные методы интенсификации теплообмена.

Пассивным методом интенсификации называется процесс, при котором для увеличения теплообмена не требуется дополнительный подвод энергии. Примерами пассивного метода интенсификации являются: установка продольного или поперечного оребрения поверхности теплообмена, различной формы выступы, впадины, лунки, а также закрутка потока. Данный подход позволяет создавать простые и надежные в эксплуатации теплообменные агрегаты.

Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер и С.А. Ярхо [23] рассматривают критерии оптимального метода интенсификации теплообмена в цилиндрических трубах и кольцевых каналах. Авторы выделяют следующие важные условия для правильной постановки целей и задач по интенсификации теплообмена:

- допустимая величина массы и габаритных размеров в изучаемом классе конструкций рекуперативных теплообменных устройств. Задачи обычно сводятся к уменьшению массы и габаритных размеров теплообменных устройств и к снижению температурного напора;
- допустимая величина затрат энергии на прокачку теплоносителя при интенсификации теплообмена. Все известные способы интенсификации связаны с дополнительной турбулизацией потока теплоносителя, что в свою очередь связано с ростом коэффициента гидравлического сопротивления. Тем самым для определения целесообразности интенсификации необходимо сравнить каналы с искусственной турбулизацией потока и гладкие каналы без этих устройств;
- знание особенностей и структуры теплообмена в турбулентном потоке позволяет определять влияние турбулентных пульсаций на интенсификацию теплоотдачи;
- технологичность изготовления теплообменного устройства с интенсификацией теплоотдачи, удобство и надежность эксплуатации.

Помимо оптимизации формы рабочего объема применительно к течению однофазных теплоносителей имеются способы интенсификации теплоотдачи при помощи оребрения, шероховатых поверхностей, закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами и др. [5, 59, 131].

Наиболее эффективным способом интенсификации является применение комбинированных методов. Например, сочетание турбулизаторов с закруткой потока. Однако, стоит отметить, что для практического применения необходимо учитывать технологичность изготовления и сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, особенности эксплуатации и т.д. Все эти критерии существенно ограничивают выбор методов интенсификации для проектируемой конструкции.

Для более эффективного применения интенсификации теплообмена с помощью закручивающих элементов различной геометрии в инженерной практике проводятся

предварительные расчеты, которые позволяют подобрать оптимальный коэффициент теплоотдачи. В теплоэнергетике для расчета теплообменных агрегатов наиболее часто применяются следующие подходы получения расчетных уравнений конвективного теплообмена:

- уравнения, полученные интегральным методом решения задачи теплообмена;
- уравнения, полученные обобщением данных эксперимента.

Одно из первых классических эмпирических корреляционных уравнений для прямых внутренних турбулентных осесимметричных потоков в круглых трубах было получено Диттусом и Боелтером в 1930 году и имело следующий вид [130]:

$$\text{Nu} = a \text{Re}^b \text{Pr}^c, \quad (1.40)$$

где  $\text{Nu}$ ,  $\text{Re}$ ,  $\text{Pr}$  – числа Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля,  $a = 0.023$ ,  $b = 0.8$ ,  $c = 0.3$  для охлаждаемой жидкости,  $c = 0.4$  для нагреваемой жидкости – коэффициенты корреляционного уравнения. Данное уравнение действительно в гладких трубах только для полностью турбулентных потоков со значениями  $\text{Re} \geq 10^4$ ,  $0.6 \leq \text{Pr} \leq 160$  и  $L/d \geq 60$ . Коэффициент  $c$  используется для учета градиента температуры  $|t_{\text{ст}} - \bar{t}|$ , который влияет на распределение осевых и радиальных скоростей, а следовательно и на теплоотдачу. При больших градиентах температуры уравнение (1.40) становится неточным.

Для устранения данной погрешности Сieder и Тате в работе [147] предложили включить дополнительный множитель в уравнение (1.40) для обеспечения лучшей сходимости при больших градиентах температуры. В этом случае корреляционное эмпирическое уравнение принимает форму:

$$\text{Nu} = a \text{Re}^b \text{Pr}^c \left( \frac{\mu_{\text{об}}}{\mu_{\text{ст}}} \right)^d, \quad (1.41)$$

где  $\mu_{\text{об}}$  и  $\mu_{\text{ст}}$  – динамические коэффициенты вязкости при разной температуре в объеме и на поверхности,  $a = 0.027$ ,  $b = 0.8$ ,  $c = 0.33$ ,  $d = 0.14$  – коэффициенты корреляционного уравнения. Уравнение (1.41) действительно в гладких трубах только для полностью турбулентных потоков со значениями  $\text{Re} \geq 10^4$ ,  $0.7 \leq \text{Pr} \leq 16700$  и  $L/d \geq 60$ . Такая же корреляционная форма, но с немного отличающимися коэффициентами ( $a = 0.015$ ,  $b = 0.83$ ,  $c = 0.42$ ,  $d = 0.14$ ), была предложена Вхитакером [153] в более поздних исследованиях.

В своей работе Б.С. Петухов [76] определил безразмерный коэффициент турбулентного переноса  $\varepsilon_{\tau}/\nu$  и рассчитал теплоотдачу в канале. Проведя аппроксимацию полученных значений, он получил уравнение с относительной погрешностью  $\pm 6 \dots 8\%$ :



$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} Re Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \left( \frac{\mu_{об}}{\mu_{ст}} \right)^n. \quad (1.42)$$

Коэффициент трения  $\xi$  в уравнении (1.42) находится из формулы Г.К. Филоненко [111]:

$$\xi = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2}. \quad (1.43)$$

Уравнение (1.42) действительно в области значений  $10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ ,  $0.5 \leq Pr \leq 2000$ . Показатель  $n$  в формуле (1.42) равен 0.11 для  $T_{ст} > \overline{T_{об}}$  и  $n = 0.25$  для  $T_{ст} < \overline{T_{об}}$ . При этом для газов константа  $n = 0$ .

Исследование теплообмена в кольцевых каналах в принципе можно проводить такими же методами, что и в круглых. Однако, задача о теплообмене в кольцевых каналах отличается большей сложностью в связи с наличием дополнительного параметра  $r_1/r_2$ , неоднородным распределением скорости около внутренней и наружной стенок, а также различными тепловыми граничными условиями на стенке [59, 76].

Б.С. Петухов [76] предложил следующие уравнения для определения теплоотдачи в кольцевых каналах с осесимметричным течением потока:

$$\frac{Nu_{1\infty}}{Nu_{\infty}} = \left[ 1 - \frac{0.45}{2.4 + Pr} \right] \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^{-0.16 Pr^{-0.15}} \cdot \chi, \quad (1.44)$$

где  $\chi$  – поправочный коэффициент;

$$\frac{Nu_{2\infty}}{Nu_{\infty}} = 1 - \frac{0.45}{2.4 + Pr} \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^{0.6}. \quad (1.45)$$

Значения числа Нуссельта  $Nu_{\infty}$  для полностью развитого незакрученного турбулентного течения в цилиндрической трубе были рассчитаны по уравнению (1.42). Уравнения (1.44) и (1.45) действительны в области значений  $0.03 \leq d_1/d_2 \leq 1$ ,  $10^4 \leq Re \leq 10^6$ ,  $0.7 \leq Pr \leq 100$ . Поправочный коэффициент  $\chi = 1$  при  $0.2 \leq d_1/d_2 \leq 1$ , а при  $d_1/d_2 < 0.2$  для учета более слабой зависимости  $Nu_{1\infty}$  от  $Re$  по сравнению с круглой трубой рассчитывается по уравнению:

$$\chi = 1 + 0.7 \left[ \left( \frac{d_1}{d_2} - 4 \right) Re^{-1} \right]^{0.6}. \quad (1.46)$$

Локальная теплоотдача осесимметричного турбулентного потока в кольцевом канале при постоянной температуре стенки была исследована в работе [45]. Авторами предложено решение задачи турбулентного теплообмена в кольцевом канале с учетом анизотропии коэффициентов турбулентной теплопроводности. Получено уравнение, характеризующее число Нуссельта при внутреннем обогреве кольцевого канала:

$$\text{Nu} = \frac{-2 \frac{\partial \Theta}{\partial R} \Big|_{R=R_1}}{(1-R_1) \left( \Theta \Big|_{R=R_1} - \bar{\Theta} \right)}. \quad (1.47)$$

Стоит отдельно отметить эффективность усиления турбулизации, которая достигается при закрутке потока теплоносителя [17, 58, 89, 112]. Эффективность применения закрученных потоков, а также многообразие элементов конструкций теплообменных аппаратов, реализующих закрутку, обусловило широкое распространение в технике способа интенсификации теплообмена с помощью закручивающих элементов различной геометрии [59].

В большинстве случаев для описания теплообмена в круглых трубах с закрученным течением вводятся различные дополнительные коэффициенты, учитывающие закрутку, в формулы, описывающие теплообмен в осесимметричных потоках. Наиболее полный обзор, анализ и обобщение уравнений, описывающих конвективный теплообмен в циклонных камерах, приведен в работе [93].

Изучение теплоотдачи закрученного потока в оребренных каналах проводилось в работе Козулина Н.А. и Ершова А.И. [27]. Авторами работы было получено критериальное уравнение, справедливое в диапазоне  $2 \cdot 10^4 < \text{Re}_{\text{вх}} < 5.5 \cdot 10^4$ :

$$\text{Nu} = 0.033 \text{Re}_{\text{вх}}^{0.8} \left( F_{\text{гл}} / F_{\text{ор}} \right), \quad (1.48)$$

где  $F_{\text{гл}}$  и  $F_{\text{ор}}$  – площадь гладкой и оребренной поверхности соответственно.

В работе 1975 года Н. Хэй и П.Д. Вест [134] экспериментально исследовали теплообмен в трубе с закрученным потоком. Для более качественного сравнения полученных результатов была использована зависимость отношения чисел Нуссельта  $\text{Nu}/\text{Nu}_{\infty}$  от степени закрутки потока, при этом значения  $\text{Nu}_{\infty}$  были определены по формуле (1.40) с относительной погрешностью  $\pm 40\%$ :

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_{\infty}} = (S + 1)^{1.75}. \quad (1.49)$$

Значительные по объему исследования локального теплообмена в каналах с закрученным потоком в своих работах приводят В.К. Щукин, А.А. Халатов и В.И. Голдобеев [15, 112, 119]. На

основе обобщения экспериментальных данных авторы получили уравнение, описывающее локальную теплоотдачу для круглой трубы при  $l/d_2 = 12$ , углах закрутки  $\varphi_n = 15...60^\circ$  и в диапазоне значений  $3 \cdot 10^4 \leq Re_d \leq 1.5 \cdot 10^5$ :

$$Nu_l = 0.029 Re_l^{0.8} Pr^{0.4} \varepsilon_\tau \varepsilon_\varphi, \quad (1.50)$$

где  $\varepsilon_\tau = \left[ 2 / (\sqrt{\psi} + 1) \right]^{1.6}$  – функция неизотермичности;

$\varepsilon_\varphi = 1 + 0.44 S^{0.78}$  – функция, учитывающая влияние закрутки потока.

На протяжении многих лет было предложено значительное количество других корреляционных зависимостей для круглых каналов с закрученным течением потока, связывающих число Нуссельта с числом Рейнольдса и числами Прандтля для разных геометрий и условий течения. Вывод таких корреляционных уравнений основывается на экспериментах или результатах численного моделирования.

Стоит отметить, что одной из наиболее используемых в промышленности и энергетике конфигураций теплообменных устройств являются аппараты с кольцевыми каналами. Интенсификацию теплоотдачи в устройствах с кольцевыми каналами начали изучать с середины 20-ого века. Большинство работ было проведено для каналов традиционно цилиндрической формы.

А.И. Борисенко, К.Ф. Нечитайло, В.А. Сафонов и А.И. Яковлев в работе [10] рассматривали гидравлическое сопротивление и теплообмен в кольцевом канале с закрученным потоком. Теплообмен на внутренней поверхности кольцевого канала с единственным тангенциальным подводом и варьируемым параметром  $d_2/d_1 = 0.51...0.78$  при  $1.2 \cdot 10^4 \leq Re \leq 4.5 \cdot 10^4$  в области значений  $0 < x/d_3 < 20$  описывается уравнением:

$$\frac{Nu_{1\infty}}{Nu_\infty} = 1 + 2.66 \exp\left(-0.2 \frac{x}{d_3}\right). \quad (1.51)$$

При  $x/d_3 \geq 20$  закрученный поток в кольцевом канале практически вырождается. Поток носит преимущественно осевой характер течения, и дальнейший расчет теплоотдачи следует проводить по следующему уравнению:

$$Nu_\infty = 0.017 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0.18}. \quad (1.52)$$

Исследованием теплообмена в кольцевом канале также занимался В.И. Лукьянов в работах [46, 47]. Теплообмен от внешней поверхности кольцевого канала с двумя

тангенциальными подводами и варьируемыми параметрами  $d_2/d_1 = 0.34 \dots 0.78$  и  $2 \cdot 10^3 \leq Re \leq 6 \cdot 10^4$  в области значений  $0 < x/d_3 < 30$  и  $S \leq 2$  описывается уравнением:

$$\frac{Nu_{2\infty}}{Nu_\infty} = 1 + S^n. \quad (1.53)$$

Показатель степени  $n$  в уравнении (1.53) зависит от геометрических характеристик канала следующим образом:

$$n = -1.932 \frac{d_2}{d_1} + 2.347. \quad (1.54)$$

Локальный теплообмен на внутренней поверхности кольцевого канала в области значений  $S \leq 0.5$  определяется уравнением:

$$Nu_{L1} = 0.7 Re_L^{0.5} (1 + 0.4 \lg S) \left[ 1 - 1.18 (1 - 0.4S) \frac{d_2}{d_1} \right]. \quad (1.55)$$

При этом локальный теплообмен на внутренней поверхности кольцевого канала в области значений  $S > 0.5$  следует рассчитывать по уравнениям для осевого течения потока.

В работах А.В. Сударева [101, 102, 149] изложены результаты исследования локального коэффициента теплоотдачи в кольцевом канале с  $L = 26d_3$  и закрученным потоком. Закрутка потока осуществлялась при помощи аксиально-лопаточных завихрителей с углом лопаток  $\varphi_{вх}$  от 45 до 78°. По результатам экспериментов было получено следующее уравнение, действительное в области значений  $10^5 \leq Re_L \leq 10^7$ :

$$Nu_L = 0.0319 (1 + \operatorname{tg} \varphi_{вх})^{0.77} Re_L^{0.8} \pm 12\%. \quad (1.56)$$

В.А. Кораблевым и А.В. Шарковым [28] были проведены физические эксперименты по определению локальных коэффициентов конвективного теплообмена на начальном участке кольцевого канала при изменении его поперечного сечения. В данной работе использовались конические трубы, в которых угол раскрытия конуса  $\gamma$  равнялся 0, 2, 6, 10, 14, 20, 30, 40, 60°. По результатам обработки экспериментальных данных было получено следующее уравнение, действительное при турбулентном течении в области значений  $3 \cdot 10^4 \leq Re \leq 15 \cdot 10^4$ ,  $0^\circ \leq \gamma \leq 14^\circ$ :

$$Nu_1 = 0.0305 Re^{0.8}. \quad (1.57)$$

При ламинарном течении и  $40 \leq Re \leq 2.5 \cdot 10^4$ ,  $0^\circ \leq \gamma \leq 40^\circ$ ,  $2 < d_1/d_2 < 15$ :

$$\text{Nu}_1 = 0.408 \text{Re}^{0.5} \left( 1 - 2.8 \frac{\partial d_l}{\partial l} \right). \quad (1.58)$$

В своих работах Э.Н. Сабуров [83, 86, 87, 89] изучал аэродинамику и конвективный теплообмен циклонных рекуперативных устройств. Для описания экспериментальных данных по конвективному теплообмену закрученного потока была предложена следующая форма записи корреляционного уравнения:

$$\text{Nu} = B D_n^m \text{Re}_{\varphi \Gamma_m}^n. \quad (1.59)$$

где  $B$ ,  $m$ ,  $n$  – постоянные коэффициенты;

$D_n = (1 - \bar{r}_{\Gamma_m})^3 / \bar{r}_{\Gamma_m}$  – безразмерный комплекс;

$\text{Re}_{\varphi \Gamma_m} = w_{\varphi \Gamma_m} D_k / \nu_{\Gamma_m}$  – число Рейнольдса.

Для описания теплообмена в кольцевом канале с закрученным потоком в работах [87, 89] проведен анализ экспериментальных данных. Исследовался кольцевой канал с постоянной относительной площадью входа  $\bar{f}_{\text{вх}} = 4f_{\text{вх}}/\pi D^2 = 5 \cdot 10^{-2}$  и внешним диаметром кольцевого канала  $d_2 = 184$  мм. Варьировались следующие безразмерные геометрические характеристики:  $\bar{d}_2 = 0.592 \dots 0.840$ ,  $d_1/d_2 = 0.707 \dots 0.913$ ,  $\bar{l} = 1.74 \dots 48.66$ . В экспериментах использовалось пять различных генераторов закрутки  $d_3 = 219 \dots 311$  мм. По результатам анализа экспериментальных данных было показано, что изменение диаметра циклонной камеры  $219 \dots 311$  мм при постоянной относительной площади входа канала и прочих геометрических характеристиках не оказывает значительного влияния на теплообмен. Однако, геометрические параметры генератора закрутки заметно влияют на коэффициент теплоотдачи на начальном участке кольцевого канала. Коэффициент теплоотдачи при закрутке потока так же, как и при осевом течении в кольцевом канале, плавно уменьшается по длине. Помимо этого, отдельно отмечается, что условия теплоотдачи в основном зависят от величины тангенциальной скорости  $w_{\varphi}$ . Важно подчеркнуть, что интенсивность теплообмена в закрученном потоке можно описывать теми же уравнениями, что и при осевом течении, но с введением дополнительных коэффициентов, учитывающих закрутку потока. В результате анализа экспериментальных данных теплообмен на внутренней поверхности кольцевого канала с закруткой теплоносителя можно определить по следующему уравнению с относительной погрешностью  $\pm 15$  %:

$$\frac{\text{Nu}_{1\infty}}{\text{Nu}_{\infty}} = \varepsilon_{\text{вх}} \varepsilon_{\omega}, \quad (1.60)$$

где  $\varepsilon_{\omega} = 1 - 0.04 w_{\varphi m}^{zy} / w_z$  – коэффициент, учитывающий закрутку потока;

$w_{\text{фм}}^{\text{zy}}$  – максимальная тангенциальная скорость в закручивателе;

$\overline{w_z}$  – средняя осевая скорость в канале;

$\varepsilon_{\text{вх}} = 1 + 2.21 \exp(-0.2 \overline{z_3})$  – коэффициент, учитывающий условия входа в канал;

$\overline{z_3} = z/d_3$  – безразмерная координата.

Число Нуссельта  $\text{Nu}_{\infty}$  при осевом течении в уравнении (1.60) находится по уравнению с относительной погрешностью  $\pm 15\%$ :

$$\text{Nu}_{\infty} = 0.0225 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.6} \left[ 1 - \frac{0.45}{2.4 + \text{Pr}} \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^{-n} \right] \varepsilon_l, \quad (1.61)$$

где  $n = 0.16 \text{Pr}^{-0.15}$  – показатель степени;

$\varepsilon_l = 0.86 + 0.8 (d_1/d_2)^{0.2} (\overline{z_3})^{-0.4}$  – коэффициент, учитывающий влияние начального участка.

Средняя по длине теплоотдача на внутренней поверхности кольцевого канала может быть найдена по следующему уравнению:

$$\overline{\text{Nu}}_{1\infty} = 0.0225 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.6} \left[ 1 - \frac{0.45}{2.4 + \text{Pr}} \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^{-n} \right] \overline{\varepsilon}_l \cdot \overline{\varepsilon}_{\text{вх}} \cdot \overline{\varepsilon}_{\omega}. \quad (1.62)$$

где  $\overline{\varepsilon}_l = 0.86 + 1.33 (d_1/d_2)^{0.2} (\overline{l})^{-0.4}$  – коэффициент, учитывающий длину канала;

$\overline{\varepsilon}_{\text{вх}} = 1 + (11.05/\overline{l}) \exp(-0.2\overline{l})$  – коэффициент, учитывающий условия входа в канал;

$\overline{\varepsilon}_{\omega} = 1 - 0.04 w_{\text{фм}}^{\text{zy}}/\overline{w_z}$  – коэффициент, учитывающий закрутку потока.

На внешней поверхности кольцевого канала с закруткой теплоносителя теплоотдачу можно описать следующим уравнением с относительной погрешностью  $\pm 11\%$ :

$$\frac{\text{Nu}_{2\infty}}{\text{Nu}_{\infty}} = 1 + 0.1 \left( \frac{w_{\text{фм}}}{V_{\text{cp}}} \right)^{1.74}. \quad (1.63)$$

Уравнения (1.60) и (1.63) справедливы в диапазоне  $0 \leq w_{\text{фм}}/V_{\text{cp}} \leq 7.43$ .

Помимо приведенных выше уравнений коэффициенты теплоотдачи на внешней поверхности кольцевого канала могут быть определены с помощью интегрального параметра закрутки в следующем виде:

$$\frac{\text{Nu}_{2\infty}}{\text{Nu}_{\infty}} = 1 + 0.135 \cdot S. \quad (1.64)$$

В 2001 году Н.А. Курбатская в своей работе [30] исследовала теплообмен в кольцевом канале с закрученным теплоносителем. В результате обобщения экспериментальных данных было получено критериальное уравнение, действительное для диапазона значений  $\bar{L} = 5 \dots 22.5$ ,  $\bar{h} = 0.6 \dots 1.6$ ,  $\bar{F} \cdot 10^2 = 8 \dots 57.6$  и  $T_{cm}/T = 1.1 \dots 1.6$ :

$$\text{Nu} = 0.069 \text{Re}_{\text{вк}}^{0.8} \text{Pr}^{0.43} \left( T_{\text{ст}}/T \right)^{-0.25} \bar{F}^{0.8} \bar{h}^{-0.15} \varepsilon_l \quad (1.65)$$

где  $\varepsilon_l$  – коэффициент, учитывающий длину канала,  $\varepsilon_l = 1 + 1.4 \exp(-0.14\bar{L})$ .

В том же самом диапазоне измерений отношение числа Нуссельта на внутренней поверхности кольцевого канала для закрученного течения  $\text{Nu}_1$  к числу Нуссельта при стабилизированном осевом течении  $\text{Nu}_\infty$ , рассчитываемому по уравнению (1.42), будет равно:

$$\frac{\text{Nu}_1}{\text{Nu}_\infty} = 3.18 \bar{h}^{-0.15} \varepsilon_l. \quad (1.66)$$

Для интенсификации теплоотдачи на внутренней поверхности могут быть использованы традиционные методы искусственной турбулизации потока при развитии поверхностей теплообмена, например организацией выступов, канавок и пр. Однако применение данных мер не должно происходить за счет разрушения закрученного потока в рабочей части канала. Так как значительное сопротивление потоку на внутренней поверхности кольцевого канала приводит к его раскрутке, а следовательно, к падению интенсивности теплоотдачи на внешней поверхности, что является нежелательным.

Интенсификацией теплообмена закрученного потока с использованием конических углублений с углом раскрытия конуса  $120^\circ$  на внутренней поверхности канала занимались Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев, А.Н. Орехов и др. в работе [35]. Наибольшую турбулизацию потока удалось достигнуть при использовании конических углублений с диаметром основания  $d_y = 12$  мм и шагом расположения в коридорной компоновке  $h = 15$  мм. В данном случае удалось увеличить уровень теплоотдачи внутренней поверхности относительно к гладкой поверхности на 95%. Теплоотдача внутреннего цилиндра при относительных параметрах  $h/d_y = 1.88 \dots 13.33$ ,  $d_y/d_1 = (2.96 \dots 5.26) \cdot 10^{-2}$  и  $F_{\text{отв}}/F_{\text{гл}} = 0 \dots 0.221$  в диапазоне  $\text{Re} = (7 \dots 24.4) \cdot 10^3$  с погрешностью, не превышающей  $\pm 10\%$ , описывается следующим уравнением:

$$\frac{\text{Nu}_{1\text{ш}}}{\text{Nu}_{1\infty}} = \left[ 0.05 + 0.95 \exp \left( -21.3 \left( \frac{F_{\text{отв}}}{F_{\text{гл}}} \right)^{1.23} \right) \right] \text{Re}^n, \quad (1.67)$$

где  $Nu_{1\infty}$  – число Нуссельта, рассчитанное по уравнению (1.60) для гладкого цилиндра;  
 $F_{отв}$  – площадь поверхности внутреннего цилиндра, занятая коническими углублениями;  
 $F_{гл}$  – площадь гладкой поверхности внутреннего цилиндра;  
 $n$  – коэффициент, учитывающий рост показателя степени при числе Рейнольдса с увеличением доли поверхности, занятой коническими углублениями,  $n = 1.4 F_{отв}/F_{гл}$ .

Однако стоит отметить, что авторы не приводят сведений об изменении гидравлического сопротивления устройства после нанесения конических выточек, что не позволяет оценить эффективность их применения, так как использование такого типа выточек в разы усложняет конструкцию.

Помимо рассмотрения развитых поверхностей Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин и С.И. Осташев в своих работах изучали влияние продольного и поперечного оребрения кольцевого канала при закрутке потока [91, 92]. За основные факторы исследования были приняты число ребер  $n$  и высота ребер  $h$ . Для внутренней продольно оребренной поверхности интенсификация теплоотдачи может быть определена по следующему уравнению:

$$\frac{Nu_{1\infty}}{Nu_{\infty}} = 1 + 0.53n^{0.48}\bar{h}^{-0.19}, \quad (1.68)$$

где  $Nu_{\infty}$  – число Нуссельта, для гладкого цилиндра;  
 $h / \bar{h}$  – относительная высота ребра.

Средний коэффициент теплоотдачи наружной поверхности при продольном оребрении кольцевого канала и закрутке теплоносителя в диапазоне  $Re = 4 \cdot 10^3 \dots 2,4 \cdot 10^4$  может быть рассчитан по следующему уравнению:

$$\frac{Nu_{2\infty}}{Nu_{\infty}} = 1 - 0.36 \left( 1 - \frac{w'_{\phi m}}{w'_{\phi m}^{гл}} \right)^{0.24}, \quad (1.69)$$

где  $w'_{\phi m}^{гл}$  – среднеинтегральное по длине значение максимальной тангенциальной скорости для гладкого кольцевого сечения.

Стоит отметить, что применение оребрения при закрученном потоке значительно влияет на аэродинамические характеристики потока и может привести к его преждевременной раскрутке и повышению гидравлического сопротивления. Поэтому необходимо дополнительно рассмотреть влияние оребрения на закрутку потока, используя современные методы исследования.

В своей работе [36] Ю.Л. Леухин, А.Н. Орехов и Э.Н. Сабуров исследовали теплоотдачу в кольцевом канале циклонной камеры большой относительной длины. Было отмечено, что в канале с  $\bar{z} \geq 11$  теплоотдача внутреннего цилиндра при закрутке потока выше, чем при осевом



течении на 37%, а при  $\bar{z} < 11$  - на 58...86%. Расчет местных коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевого канала с допустимым диапазоном измерений  $0.14 \leq \bar{z} < (L_k - 1)$  с погрешностью, не превышающей  $\pm 10\%$ , можно проводить по следующим уравнениям:

при  $0.14 \leq \bar{z} \leq 3.5$

$$\text{Nu} = 0.28 \text{Re}^{0.6} \left( \frac{\bar{z}}{\bar{z}} - 0.075 \right). \quad (1.70)$$

при  $3.5 < \bar{z} \leq 11.5$

$$\text{Nu} = 0.031 \text{Re}^{0.7} \left[ \left( 5.38 \bar{L}_k^{-0.53} - \frac{\bar{z}}{\bar{z}} \right) \bar{L}_k^{-0.65} \right]. \quad (1.71)$$

при  $11.5 < \bar{z} \leq 17.25$

$$\text{Nu} = 0.026 \text{Re}^{0.8}. \quad (1.72)$$

Средний по длине коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности при  $\bar{L}_k = 1 \dots 18.25$  может быть рассчитан по следующему уравнению:

$$\frac{\bar{\text{Nu}}}{\text{Nu}_1} = 0.36 + 0.64 / \bar{L}_k^{1.347}, \quad (1.73)$$

где  $\bar{\text{Nu}}_1$  – число Нуссельта для камеры с относительной длиной равной единице, определяемое по методике [86].

Стоит отметить, что применение циклонных камер с большой относительной длиной значительно ограничено в реальной практике ввиду сильной раскрутки потока по длине устройства. Вследствие этого происходит значительная неравномерность нагрева по длине, что делает применение такой конструкции в ряде случаев недостаточно эффективной.

Для исследования аэродинамики и теплообмена часто применяют численное моделирование. Распространение методов вычислительной гидродинамики связано со значительной сложностью проведения физического эксперимента, его больших финансовых затрат и времени реализации. В настоящее время численное моделирование для поставленных инженерных задач удобно реализовывать при помощи современных программных продуктов. Основные программные пакеты, представленные на рынке — это ANSYS Fluent, ANSYS CFD, OpenFOAM, FlowVision, STAR-CCM+, COMSOL Multiphysics. Стоит отметить, что при проведении численного моделирования необходимо начинать исследования с решения тестовой задачи, решение которой уже хорошо известно из более ранних и достоверных исследований, например, физического эксперимента или аналитического расчета. При решении тестовой задачи

производится настройка и верификация численной схемы, которая включает в себя граничные условия, физические модели и предположения, а также математические алгоритмы, позволяющие достигнуть наиболее быстрого схождения итерационного процесса решения.

После решения тестовой задачи и верификации её решения с экспериментальными данными, численную схему решения можно распространить на решение других, сходных с тестовой, но ранее не исследованных задач.

С конца XX века с распространением вычислительных ресурсов и совершенствованием моделей турбулентности, методы вычислительной гидродинамики стали использоваться для расчетов закрученных потоков

Например, Э.Н. Сабуров и С.И. Осташев [65] в ходе проведения исследований физических и численных экспериментов циклонных рекуперативных устройств различной геометрии установили, что наилучшую сходимость с экспериментальными данными по аэродинамике циклонных секционных нагревательных устройств различных конструкций дает двухпараметрическая модель сдвиговых напряжений Ментера с поправкой на кривизну линий тока (Shear Stress Transport  $k-\omega$ , SST  $k-\omega$ ).

Изучением закрученных потоков в кольцевых каналах также занимались Б. Схен, К. Хо, Й.А. Абакр, А. Схан [125]. Авторы представили обширный обзор способов закрутки потока жидкости, а также рассмотрели теплообмен в кольцевых каналах при затухающей закрутке потока. Основным методом изучения процесса теплообмена в данной работе было численное моделирование в программном пакете ANSYS CFX, а также физический эксперимент для верификации полученного численного решения. Для закрутки течения применялись аксиально-лопаточные завихрители. Основным преимуществом использования аксиально-лопаточных завихрителей является свойство генерировать закрученные потоки с высоким числом закрутки и малым значением гидравлического сопротивления. Однако, данный тип завихрителей достаточно сложен в изготовлении и эксплуатации из-за частых засорений каналов генератора закрутки, что делает его применение менее целесообразным, чем генераторы закрутки с тангенциальным подводом теплоносителя.

В последующей работе данная группа авторов приводит результаты исследования потока жидкости и теплопередачи затухающих закрученных потоков в кольцевой трубе. Определяющим значением для исследования затухания закрученного потока использовалось число крутки потока, которое определялось как локальное отношение тангенциальной к осевой составляющей скорости. Оказалось, что из-за затухающей природы потока число крутки сильно зависит от числа Рейнольдса  $Re$  для полностью ламинарных течений и менее зависимо для турбулентных потоков. Стоит отметить, что в данном исследовании в основном изучается только аэродинамика

потока жидкости без рассмотрения ее влияния на теплоотдачу, что ограничивает применимость полученных результатов.

В статье М. Саваззути и М. А. Сортиселли [124] исследуют аэродинамику и конвективный перенос тепла для турбулентного затухающего закрученного потока в кольцевом канале. В данной работе для повышения качества полученного корреляционного уравнения также рассматривается влияние градиентов температуры, что приводит к корреляционной форме уравнения (1.41) с добавлением коэффициента учета закрутки. Исследование выполнено методом полнофакторной оптимизации эксперимента с применением численного моделирования, где решателем является OpenFOAM. По результатам анализа проведенных экспериментов была получена зависимость, которую предлагается считать наилучшей для выбора оптимальной конструкции теплообменных аппаратов с закруткой потока и относительной погрешностью  $\pm 17\%$ :

$$\text{Nu}_L = 0.016 \text{Re}^{0.83} \text{Pr}^{0.51} \left( \frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ст}}} \right) \left( 1 + \text{tg}^2 \varphi_{\text{вх}} \right)^{0.8}. \quad (1.74)$$

Таким образом, полученное корреляционное уравнение учитывает коэффициент трения при затухании закрученного потока в кольцевых каналах любой длины и входного угла закрутки. Однако, как отмечают авторы статьи, применение различного типа генераторов закрутки будет сильно влиять на теплообмен в кольцевых каналах, поэтому предложенная корреляционная зависимость является излишне обобщенной.

Обзор работ по моделированию закрученных потоков методами вычислительной гидрогазодинамики представлен в таблице 1.1.

Таблица 1.1– Исследования закрученных потоков численными методами

№ п/п	Авторы, год, лит. источник	Тип сеточной модели	Программное обеспечение	Модель турбулентности	Тип исследуемого устройства
1	Ю.Л. Леухин и Э.Н. Сабуров, 2013, [41]	Hex	ANSYS Fluent	k- $\omega$ -SST-CC	Кольцевой канал
2	М. Саваззути. и М. А. Сортиселли, 2017, [124]	Hex	OpenFOAM	k- $\omega$ -SST-CC	Кольцевой канал

Продолжение таблицы 1.1

3	Загоскин А.А., Карпов С.В. и Сабуров Э.Н., 2016, [20, 21]	Hex	OpenFOAM	LaunderGibsonRSTM k- $\omega$ -SST-RC	Циклонная камера
---	---	-----	----------	--	------------------

3	М.Д. Дамаванди, С.М. Моусави и Х. Сафихани, 2017, [129]	Tet+Prism	ANSYS CFX	k- $\omega$ -SST-CC	Циклонная камера
4	Х. Биеггер, Ю. Рао и Б. Веиганд, 2018, [122]	Hex	OpenFOAM	DES	Циклонная камера
5	Г. Лина и др., 2013, [138]	Poly+Prism	STARCCM+	k- $\omega$ -SST-CC	Циклонная камера
6	Ю. Рао, Х. Биеггер и Б. Веиганд, 2017, [144]	Hex	ANSYS Fluent	SST	Циклонная камера
7	С.М. Моусави, Б. Гхадими и Ф. Ковсарй, 2017, [141]	Tet+Prism	ANSYS CFX	k- $\omega$ -SST-CC	Циклонная камера
8	С.В. Веретенников, 2020, [152]	Hex	ANSYS CFX	SST RSM BSL	Вихревая труба
9	О.В. Василюк и Ш.А. Пиралишвили, 2020, [151]	Hex	ANSYS CFX	SST	Вихревая труба
10	В.С. Наумкин и В.И. Терехов, 2020, [142]	Tet	OpenFOAM	Laminar	Вихревая труба

Стоит отметить, что к недостаткам численного решения можно отнести то, что оно дает результаты, ограниченные математической моделью. В то время как с помощью физического эксперимента испытатель получает действительную картину процесса.

Эксперимент является единственным методом для исследования новых (не описанных математически) фундаментальных явлений. Однако расчетный метод более эффективен для изучения проблем, включающих взаимодействие известных явлений. Но и в этом случае необходимо обосновывать результаты расчета, сопоставляя их с экспериментальными данными [46].

### Выводы по главе 1

Рассмотрев и проанализировав исследования по аэродинамике, конвективному теплообмену и методам интенсификации теплообмена в каналах рекуперативных устройств с закрученным потоком теплоносителя можно сделать следующие выводы:

– Применение закрученного потока способствует интенсификации теплообмена и повышению эффективности работы рекуперативных аппаратов. При определенных условиях

рекуператоры позволяют сэкономить до 26% топлива за счет возврата тепловой энергии в технологический цикл предприятия;

– Существующие конструкции рекуперативных теплообменных аппаратов в основном используют малоэффективные способы интенсификации теплообмена, связанные с развитием теплообменных поверхностей при осевом течении теплоносителя, что приводит к неравномерному распределению плотности теплового потока по рабочему объему и снижению эксплуатационной надежности;

– Исследования аэродинамики закрученных потоков в сужающихся кольцевых каналах, а также теплоотдача на внутренних и внешних поверхностях таких каналов недостаточно изучены и требуют дополнительной проработки. Помимо этого, недостаточно полно исследовано влияние вторичных вихрей в закрученном потоке на аэродинамику и теплоотдачу в рабочем пространстве сужающихся кольцевых каналов;

– В современных исследованиях турбулентных закрученных потоков достаточно часто в совокупности с физическим экспериментом целесообразно применять численные методы решения аэродинамики и теплообмена с обязательной верификацией полученных результатов на физической модели;

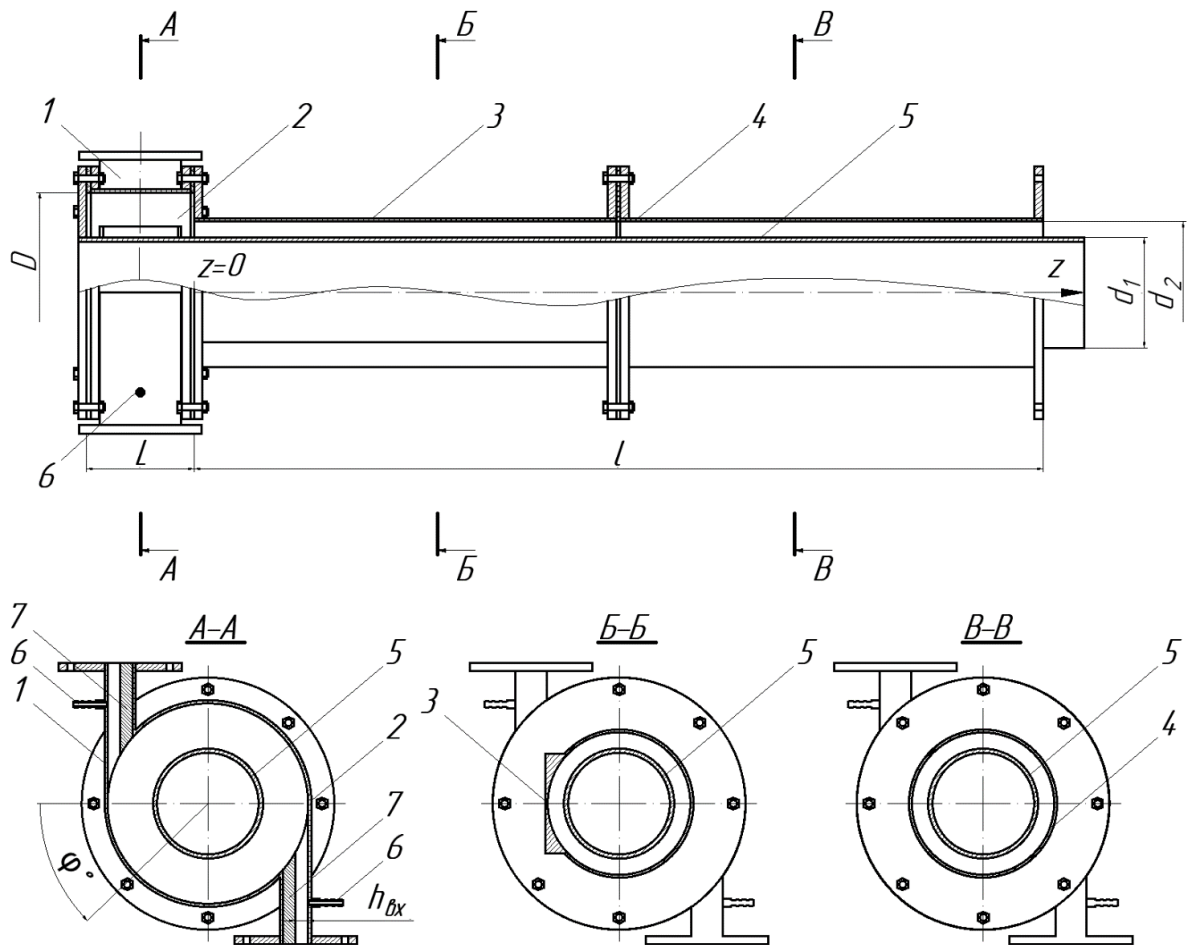
– Недостаток экспериментальных и теоретических данных не позволяют расширить область знаний, связанных с закрученными турбулентными потоками, а также создать инженерную методику расчета рекуператоров, которая позволит снизить экономические затраты на работу теплообменного оборудования и уменьшить количество вредных выбросов в атмосферу.

Анализ данных выводов позволил сформулировать основные задачи и содержание настоящей работы.

## 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОДИНАМИКИ И КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

### 2.1 Описание экспериментального стенда для исследования аэродинамики

Для исследования аэродинамических характеристик закрученного потока в кольцевом канале рекуперативного устройства использовался метод лазерной доплеровской анемометрии. С учётом особенностей данного метода была изготовлена экспериментальная модель, которая приведена на рисунке 2.1. Она была создана в натуральную величину из органического стекла и состояла из четырех основных блоков: генератора закрутки потока (2), секции с измерительной линзой (3), секции без измерительной линзы (4) и внутреннего цилиндра (5).



1 – тангенциальный подвод; 2 – генератор закрутки; 3 – внешняя измерительная секция с оптической линзой; 4 – внешняя измерительная секция; 5 – внутренняя стенка канала; 6 – штуцеры для измерения статического давления; 7 – сменные вкладыши

Рисунок 2.1 – Схематический чертеж модели циклонного рекуператора для исследования аэродинамики

Оси каналов-шлицов располагались в одной плоскости и отступали от торцов генератора закрутки (2) на  $0,08D$ . Данное расстояние обусловлено толщиной фланцев, а также толщиной прокладок между ними. Генератор закрутки в свою очередь обеспечивает равномерное распределение закрученного потока на входе в кольцевой канал модели циклонного рекуператора и представляет из себя полый гладкостенный цилиндр с внутренним диаметром  $D = 242$  мм и длиной  $L = 130$  мм.

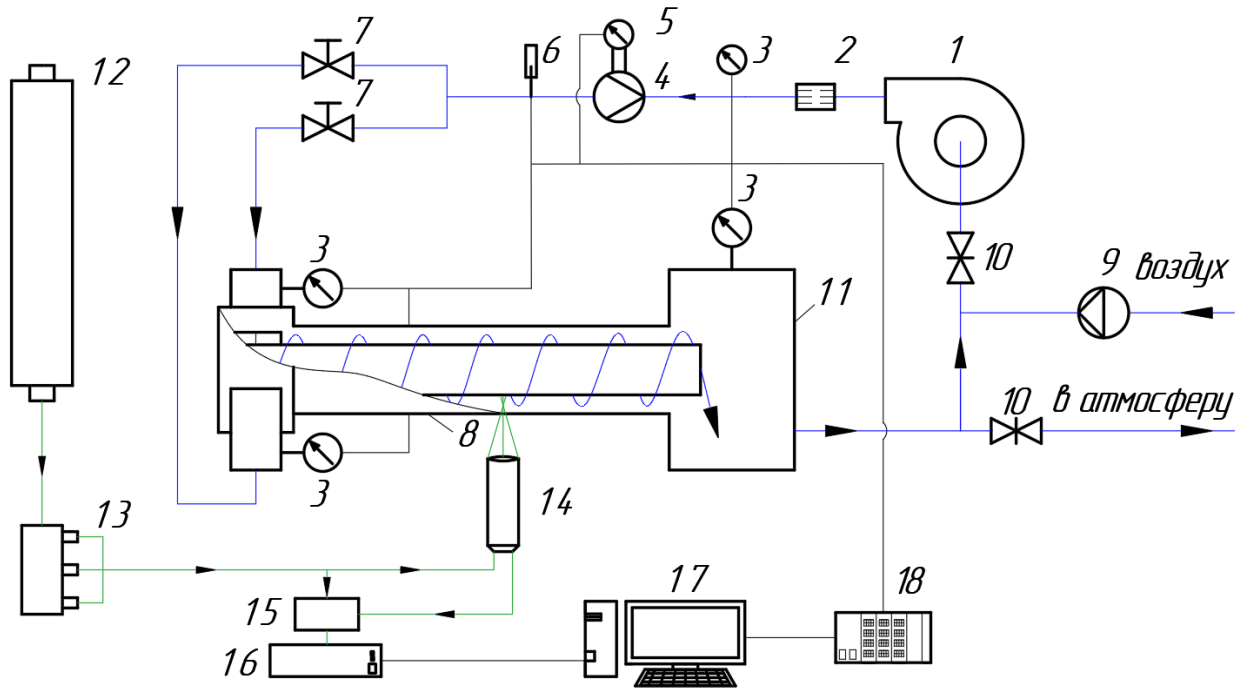
Воздух, пройдя через генератор закрутки, попадает в кольцевой канал рекуператора, который образован внутренним цилиндром диаметром  $d_1 = 2r_1$  равным 133 мм, а также внешним цилиндром, состоящим из двух измерительных секций с внутренним диаметром  $d_2 = 2r_2$  равным 176 мм. Общая длина кольцевого канала равнялась  $l = 1700$  мм, каждая внешняя секция имела длину 800 мм. Тем самым относительная длина кольцевого канала равнялась  $9.65d_2$ .

Стоит отметить, что основная секция (3) для проведения бесконтактного оптического измерения скорости методом лазерной доплеровской анемометрии оборудована корректирующей линзой, которая позволяет устранить нежелательные aberrации лазерных лучей, что в свою очередь позволяет производить более точные измерения. Секция без корректирующей линзы в проведении измерений не участвовала и служила только как образующая внешней поверхности кольцевого канала. Для измерения аэродинамики по всей длине модели циклонного рекуператора секции менялись местами.

Помимо основных частей, конструкция модели циклонного рекуператора включает в себя штуцеры (6) с диаметром отверстий 0,5 мм для измерения статического давления на входных тангенциальных подводах. Что позволяет равномерно распределять расход во входных каналах модели. Герметизация фланцевых соединений выполнена при помощи прокладок, выполненных из вакуумной резины.

Принципиальная схема экспериментального стенда по исследованию аэродинамики в кольцевом канале представлена на рисунке 2.2.

Воздух подается в генератор тумана (9), который в результате химической реакции испарённой жидкости для генерации тумана с атмосферной влагой создает трассирующие частицы с размером от 1 до 1,5 мкм. Далее воздух с трассирующими частицами проходит через вентилятор Elektror HRD 2T FUK-95/2.2 со встроенным частотным преобразователем, позволяющим регулировать объемный расход воздуха от 0 до 100 м<sup>3</sup>/мин в измерительный трубопровод диаметром 100 мм. На измерительном трубопроводе установлено устройство подготовки потока (2), позволяющее уменьшить завихрения перед измерительной диафрагмой (4). На измерительном трубопроводе установлен датчик термосопротивления ДТС 125 50М В2 60 (6), датчик избыточного давления ПД100-ДИ0,025 (3), а также датчик дифференциального давления (5), состоящий из двух датчиков давления ПД100-ДИ0,025.



— — движение воздуха; — — движение лазерных лучей; — — сигналы с датчиков;  
 1 – вентилятор; 2 – устройство подготовки потока; 3 – датчик давления; 4 – нормальная диафрагма; 5 – датчик дифференциального давления; 6 – датчик температуры; 7 – ирисовый клапан; 8 – модель циклонного рекуператора; 9 – генератор дыма; 10 – задвижка; 11 – резервуар; 12 – ионный лазер; 13 – трансмиттер; 14 – оптический зонд; 15 – фотодетектор; 16 – процессор BSA; 17 – компьютер оператора; 18 – система сбора данных

Рисунок 2.2 – Принципиальная схема экспериментального стенда по исследованию аэродинамики в кольцевом канале циклонного рекуператора

После прохождения измерительного участка воздух с трассирующими частицами расходится на два подвода оборудованными ирисовыми клапанами IRIS 100 (7), которые служат для более точного регулирования расхода на каждом подводе.

Для контроля равномерности расхода на входных шлицах установлены датчики давления (3). Далее воздух с трассирующими частицами, пройдя исследуемую область модели циклонного рекуператора (8), попадает в резервуар (11), на котором также установлен датчик давления (3) для контроля выходного давления из модели. После этого движение среды повторяется. После завершения серии экспериментов задвижка (10), которая идет к вентилятору, перекрывается, а задвижка на вытяжной вентиляции, наоборот открывается и воздух с частицами выходит в атмосферу.

Все сигналы с датчиков подводятся в систему сбора данных National Instrument (18), оснащенную контроллером NI cDAQ-9178 с тремя модулями расширения NI-9219. На компьютере оператора (19) установлено программное обеспечение LabView, которое позволяет обрабатывать и анализировать полученные с датчиков сигналы при помощи виртуальных приборов измерения, а также сохранять полученные данные в режиме реального времени.



Измерение составляющих скорости потока, а также его турбулентных пульсаций, реализуется при помощи лазерной доплеровской измерительной системы (ЛДИС). Она состоит из ионного лазера Coherent Innova 70C (12), который генерирует излучение в диапазоне длин волн от 457.9 нм до 514.5 нм и выходной мощностью излучения лазера до 5 Вт. Луч, генерируемый лазером, попадает в трансмиттер (13), который разделяет луч от ионного лазера на отдельные компоненты с длинами волн 475.5 нм, 488.0 нм и 514.5 нм, а также осуществляет деление каждого цвета на два луча с разницей по частоте 40 МГц. После этого пять лучей с различной длиной волны по оптоволоконному кабелю попадают на измерительный зонд (14), который оборудован фокусирующей линзой. Фокусируя все лучи в одной точке, оптический зонд при помощи трехмерной траверсы устанавливает так, чтобы фокус находился в измеряемой области модели. Лучи, отраженные от траксирующих частиц в воздушном потоке, попадают на фотодетектор (15), который регистрирует интенсивность флуктуации электрического поля, получая так называемый «доплеровский всплеск». Полученная информация передается на процессор BSA (16), который обрабатывает полученные сигналы и передает на компьютер оператора (19) для дальнейшего анализа.

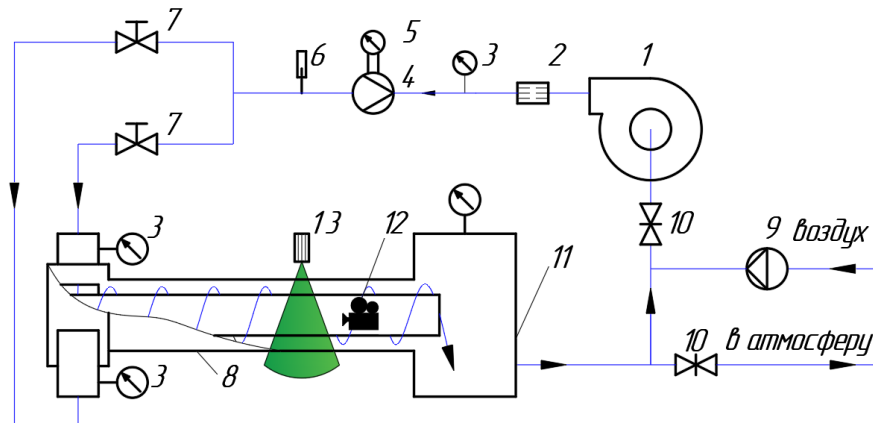
Фотография общего вида экспериментального стенда по исследованию аэродинамики в кольцевом канале циклонного рекуператора показана на рисунке 2.3.



Рисунок 2.3 – Фотография общего вида экспериментального стенда по исследованию аэродинамики в кольцевом канале циклонного рекуператора

Для исследования аэродинамической структуры потока экспериментальный стенд был доработан для возможности проведения визуализации закрученного потока.

Принципиальная схема установки для визуализации течения представлена на рисунке 2.4. Для этого был дополнительно установлен линейный лазер (13) с выходной мощностью 200 мВт и длиной волны 532нм (зеленый спектр). Воздушный поток, предварительно засеянный частицами пропиленгликоля, подсвечивался линейным лазером в поперечном сечении по длине кольцевого канала. Так как модель кольцевого канала была выполнена оптически прозрачной, съемка потока производилась из внутренней трубы. Для видео и фотофиксации визуализации потока использовалась скоростная камера (12), позволяющая снимать 240 кадров/с.



1 – вентилятор; 2 – устройство подготовки потока; 3 – датчик давления; 4 – нормальная диафрагма; 5 – датчик дифференциального давления; 6 – датчик температуры; 7 – ирисовый клапан; 8 – модель циклонного рекуператора; 9 – генератор дыма; 10 – задвижка; 11 – резервуар; 12 – скоростная видеокамера; 13 – линейный лазер

Рисунок 2.4 – Принципиальная схема экспериментального стенда по визуализации потока в кольцевом канале циклонного рекуператора

Для центрирования камеры была разработана специальная вставка, которая позволяла перемещать скоростную камеру по всей длине кольцевого канала при помощи специального манипулятора. Фотография общего вида размещения вставки со скоростной камерой представлена на рисунке 2.5

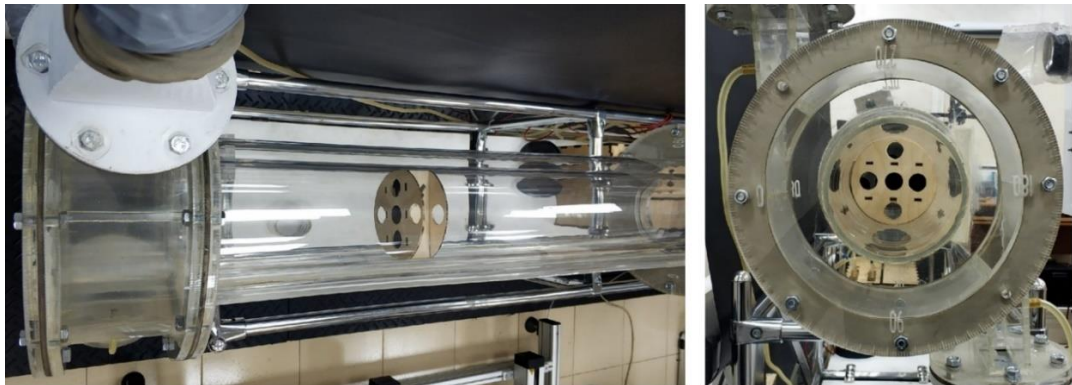
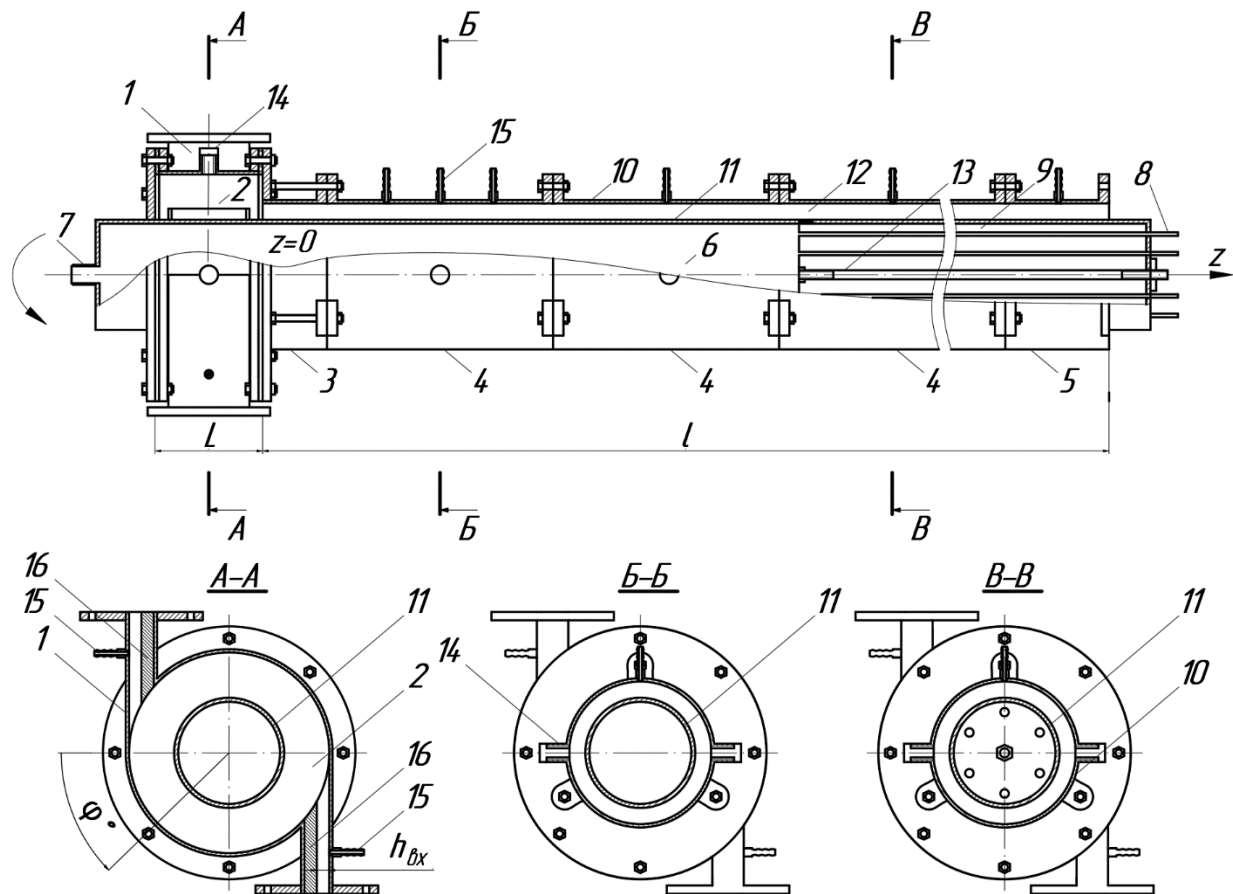


Рисунок 2.5 – Фотография общего вида размещения вставки со скоростной камерой

## 2.2 Описание экспериментального стенда для исследования конвективного теплообмена

Для осуществления исследований конвективного теплообмена кольцевого канала рекуперативного устройства была изготовлена экспериментальная модель, схематический чертеж которой приведен на рисунке 2.6. Модель рекуператора была изготовлена в натуральную величину из металла и состояла из шести основных блоков: генератора закрутки потока (2), переходной секции (3) позволяющей подключить генератор закрутки, основных секций (4), конечной секции (5), калориметра (6) и внутреннего цилиндра (9).



1 – тангенциальный подвод; 2 – генератор закрутки; 3 – переходная секция; 4 – основная секция; 5 – конечная секция; 6 – калориметр; 7 – штуцер подачи пара; 8 – трубки отвода пара и конденсата; 9 – труба; 10 – внешняя стенка канала; 11 – внутренняя стенка канала; 12 – кольцевой канал; 13 – шпилька резьбовая; 14 – штуцеры для крепления аэродинамического зонда; 15 – штуцеры для измерения статического давления; 16 – сменные вкладыши

Рисунок 2.6 – Схематический чертеж модели циклонного рекуператора для исследования конвективного теплообмена

Так же, как и в предыдущем случае, закрутка воздуха производилась путем подачи воздуха в установку через два прямоугольных диаметрально расположенных канала-шлица (1) с

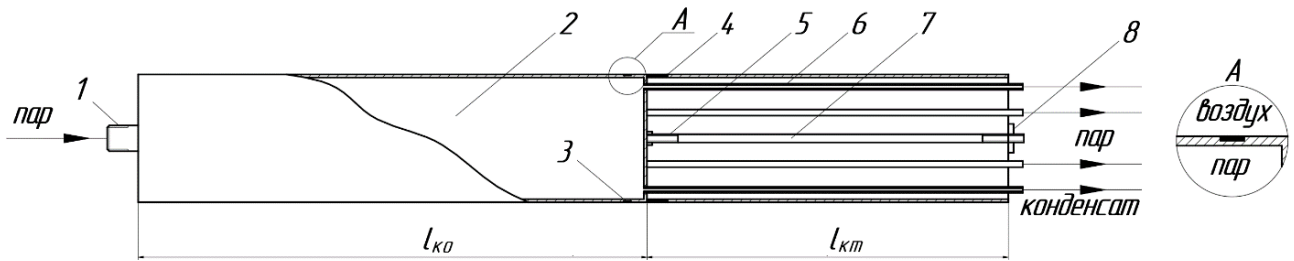
сечением  $90 \times 30 \text{ мм}^2$  тангенциально внутренней поверхности генератора закрутки (2). Оси каналов-штицов располагались в одной плоскости и отступали от торцов генератора закрутки на  $0,08D$ . Относительная площадь входного канала  $\bar{f}_{\text{вх}} = 4f_{\text{вх}}/\pi D^2$  равнялась  $85 \cdot 10^{-3}$ . Площадь входного сечения регулировалась от  $7,1 \cdot 10^3$  до  $85 \cdot 10^3 \text{ м}^2$  с применением вкладышей из пластика (16) у которых одна из торцевых поверхностей была спрофилирована по внутренней поверхности генератора закрутки.

Генератор закрутки представляет из себя полый гладкостенный цилиндр с внутренним диаметром  $D = 201 \text{ мм}$  и длиной  $L = 136 \text{ мм}$ . Для измерения статического давления на входных тангенциальных подводах генератора закрутки и измерительных секциях были установлены штуцеры (15) с диаметром отверстий  $0,5 \text{ мм}$ , а также штуцеры для крепления аэродинамического зонда (14). Для предотвращения истечения воздуха неиспользуемые штуцеры во время экспериментов были отглушены.

Воздух, пройдя через генератор закрутки, попадает в кольцевой канал рекуператора. Технически гладкая внешняя поверхность кольцевого канала образована из различного типа секций с внутренним диаметром  $d_2 = 2r_2 = 149 \text{ мм}$  и относительной длиной переходной  $0,25d_2$  (3), основных  $1,5d_2$  (4) и конечной  $0,5d_2$  (5) секций. Выбор секционной конструкции был обусловлен простотой изменения длины кольцевого канала от короткой  $1,00d_2$  до относительно длинной  $17,25d_2$ . При этом секции соединялись между собой болтами с использованием кольцевых проточек, которые позволяли выставить их осесимметрично друг другу. Герметизация фланцевых соединений выполнена при помощи прокладок из вакуумной резины.

Технически гладкая внутренняя поверхность кольцевого канала с внешним диаметром  $d_1 = 2r_1$  равным  $126 \text{ мм}$  была образована калориметром (6), который был соединен с полую трубой (9) через кольцевую проточку и затянут резьбовой шпилькой (13) с фиксатором. Общая длина калориметра равнялась  $l = 2000 \text{ мм}$ , каждая внешняя секция имела длину  $800 \text{ мм}$ . Конструкция калориметра подразумевала собой возможность его передвижения по длине кольцевого канала, а также вращение вокруг оси.

Схематичный чертёж калориметра показан на рисунке 2.7. Калориметр длиной  $l_{\text{ко}} = 2000 \text{ мм}$  представляет из себя полу трубу с одной стороны, к которой через штуцер (1) подводится перегретый пар, а с другой стороны имеется шесть медных трубок для отвода пара и конденсата (6). На некотором удалении от трубок на поверхности калориметра установлены заподлицо четыре датчика теплового потока (3) с шагом в  $90^\circ$ .

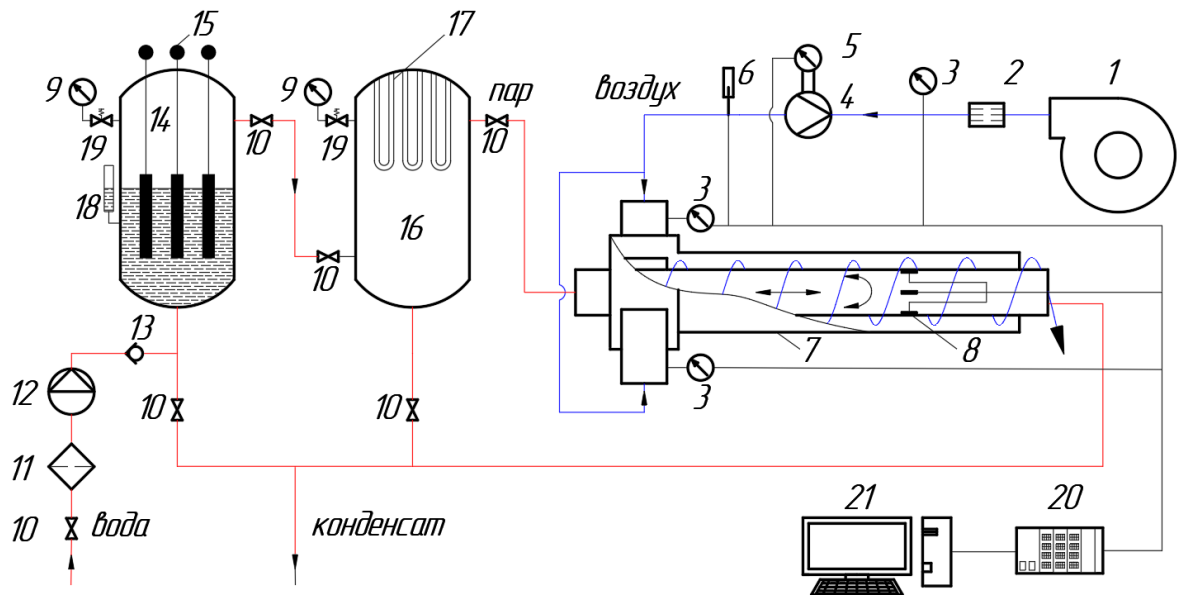


1 – штуцер подачи пара; 2 – калориметр; 3 – датчики теплового потока; 4 – кольцевая проточка; 5 – соединительный элемент; 6 – трубки отвода пара и конденсата; 7 – шпилька резьбовая; 8 – фиксатор

Рисунок 2.7 – Схематический чертеж калориметра

К калориметру через кольцевую проточку присоединена полая труба длиной  $l_{кт} = 1500$  мм, которая служит продолжением внутренней поверхности кольцевого канала. Для выравнивания по оси была использована резьбовая шпилька (7), которая с одной стороны крепилась при помощи соединительного элемента (5) к калориметру, а с другой стороны при помощи фиксатора (8) крепилась к краю полой трубы. Пар и конденсат собирались в специальный ресивер и отводились в дренаж.

Принципиальная схема экспериментального стенда по исследованию конвективного теплообмена в кольцевом канале представлена на рисунке 2.8.



— — сигналы с датчиков, — — движение пара — — движение воздуха

1 – вентилятор; 2 – устройство подготовки потока; 3 – датчик давления; 4 – нормальная диафрагма; 5 – датчик дифференциального давления; 6 – датчик температуры; 7 – модель циклонного рекуператора; 8 – датчики теплового потока; 9 – манометр; 10 – задвижка; 11 – фильтр; 12 – электронасос; 13 – обратный клапан; 14 – парогенератор; 15 – электроды парогенератора; 16 – пароперегреватель; 17 – ТЭНы пароперегревателя; 18 – датчик уровня воды; 19 – клапан предохранительный; 20 – система сбора данных; 21 – компьютер оператора

Рисунок 2.8 – Принципиальная схема экспериментального стенда по исследованию конвективного теплообмена в кольцевом канале циклонного рекуператора

Воздух проходит через вентилятор Elektor HRD 7 FU-105/20 (1) со встроенным частотным преобразователем, позволяющим регулировать объемный расход воздуха от 0 до 97 м<sup>3</sup>/мин в измерительный трубопровод диаметром 100 мм. На измерительном трубопроводе установлено устройство подготовки потока (2), позволяющее уменьшить завихрения до измерительной нормальной диафрагмы (4). Перед диафрагмой установлен датчик избыточного давления ПД100-ДИ0,025 (3), а на самой диафрагме - датчик дифференциального давления (5), который состоял из двух датчиков давления ПД100-ДИ0,025. После измерительной диафрагмы расположен датчик термосопротивления ДТС 125 50М В2 60 (2).

После измерительного участка воздух разделяется на два подвода и через тангенциальные подводы поступает в генератор закрутки модели. Далее воздух проходит в исследуемую зону модели циклонного рекуператора (7) и отводится напрямую в атмосферу.

Для генерации пара вода подавалась в фильтр грубой очистки (11), далее при помощи насоса (12) перекачивалась через обратный клапан (13) и попадала в 25-литровый бак электрического электродного парогенератора ПЭЭ-30 НР (14). Парогенератор ПЭЭ-30 НР имеет паропроизводительность 30 кг/ч с максимальным рабочим давлением 0.55 МПа. После того как уровень воды в баке парогенератора достигает электродов (15), срабатывает датчик уровня воды (18), и подача воды прекращается. Далее начинается прохождение электрического тока через воду, что приводит к её нагреву и испарению. Давление пара измеряется манометром (9). Для обеспечения безопасности на парогенераторе установлен предохранительный клапан (19), который открывается при превышении установленной величины давления в 0.65 МПа. Слив конденсата производится при помощи вентиля (10), установленных в нижней части бака. После генерации пар из котла отводится в электрический пароперегреватель ПП-30Н. Пароперегреватель ПП-30Н также имеет паропроизводительность 30 кг/ч с максимальным рабочим давлением 0,55 МПа и имеет возможность получать температуру перегретого пара равную 250°C при температуре пара на входе в него 140°C. После того как пар попадает в бак пароперегревателя (16), происходит его перегрев при помощи трёх ТЭНов (17). Слив конденсата производится при помощи вентиля (10), установленных в нижней части бака. Перегретый пар отводится по гофрированному шлангу в калориметр. Пар, пройдя через калориметр, частично конденсируется и отводится в дренаж. На калориметре установлены градиентные датчики теплового потока (8). В данном исследовании были использованы четыре градиентных датчика теплового потока фирмы Captec Enterprise (Франция). Данные датчики выполнены по технологии анизотропного термоэлектрического преобразователя, который был изготовлен из монокристаллов висмута. Принцип действия датчика основан на поперечном эффекте Зеебека, который заключается в том, что в сечениях датчика, нормальных вектору внешнего теплового потока, генерируется термоЭДС в результате поперечной разности температур [98]. Датчик

имеет размеры сторон  $5 \times 5$  мм и толщину 0,50 мм, время реакции датчика составляет 150 мс. На калориметре датчики закреплялись заподлицо с внутренней поверхностью кольцевого канала. Измерение профилей теплового потока в поперечном сечении производилось путём вращения калориметра через  $10^\circ$  вокруг его оси. Измерение по длине производилось путем перемещения калориметра в горизонтальной плоскости.

Фотография общего вида экспериментального стенда по исследованию конвективного теплообмена в кольцевом канале циклонного рекуператора показана на рисунке 2.9.

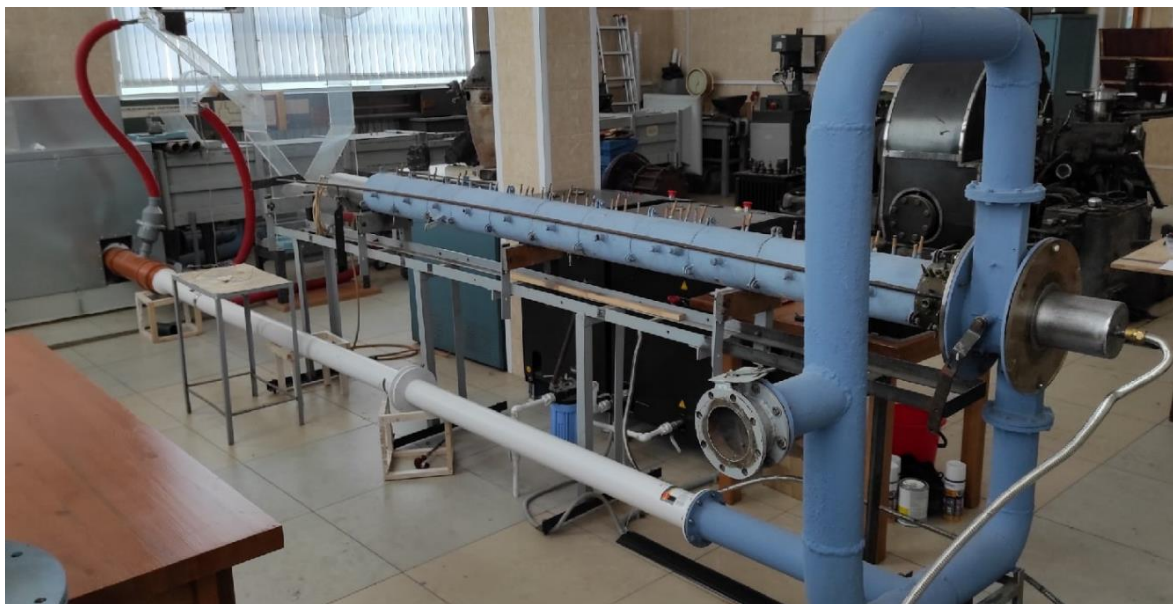


Рисунок 2.9 –Общий вид экспериментального стенда по исследованию конвективного теплообмена в кольцевом канале циклонного рекуператора

### 2.3 Программа исследований

В данной работе были рассмотрены сужающиеся кольцевые каналы рекуперативного устройства с закрученным потоком теплоносителя. Варианты геометрии сужающихся кольцевых каналов приведены на рисунке 2.10.

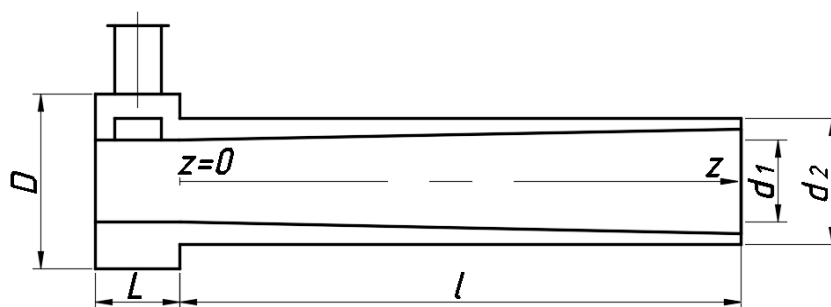


Рисунок 2.10 – Геометрия сужающихся кольцевых каналов

Были исследованы изменения  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}}$ , когда в каждом варианте изменялось соотношение площадей поперечных сечений на выходе из канала  $f_k^{\text{ВЫХ}}$  при  $z = l$ , и на входе в него  $f_k^{\text{ВХ}}$  при  $z = 0$ . Данные соотношения последовательно уменьшались от 100% до 20% с шагом в 20%.

В случае расширения внутреннего цилиндра диаметр  $d_1 = 2r_1$  в выходном сечении увеличивался от 152 мм до 178.1 мм, а угол конуса - от  $0^\circ$  до  $1.78^\circ$ . При этом длина кольцевого канала и диаметр наружного цилиндра оставались неизменными и равными соответственно  $l = 840$  мм,  $d_2 = 2r_2 = 184$  мм.

Во всех случаях было исследовано влияние скорости входящего потока и числа Рейнольдса  $Re = 3.1 \cdot 10^3 \dots 21 \cdot 10^3$ .

Исследованные геометрические и режимные характеристики сужающихся кольцевых каналов приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Геометрические и режимные характеристики сужающихся каналов

№ п/п	$d_1$	$d_2$	Угол $\gamma$	$f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}}$	Re, $10^3$	№ п/п	$d_1$	$d_2$	Угол $\gamma$	$f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}}$	Re, $10^3$
1	152	184	0	1	3100	21	152	184	0	1	3100
2					8300	22					8300
3					16000	23					16000
4					21700	24					21700
5	178.1	184	0.47	0.80	3100	25	158.9	184	0.41	0.80	3100
6					8300	26					8300
7					16000	27					16000
8					21700	28					21700
9	171.9	184	0.92	0.60	3100	29	165.5	184	0.82	0.60	3100
10					8300	30					8300
11					16000	31					16000
12					21700	32					21700
13	165.5	184	1.36	0.40	3100	33	171.9	184	1.26	0.40	3100
14					8300	34					8300
15					16000	35					16000
16					21700	36					21700
17	158.9	184	1.78	0.20	3100	37	178.1	184	1.71	0.20	3100
18					8300	38					8300
19					16000	39					16000
20					21700	40					21700

## 2.4 Методика обработки экспериментальных данных

Расход воздуха в экспериментальных установках определялся по методу переменного перепада давления на нормальной диафрагме. Измерение расхода газов с использованием стандартных сужающих устройств регламентируется ГОСТ 8.586.1 – 2005. Соответствующая данному стандарту конструкция диафрагмы называется нормальной. В рамках настоящей работы было выполнено проектирование и изготовление диафрагмы, соответствующей всем стандартам. Сама диафрагма была изготовлена с использованием фрезерного станка. Корпус диафрагмы



выполнен с обеспечением углового способа отбора давлений и напечатан на 3D принтере, как показано на рисунке 5. Внутренняя область корпуса была обработана абразивными материалами, а также ацетоном для устранения неровностей 3D печати.

Относительный диаметр отверстия диафрагмы равен:

$$\beta = \frac{d_d}{D_{ит}} = 0.68. \quad (2.1)$$

где  $d_d$  – диаметр отверстия диафрагмы,  $d_d=0.068$  м;  
 $D_{ит}$  – диаметр измерительного трубопровода,  $D_{ит}=0.1$  м.

Коэффициент скорости входа

$$E = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} = 1.1278. \quad (2.2)$$

Поправочный коэффициент, учитывающий притупление входной кромки диафрагмы

$$K_{п} = 0.9826 + \left( \frac{r_k}{d_d} + 0.0007773 \right)^{0.6} = 1.00171. \quad (2.3)$$

где  $r_k$  – радиус входной кромки диафрагмы для газовой среды,  $r_k = 0.04 \cdot 10^{-3}$ , м.

Поправочный множитель на расширение измеряемой среды при использовании углового способа отбора давления:

$$\varepsilon = 1 - (0.351 + 0.256 \cdot \beta^4 + 0.93\beta^8) \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\Delta P}{B + \Delta P} \right)^{\frac{1}{k}} \right]. \quad (2.4)$$

где  $\Delta P$  – перепад давления на диафрагме, Па;

$B$  – барометрическое давление, Па;

$k$  – показатель адиабаты,  $k=1.4$ .

Плотность сухого воздуха перед сужающим устройством можно вычислить по уравнению Клапейрона-Менделеева

$$\rho_1 = \frac{pM}{RT} = \frac{(B + P_1)M}{RT_1}. \quad (2.5)$$

где  $p=B+P_1$  – абсолютное давление, Па;

$P_1$  – статическое давление перед диафрагмой, Па;

$M$  – молярная масса,  $M = 0.029$  кг/моль для сухого воздуха;

$R$  – универсальная газовая постоянная,  $R = 8.314$  Дж/моль·К;

$T_1$  – температура воздуха перед диафрагмой, К.

Динамическая вязкость воздуха вычисляется по формуле Милликена:

$$\mu = 1.745 \cdot 10^{-6} + 5.03 \cdot 10^{-9} \cdot T \quad (2.6)$$

Число Рейнольдса рассчитывается по формуле:

$$\text{Re} = \frac{4}{\pi} \frac{q_v}{D_{\text{ит}} \nu} \quad (2.7)$$

Поправочный коэффициент истечения, учитывающий отношение действительного к теоретическому значению расхода среды при использовании углового способа отбора давления:

$$C = 0.5961 + 0.0261\beta^2 - 0.216\beta^8 + 0.000521 \left( \frac{10^6 \beta}{\text{Re}} \right)^{0.7} + \left( 0.0188 + 0.0063 \left( \frac{19000}{\text{Re}} \right)^{0.8} \right) \beta^{3.5} \left( \frac{10^6}{\text{Re}} \right)^{0.3} \quad (2.8)$$

Объемный расход среды определяется следующим образом.

$$q_v = \left( \frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot K_{\text{ш}} \cdot K_{\text{п}} \cdot C \cdot E \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (2.9)$$

При этом можно заметить, что коэффициент истечения и шероховатости, зависят от числа Рейнольдса и, следовательно, от объёмного расхода среды, что в свою очередь делает уравнение объёмного расхода неявным. Для решения данного уравнения были использованы итеративные методы исчисления.

После определения расхода и средней скорости теплоносителя обрабатывались данные, полученные непосредственно в модели циклонного рекуператора.

Для определения среднemasсовой температуры в кольцевых каналах в связи с наличием дополнительного параметра  $r_1/r_2$ , неоднородным распределением скорости вблизи внутренней и наружной стенок кольцевого канала и возможным различием тепловых граничных условий на стенках необходимо производить расчет теплообмена методом, отличным от расчета теплообмена в круглых каналах.

Расход теплоты в сечении кольцевого канала

$$Q = \int_{R_1}^{R_2} C_p \cdot t \cdot \omega_z \cdot \rho \cdot 2\pi r \cdot dr \approx F_k \sum_{i=1}^n (C_{p_i} \cdot t_i \cdot \omega_{z_i} \cdot \rho_i) \quad (2.10)$$

где  $F_k$  – площадь кольцевого канала,  $F_k = \pi(R_1^2 - R_2^2)$ , м<sup>2</sup>;

$F_k^*$  – площадь кольца,  $F_k^* = \pi(R_1^2 - R_2^2)/n$ , м<sup>2</sup>;

$C_p$  – изобарная теплоемкость, Дж/кг·К;

$T$  – температура воздуха, К;  
 $w_z$  – осевая скорость, м/с;  
 $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  
 $n$  – количество колец равной площади.

Массовый расход в сечении кольцевого канала

$$G = \int_{R_1}^{R_2} \omega_z \cdot \rho \cdot 2\pi r \cdot dr \approx F_k \sum_{i=1}^n (\omega_{zi} \cdot \rho_i). \quad (2.11)$$

Средняя энтальпия в сечении кольцевого канала

$$\bar{h} = \frac{Q}{G} = \frac{\sum_{i=1}^n (C_{pi} \cdot t_i \cdot \omega_{zi} \cdot \rho_i)}{\sum_{i=1}^n (\omega_{zi} \cdot \rho_i)} = \bar{C}_p \cdot \bar{t}. \quad (2.12)$$

Средняя в сечении кольцевого канала массовая изобарная теплоемкость

$$\bar{C}_p = \frac{1}{G} \int_{R_1}^{R_2} C_p \cdot t \cdot \omega_z \cdot 2\pi r \cdot dr \approx \frac{F_k}{G} \sum_{i=1}^n (C_{pi} \cdot t_i \cdot \omega_{zi}). \quad (2.13)$$

Среднемассовая температура в сечении кольцевого канала

$$\bar{t} = \frac{\bar{h}}{\bar{C}_p} = \frac{\sum_{i=1}^n (C_{pi} \cdot t_i \cdot \omega_{zi} \cdot \rho_i)}{\sum_{i=1}^n (C_{pi} \cdot \omega_{zi} \cdot \rho_i)}. \quad (2.14)$$

Для определения необходимого диаметра воспользуемся следующей формулой

$$R_{i+1} = \sqrt{R_i^2 - \frac{F_k}{\pi}}. \quad (2.15)$$

На каждой кольцевой площадке определяют значения изобарной теплоемкости, температуры, осевой скорости и плотности теплоносителя. При помощи полученных значений рассчитывается среднемассовая температура в сечении кольцевого канала.

Распределения осредненных и пульсационных значений тангенциальных, осевых и радиальных составляющих вектора скорости на экспериментальном стенде по исследованию аэродинамики выполнялись при помощи трёхкомпонентной лазерной доплеровской измерительной системы (ЛДИС).

Источником лазерного излучения служил ионный лазер Coherent Innova 70С (США), который генерирует излучение в диапазоне длин волн от 457.9 нм до 514.5 нм и выходной мощностью излучения лазера до 5 Вт. Лазерный луч разделяется в трансмиттере FiberFlow 60X41 фирмы Dantec Dynamics на отдельные компоненты с длинами волн 475.5 нм, 488.0 нм и 514.5 нм, и деление каждого цвета на два луча с разницей по частоте 40 МГц.

Далее лучи от манипуляторов трансмиттера передаются через оптическое волокно в 5-лучевой зонд, где при помощи ахроматической линзы диаметром 85 мм осуществляется фокусировка всех лучей в точку измерительного объема. Фокусное расстояние можно изменять при помощи трёх различных линз на расстояние равное: 310 мм, 500 мм, 800мм. При этом линзы с более короткими фокусными расстояниями позволяют получить более качественные результаты измерений в пристеночной зоне и более эффективно разрешают радиальную компоненту скорости  $w_r$ . В данной работе фокусное расстояние для большинства измерений было выполнено на фокусном расстоянии 310 мм.

Перемещение зонда по всем трём координатам производилось с использованием траверсы, оснащенной шаговым двигателем. Траверса позволяла составлять программу перемещения измерительного объема по сетке из точек.

Геометрические размеры измерительного объема зависят от диаметра перетяжки сфокусированных лазерных лучей и угла между ними, как показано на рисунке 2.11.

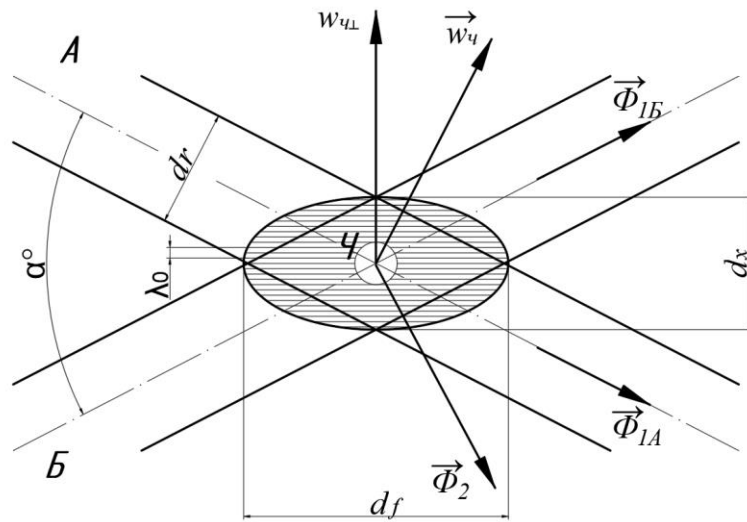


Рисунок 2.11 – Движение частицы в измерительном объеме

Рассмотрим одну компоненту системы ЛДА, которая состоит из двух лазерных лучей. Для простоты предполагается, что два лазерных луча  $A$  и  $B$  с одинаковой частотой  $f_0$  пересекаются под углом  $\alpha$ . Площадь поперечного сечения этих двух лазерных лучей в потоке называется измерительным объемом.

Также стоит учитывать, что измерительный объем представляет из себя эллипсоид, геометрические размеры которого можно найти следующим образом:

$$d_x = \frac{d_f}{2 \cos \alpha/2}, d_y = d_f, d_z = \frac{d_f}{2 \sin \alpha/2}. \quad (2.16)$$

где  $d_x, d_y, d_z$  – высота, ширина и высота объема измерения

Предполагается, что частица  $Ч$ , которая находится в потоке, проходит через измерительный объем и рассеивает свет двух лазерных лучей одновременно. Из-за разного пространственного расположения двух лазерных лучей движущаяся частица воспринимает разные частоты света, возникающие в результате эффекта Доплера. Фотодетектор расположен вдоль вектора  $\Phi_2$  для приема отражённого света, рассеянного от объема измерения.

При получении фотоприемником две световые волны с частотами  $f_A$  и  $f_B$  оказываются наложенными друг на друга. Частота биений, называемая частотой Доплера  $f_D$ , намного меньше, чем частота самого излучения лазерных лучей, и может быть измерена как флуктуации интенсивности отраженного излучения от введенной в поток частицы. Доплеровскую частоту можно рассчитать по формуле:

$$f_D = |f_{2A} - f_{2B}| = \left| f_0 \left[ \left( 1 - \frac{\vec{w}_q \cdot \vec{\Phi}_{1A}}{c} + \frac{\vec{w}_q \cdot \vec{\Phi}_2}{c} \right) - \left( 1 - \frac{\vec{w}_q \cdot \vec{\Phi}_{1B}}{c} + \frac{\vec{w}_q \cdot \vec{\Phi}_2}{c} \right) \right] \right| = \frac{f_0}{c} \left| \vec{w}_q \cdot (\vec{\Phi}_{1B} - \vec{\Phi}_{1A}) \right|. \quad (2.17)$$

где  $c$  – скорость света.

Доплеровская частота напрямую пропорциональна скорости частицы, в связи с этим скорость может быть вычислена непосредственно из  $f_D$ . Учитывая, что длина волны  $\lambda_0 = c / f_0$ , а  $\left| \vec{w}_q \cdot (\vec{\Phi}_{1B} - \vec{\Phi}_{1A}) \right| = 2 \vec{w}_{q\perp} \sin \alpha$ , где  $\vec{w}_{q\perp}$  – компонента скорости частицы, перпендикулярная биссектрисе двух лазерных лучей, приведенное выше уравнение (2.17) можно представить в виде:

$$w_{\perp} = S \cdot f_D = f_D \frac{\lambda_0}{2 \sin \alpha/2}. \quad (2.18)$$

где  $S$  – ширина шага интерференционных полос в измерительном объёме.

Коэффициент, который умножается на доплеровскую частоту, представляет собой физическую и геометрическую константу. Это обстоятельство подразумевает, что метод ЛДА для измерения скорости может применяться без дополнительной калибровки системы. Кроме того, как видно из уравнения (2.20), доплеровская частота, обнаруженная в рассеянном свете, не зависит от пространственного положения фотодетектора. Это позволяет позиционировать

фотодетектор для измерений. Однако, чаще всего блок фотодетектора совмещен с передающим блоком.

Поскольку доплеровская частота всегда положительна, независимо от направления потока частиц, составляющая скорости  $w_1$ , соответствует только абсолютному значению. Для того, чтобы определить знак этой компоненты скорости (направление потока), используется ячейка Брэгга для сдвига частоты в одном из двух лазерных лучей. При прохождении лазерного луча через ячейку Брэгга, которая находится в трансмиттере, половина излучения, используя явление дифракции, направляется в другом направлении со сдвигом на +40 МГц относительно входящего луча. Затем два полученных луча от ячейки Брэгга проходят через дисперсионную призму, которая разделяет излучение на отдельные цветовые компоненты. Нужные компоненты выделяются физически с использованием призм, и они направляются к манипуляторам трансмиттера.

Для засеивания потока светоотражающими трассирующими частицами диаметром 1 мкм в данной работе использовался генератор тумана SAFEX 2001. Он предназначен для визуализации потока в научных целях, а также производства частиц для оптических исследований потока методами лазерной доплеровской анемометрии. В качестве жидкости для генерации тумана использовалась смесь пропиленгликоля и бидистиллированной воды. Оценка размера полученных частиц по методике, приведенной в работе [136], показала их малую инерционность, которая не оказывает влияния на точность измерения параметров исследуемого потока. При этом концентрация трассирующих частиц подбиралась экспериментально до получения устойчивого доплеровского всплеска.

Частица, отражающая свет от лазерного луча, который регистрируется при помощи фотодетектора, преобразуется в электрический импульс и поступают в процессор BSA, где происходит сравнение частоты отраженного и исходного лазерного луча. После обработки сигнала в процессоре данные передаются на компьютер оператора, где установлено специальное программное обеспечение BSA Flow, которое позволяет производить широкий анализ полученных данных в том числе и в графическом виде.

Очень важно отметить, что полученные значения скорости по уравнению (2.20), которые первоначально отображаются в системе координат ЛДА, перпендикулярно биссектрисе двух лазерных лучей, в привычную декартовую систему координат [154].

Для этого обозначим компоненты скорости в оптической системе ЛДА как  $w_{LDA1}$ ,  $w_{LDA2}$  и  $w_{LDA3}$ , которые предполагаются перпендикулярными друг другу. Поле потока обычно задается в декартовой системе координат  $(x, y, z)$ , которая может не совпадать с оптической системой ЛДА. Преобразование скорости между этими двумя системами координат является простейшим ортогональным преобразованием. Предполагается, что компоненты  $w_{LDA1}$ ,  $w_{LDA2}$  и  $w_{LDA3}$  лежат

под углами  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$  и  $\gamma_i$  соответственно координатам поля потока  $x$ ,  $y$  и  $z$ , как показано на рисунке 2.12.

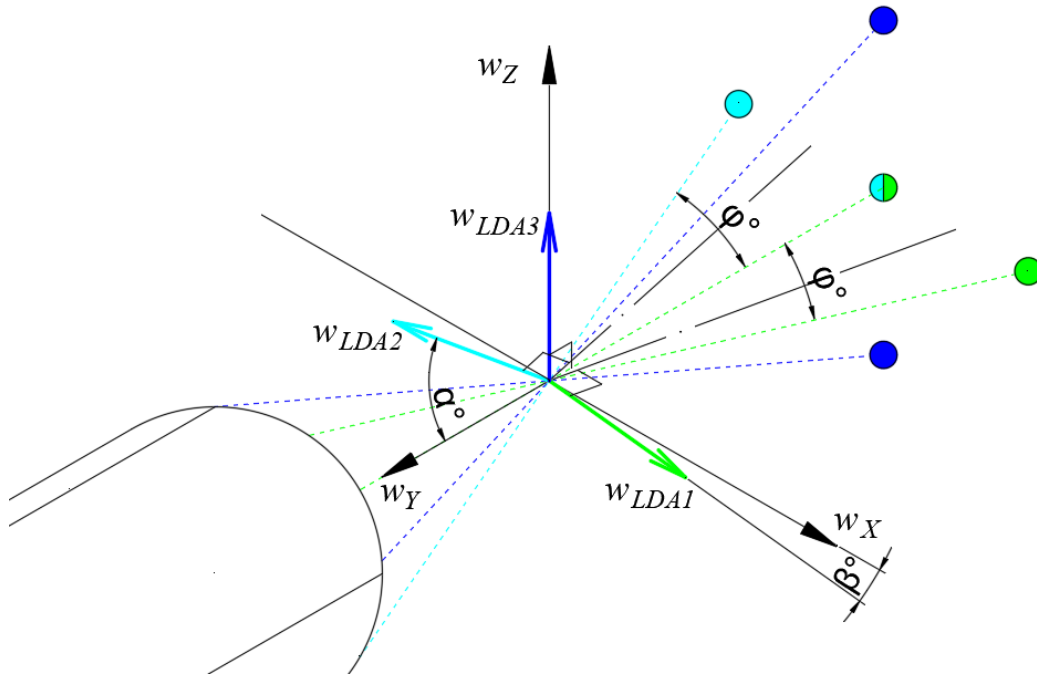


Рисунок 2.12 – Соотношение между компонентами скорости в ЛДАС

Пять выходящих лучей образуют три пары лучей, которые позволяют измерять все три составляющие скорости. При этом центральный пучок сочетает в себе голубой и зеленый лучи образуют два набора полос под углом друг к другу. Благодаря этому измеряются две компоненты скорости в горизонтальной плоскости  $w_{LDA1}$  и  $w_{LDA2}$ . Угол между двумя зелеными лучами и между двумя голубыми лучами обозначается углом  $\phi$ . Пара синих лучей измеряет вертикальную составляющую. Компоненты скорости, которые не перпендикулярны друг другу, ( $w_{LDA1}$ ,  $w_{LDA2}$ ,  $w_{LDA3}$ ) преобразуются в декартовы координаты ( $w_x$ ,  $w_y$ ,  $w_z$ ) при помощи матрицы преобразования:

$$\begin{bmatrix} w_{LDA1} \\ w_{LDA2} \\ w_{LDA3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_1 & \cos \beta_1 & \cos \gamma_1 \\ \cos \alpha_2 & \cos \beta_2 & \cos \gamma_2 \\ \cos \alpha_3 & \cos \beta_3 & \cos \gamma_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_x \\ w_y \\ w_z \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} w_x \\ w_y \\ w_z \end{bmatrix}. \quad (2.19)$$

В этом уравнении  $R$  представляет матрицу ортогонального преобразования.

Преобразование из измеренных компонентов скорости в ортогональные компоненты может быть выражено как

$$\begin{bmatrix} w_x \\ w_y \\ w_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2 \cos \varphi/2} & -\frac{1}{2 \cos \varphi/2} & 0 \\ \frac{1}{2 \sin \varphi/2} & \frac{1}{2 \sin \varphi/2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_{LDA1} \\ w_{LDA2} \\ w_{LDA3} \end{bmatrix}. \quad (2.20)$$

Решая матрицу в уравнении (2.20), можно получить уравнения для определения скоростей в декартовой системе координат по следующим уравнениям:

$$w_x = \frac{w_{LDA1} - w_{LDA2}}{2 \cos \varphi/2}. \quad (2.21)$$

$$w_y = \frac{w_{LDA1} + w_{LDA2}}{2 \sin \varphi/2}. \quad (2.22)$$

Стоит отметить, что ЛДИС позволяет проводить измерения всех компонент скорости в достаточно широком диапазоне и не требует дополнительной тарировки, так как связь между фиксируемой скоростью, оптическими характеристиками системы и доплеровской частотой имеет строгое физическое и математическое описание.

## 2.5 Определение погрешности измерений

В процессе измерений всегда присутствуют погрешности, которые вносят некоторую неопределенность полученных данных и характеризуются параметрами абсолютной и относительной погрешности. При расчетах необходимо учитывать косвенные погрешности измерений. Для анализа абсолютной погрешности косвенных измерений используется следующее уравнение:

$$\Delta Z = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial y_i} \cdot \Delta y_i \right)^2}. \quad (2.23)$$

где  $\Delta Z$  – абсолютная погрешность косвенного измерения;

$\partial f / \partial y_i$  – коэффициент влияния погрешности;

$\Delta y_i$  – абсолютные погрешности прямых измерений.

Для расчета относительной погрешности используется следующее уравнение:

$$\delta_z = \frac{\Delta Z}{Z} \cdot 100\%. \quad (2.24)$$



где  $Z$  – действительное значение косвенного измерения.

Расчет объемного расхода основывается на определении величины не исключённой систематической погрешности всех используемых измерительных приборов. В таблице 2.2 приведены значения абсолютных и относительных погрешностей измерительных приборов, использованных в данной работе, а в таблице 2.3 приведена оценка косвенной погрешности измерений объемного расхода.

Таблица 2.2 – Значения погрешностей измерительных приборов

Тип измерительного прибора	Измеряемая величина	Базовое значение	Размерность	Диапазон измерений	Абсолютная погрешность, $\Delta$	Относительная погрешность, $\delta$ %
ДТС 125 50М В2 60	Температура	25	°С	-50...+85	0.2	0,8
ПД100-ДИО,025	Давление	1000	Па	0...250кПа	2	0,5
ВМЕ280	Барометрическое давление	101,325	Па	30...110кПа	0.2	$1.97 \cdot 10^{-4}$
Штангенциркуль ШЦ-1	Диаметр отверстия диафрагмы $d_d$	68	мм	0...120	0.05	$7.4 \cdot 10^{-2}$
Штангенциркуль ШЦ-1	Внутренний диаметр ИТ $D_{ит}$	100	мм	0...120	0.05	$5 \cdot 10^{-2}$
Линейка (рулетка)	Длина измерительной секции	800	мм	200 – 3000	1,0	$1.25 \cdot 10^{-3}$
Микровольт-наноамперметр Ф136	термо-э.д.с.	4	мВ	1 – 5 5 – 10 10 – 25	0,1 0,2 1,0	$2.5 \cdot 10^{-2}$

Таблица 2.3 – Оценка косвенной погрешности измерений объемного расхода

Аргументы	Формула	Базовое значение	Формула суммирования погрешностей	Относительная %
Температура	$T$	25	Прямое измерение	0,08
Давление в измерительном трубопроводе до диафрагмы	$P_0$	1200	Прямое измерение	0.5
Барометрическое давление	$B$	101325	Прямое измерение	$1.97 \cdot 10^{-4}$
Диаметр отверстия диафрагмы	$d_d$	68	Прямое измерение	0,074
Внутренний диаметр измерительного трубопровода	$D_{ит}$	100	Прямое измерение	0,05
Площадь измерительного трубопровода	$F_{ит} = \pi \cdot d_d^2 / 4$	0.785	$\delta_\beta = \sqrt{(2\delta_{d_d})^2}$	0.147
Давление перед диафрагмы	$P_1$	1000	Прямое измерение	0.5
Давление после диафрагмы	$P_2$	600	Прямое измерение	0.5
Перепад давления на диафрагме	$\Delta P$	400	$\Delta(\Delta P) = \sqrt{\Delta(P_1)^2 + \Delta(-P_2)^2}$	1.458
Относительный диаметр отверстия диафрагмы	$\beta$ (2.2)	0.68	$\delta_\beta = \sqrt{\delta_{d_d}^2 + \delta_{D_{ит}}^2}$	0.089
Коэффициент скорости входа	$E$ (2.3)	1.1278	$\delta_E = \sqrt{\left(0.5 \sqrt{(4 \cdot \delta_\beta)^2}\right)^2}$	0.178
Плотность воздуха	$\rho$ (2.6)	1.233	$\delta_\rho = \sqrt{\delta_T^2 + \left(\frac{0.5(\Delta B^2 + \Delta P_0^2)}{B \cdot P_0}\right)^2}$	0.894
Кинематическая вязкость воздуха	$\nu = \mu / \rho$	$1.49 \cdot 10^{-5}$	$\delta_\nu = \sqrt{\delta_\mu^2 + \delta_\rho^2}$	1.2
Поправочный множитель на расширение	$\varepsilon$ (2.5)	0.9985	$\delta_\varepsilon = \sqrt{\delta_{z_0}^2 + \delta_{z_1}^2}$	1.041

Продолжение таблицы 2.3

Поправочный коэффициент истечения	$C$ (2.9)	0.699	$\delta_C = \sqrt{\delta_{C0}^2 + \delta_L^2 + \delta_{l1}^2 + \delta_{ex}^2 + \delta_h^2}$	1.278
Число Рейнольдса	$Re$ (2.8)	$10^6$	$\delta_{Re} = \sqrt{\delta_{qv}^2 + \left(\sqrt{\delta_{D_{ст}}^2 + \delta_v^2}\right)^2}$	2.991
Объемный расход	$q_v$ (2.10)	0.082	$\delta_{qv} = \sqrt{\frac{\delta_{F_{ст}}^2 + \delta_{K_m}^2 + \delta_{K_n}^2 + \delta_C^2 +}{+\delta_E^2 + \delta_\varepsilon^2 + \left(\sqrt{\delta_{\Delta p}^2 + \delta_\rho^2}\right)^2}}$	2.739

Компоненты скорости потока методами лазерной доплеровской анемометрии скорости вычислялись по формуле (2.20). Относительная погрешность измерения компонент скорости будет определяться выражением:

$$\delta_w = \Delta w/w = \sqrt{(\Delta S/S)^2 + (\Delta f_D/f_D)^2}. \quad (2.25)$$

где  $\Delta S/S$  – относительная погрешность измерения шага интерференционных полос;  
 $\Delta f_D/f_D$  – погрешность определения доплеровской частоты спектра.

Результаты исследования, посвященного измерению компонент скорости потока, когда на величину погрешности оказывает влияние только дробный шум порождающийся самим оптическим сигналом, показали, что даже при самых неблагоприятных условиях (малое число интерференционных полос) среднеквадратичное отклонение доплеровской частоты

Погрешность определения шага  $S$  описывается следующим выражением

$$\delta_S = \Delta S/S = \sqrt{(\Delta d/d)^2 + (\Delta F/F)^2}. \quad (2.26)$$

где  $F$  – фокусное расстояние,  $F=310$  мм;  
 $d$  – расстояние между лучами на выходе из оптического зонда.

Расстояние между горизонтальными лучами, измеряющими скорость  $w_x, w_y$ , составляло  $d = 36.869$  мм, а между лучами, измеряющими  $w_z$ , составляло  $d = 74$  мм. Данные линейные размеры были определены с использованием пинхола фирмы DantcDynamics абсолютная погрешность которого равна 0,0001 мм. Тогда из уравнения (2.26) можно рассчитать, что  $\delta_S^{w_x, w_y} = 0,0005\%$  и  $\delta_S^{w_z} = 0,00016\%$ , что позволяет судить о незначительном влиянии погрешности шага интерференционных полос.

Тогда относительная погрешность измерения скорости лазерным анемометром не превышает  $\delta_w = 0,04\%$ .

Относительная погрешность расчёта числа Рейнольдса:

$$\delta_{Re_{вх}} = \pm \left( \delta_{qv} + \delta_{f_{вх}} + \delta_{D_k} + \delta_{v_{вх}} \right). \quad (2.27)$$

Относительная погрешность расчёта числа Нуссельта:

$$\delta_{Nu_0} = \pm (\delta_\alpha + \delta_{h_{вх}} + \delta_\lambda). \quad (2.28)$$

где  $\delta_\lambda$  – погрешность определения коэффициента теплопроводности;

$\delta_\nu$  – погрешность определения кинематической вязкости;

$\delta_{вх}$  – погрешность определения площади входа потока.

## Выводы по главе 2

В данной главе были рассмотрены экспериментальные стенды для исследования характеристик аэродинамики и теплоотдачи закрученного потока в кольцевом канале рекуператора, а также проанализированы методы измерения физических величин и оценены их погрешности. В результате была проведена следующая работа:

- Для реализации измерения аэродинамических характеристик методом лазерной доплеровской анемометрии был разработан экспериментальный стенд из оргстекла, основной особенностью которого является использование специальной корректирующей линзы для уменьшения оптических aberrаций, вносящих существенные погрешности в измерения;
- Для реализации измерения характеристик конвективного теплообмена был разработан экспериментальный стенд, основной особенностью которого является использование калориметра с установленными заподлицо датчиками теплового потока позволяющим снимать показания по всей длине исследуемой геометрии;
- Применены методы автоматизации проведения физических экспериментов с использованием контроллера для обработки данных с электрических датчиков, измеряющих давление, температуру, расход и плотность теплового потока. Автоматизация эксперимента позволила сохранять и обрабатывать данные в режиме реального времени, а также снизить погрешности измерений;
- Разработана программа экспериментов, а также приведена методология обработки экспериментальных данных и определены основные погрешности измерений.

### 3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОЛЬЦЕВОГО КАНАЛА С ЗАКРУЧЕННЫМ ТЕЧЕНИЕМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Для численного расчета рабочего процесса в кольцевом канале рекуператора использовался программный пакет ANSYS Fluent версии 15.0. Он основан на методе конечных объемов, где неизвестными являются значения зависимой переменной в конечном числе точек (сеточных узлах). Рассматривая значения в узловых точках контрольного объема, непрерывная функция точного решения дифференциального уравнения заменялась дискретными значениями. Это позволяло получить дискретный аналог исходного уравнения, который состоит из системы алгебраических уравнений. Стоит отметить, что алгебраическое уравнение в конкретной узловой точке описывает изменение зависимой переменной для конечного контрольного объема так же, как дифференциальное уравнение описывает изменение зависимой переменной для бесконечно малого контрольного объема.

Для поставленной задачи в основе рассматривается система уравнений Навье-Стокса, состоящая из уравнений неразрывности (сохранения массы) и движения (импульса). При решении задач, связанных с теплопередачей и сжимаемостью, дополнительно решается уравнение энергии. Так как закрученный поток имеет сложный турбулентный характер, то решаются уравнения модели турбулентности.

В своей работе О. Рейнольдс [146] сформулировал методологию описания турбулентных течений, согласно ей такие физические характеристики как скорость, плотность, давление и температура можно разложить на случайные пульсационные колебания вокруг средних стационарных значений. Исходя из этого мгновенную скорость можно записать в виде:

$$u_j = \overline{u_j} + u'_j. \quad (3.1)$$

где  $\overline{u_j}$  – осредненная компонента скорости;  
 $u'_j$  – пульсационная компонента скорости.

При этом осредненное уравнение неразрывности будет иметь вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \overline{u_j}}{\partial x_j} = 0. \quad (3.2)$$

Уравнение движения для компонент средней скорости можно записать следующим образом:

$$\frac{\partial \bar{\rho} u_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} u_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \bar{p} + \frac{2}{3} \left( \rho k + (\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right), \quad (3.3)$$

где  $\rho$  - плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  
 $u_j$ - компоненты скорости, м/с;  
 $p$ - статическое давление, Па;  
 $\mu$ - динамическая вязкость, Па·с.

Систему уравнений (3.2) и (3.3) для среднего поля скорости. называют уравнениями Навье-Стокса, осреднёнными по Рейнольдсу. Чтобы система уравнений в целом могла быть решена, необходимо найти напряжения Рейнольдса  $-\overline{u'_j u'_i}$ , то есть её следует замкнуть. Для этого необходимо определить компоненты симметричного тензора турбулентных напряжений. При этом определение данного тензора становится моделью турбулентности, когда тензор выражается через параметры осредненного течения.

В 1877 году Ж. Буассинеск предположил, что существует взаимосвязь между напряжениями Рейнольдса  $-\overline{u'_j u'_i}$  и тензором скоростей деформации между вязкими напряжениями  $\tau_{ij}$  и компонентами тензора скоростей деформации  $S_{ij}$  для ньютоновской жидкости:

$$-\overline{u'_j u'_i} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}. \quad (3.4)$$

где  $\mu_t$  – турбулентная вязкость.

Проблема замыкания осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса может быть разрешена путем использования концепций турбулентной вязкости и градиентной диффузии. В этом случае необходимо определить только турбулентную вязкость  $\mu_t$  и коэффициент турбулентной диффузии.

Для решения большинства практических задач необходимо дополнительно решать скалярные поля температуры. Для описания уравнения рассмотрим скалярную величину  $\phi$  несжимаемого течения с постоянной плотностью, то есть запишем уравнение переноса, в котором будут отсутствовать источники и стоки. Осредненное уравнение переноса  $\phi$  принимает вид:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \phi}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} u_j \phi}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho D \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_j \phi'} \right). \quad (3.5)$$

где  $D$  - коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с.

Значение пассивного скаляра  $\phi$  не влияют на остальные характеристики среды. Входящая в уравнение плотность может быть связана с такими переменными, как температура и массовая концентрация, через термическое уравнение состояния. Величина  $\overline{u'_j \phi'}$  в уравнении (3.5) описывает турбулентный поток скаляра  $\phi$ , генерируемого в результате турбулентного перемешивания.

По аналогии с гипотезой турбулентной вязкости вводится гипотеза градиентной диффузии, которая позволяет выразить турбулентный поток  $\overline{u'_j \phi'}$  скаляра  $\phi$ , через градиенты средних значений  $\bar{\phi}$ :

$$\overline{u'_j \phi'} = -D_t \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_j}. \quad (3.6)$$

где  $D_t$  – коэффициент турбулентной диффузии.

Между турбулентной вязкостью  $\mu$  и коэффициентом турбулентной диффузии  $D_t$  предполагается связь

$$D_t = \frac{\mu}{\rho} \frac{1}{Pr_t}. \quad (3.7)$$

где  $Pr_t$  – турбулентное число Прандтля,  $Pr_t \approx 1$ .

В данном уравнении также возникает проблема замыкания системы осреднённых уравнений, которая решается при помощи введения модели турбулентности.

При использовании уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS), для описания турбулентных течений применяются двухпараметрические модели турбулентности. Стоит отметить, что на данный момент не существует модели турбулентности, которая описывала бы все имеющиеся в природе и технике процессы. Каждая модель имеет свою степень применимости к практическим инженерным задачам. Для определения наилучшей модели для данной работе необходимо провести верификацию различных моделей с экспериментальными данными.

Одной из самых распространённых двухпараметрических моделей турбулентности является модель  $k - \epsilon$ . В данной модели используются два уравнения, учитывающие перенос турбулентной вязкости: кинетическая энергия турбулентности  $k$  и скорость диссипации  $\epsilon$ . Стандартная модель  $k - \epsilon$  подходит для большинства типовых инженерных задач. Однако, применение данной модели при исследовании сильно закрученных течений или областей со значительными зонами отрыва может привести к значительным погрешностям. Стоит отметить, что для закрученных течений, характеризующихся значительной кривизной линий тока в

областях деформаций профилей поля скорости, существует модификация модели  $k - \varepsilon$  на основе ренормированных групп (Renormalization Group model, RNG). Но при применении данной модели плохо описываются отрывные течения и процессы теплообмена.

Отдельно необходимо выделить модели переноса Рейнольдсовых напряжений (Reynold's Stress Models, RSM), которые основаны на решении шести уравнений переноса каждого компонента тензора напряжений, а также уравнения переноса для скорости диссипации энергии турбулентности. Благодаря такому подходу реализуется возможность учитывать анизотропность турбулентных пульсаций и расширяется область применимости моделей данного класса, в том числе для течений с большой кривизной линии тока, а следовательно, и закруткой потока. Однако, основные сложности при использовании RSM моделей заключается в достоверности приближённого моделирования многочисленных незамкнутых корреляций, возникающих при выводе уравнений переноса для  $\overline{u'_i u'_j}$ .

Для моделирования отрывных закрученных течений хороший результат дает модель турбулентности сдвиговых напряжений Ментера (Shear Stress Transport, SST)  $k - \omega$ , в которой используются два уравнения переноса турбулентной вязкости. Здесь  $k$  – это кинетическая энергия турбулентности, а  $\omega = \varepsilon/k$  — это величина, обратная времени жизни крупных вихрей. Модель SST основана на линейной комбинации  $k - \varepsilon$  и  $k - \omega$  модели таким образом, что в пристеночных областях используется  $k - \omega$ , а в ядре потока  $k - \varepsilon$  [140].

При этом уравнения  $k - \omega$  модели имеют вид:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho k_j}{\partial \tau_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho P_k - \rho C_\mu k \omega, \quad (3.8)$$

где  $k$  – кинетическая энергия турбулентности;  
 $\mu_t$  – турбулентная вязкость;  
 $\sigma_{k1}$  – турбулентное число Прандтля для  $k$ ,  $\sigma_{k1} = 2$ ;  
 $C_\mu$  – эмпирическая константа,  $C_\mu = 0.09$ .

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho \omega_j}{\partial \tau_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha_1 \frac{\omega}{k} \rho P_k - \rho \beta_1 \omega^2, \quad (3.9)$$

где  $\omega$  – обратная времени жизни крупных вихрей;  
 $\sigma_{\omega 1}$  – турбулентное число Прандтля для  $\omega$ ,  $\sigma_{\omega 1} = 2$ ;  
 $\alpha_1$  – обратное числа Прандтля,  $\alpha_1 = 5/9$ ;  
 $\beta_1$  – эмпирическая константа,  $\beta_1 = 0.075$ .

Уравнения  $k - \varepsilon$  модели записываются таким образом, чтобы вместо  $\omega$  использовать  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho k u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho P_k - \rho C_\mu k \omega, \quad (3.10)$$

$\sigma_{k2}$  – турбулентное число Прандтля для  $k$ ,  $\sigma_{k2} = 1$ .

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho \omega u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} \rho P_k - \rho \beta_2 \omega^2, \quad (3.11)$$

где  $\sigma_{\omega 2}$  – турбулентное число Прандтля для  $\omega$ ,  $\sigma_{\omega 2} = 1/0.856$ ;

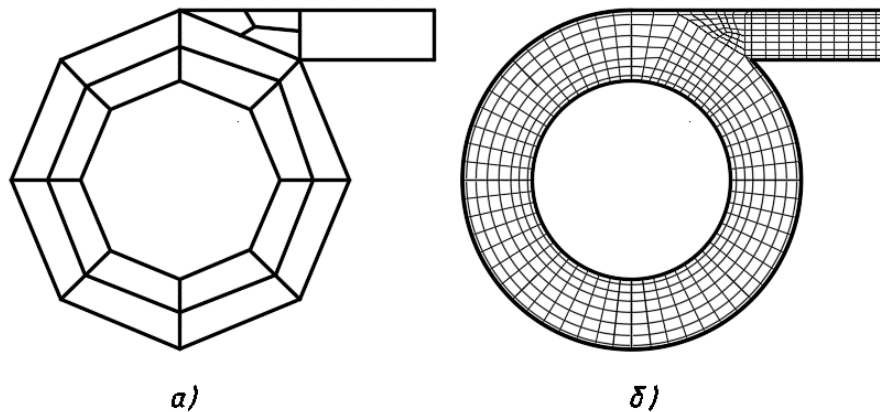
$\alpha_2$  – обратное числа Прандтля,  $\alpha_2 = 0.44$ ;

$\beta_2$  – эмпирическая константа,  $\beta_2 = 0.0828$ .

По структуре уравнения (3.10) и (3.11) аналогичные, за исключением второго слагаемого в правой части. Стоит отметить, что при моделировании закрученных течений необходимо дополнительно использовать поправку на кривизну линий тока в модели турбулентности SST, которая позволяет упорядочить профиль скорости в местах поворота линий тока. В случае закрученного течения следует применять трехмерную нестационарную формулировку исходных уравнений.

При проведении численного моделирования сложных гидрогазодинамических процессов таких, как закрученные турбулентные потоки, важную роль играет корректное построение сеточной модели изучаемого объекта, основой которой является геометрическая модель, выполненная в системе автоматизированного проектирования.

При построении геометрической модели определяются её основные особенности. Так, например, при построении структурированной гексаэдрической сетки в генераторе закрутки невозможно выстроить блочную структуру в виде “рулета”, которая обычно применяется в турбомашиностроении, ввиду различной ширины выходного шлица и генератора закрутки. В связи с этим оптимальным решением будет создание Y-блока в месте сопряжения входного шлица и генератора закрутки, как показано на рисунке 3.1.



а – блочная структура; б – гексаэдрическая сеточная модель

Рисунок 3.1 – Построение гексаэдрической сеточной модели циклонного устройства



При построении структурированной гексаэдрической сетки кольцевого канала рекуператора общее количество элементов составило 6071917 элементов. Показатели качества представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Показатели качества гексаэдрической сеточной модели

Aspect ratio	Соотношение сторон элементов	0-5	5-10	10-20	20-30	30-50	50-90
	Количество элементов, %		69	30	1	0	0
Min. Angle	Угол элемента, °	0-9	9-22	22-36	36-45	45-72	72-90
	Количество элементов, %	0	0	0,7	1,3	9	89
Max. Angle	Угол элемента, °	90-99	99-108	108-117	117-126	126-135	135-180
	Количество элементов, %	87	5,6	4,4	2	1	0
Determinant	Деформация элементов	0-0,6	0,6-0,7	0,7-0,8	0,85-0,90	0,90-0,95	0,95-1
	Количество элементов, %	0	0	0,1	0,3	0,5	99,1

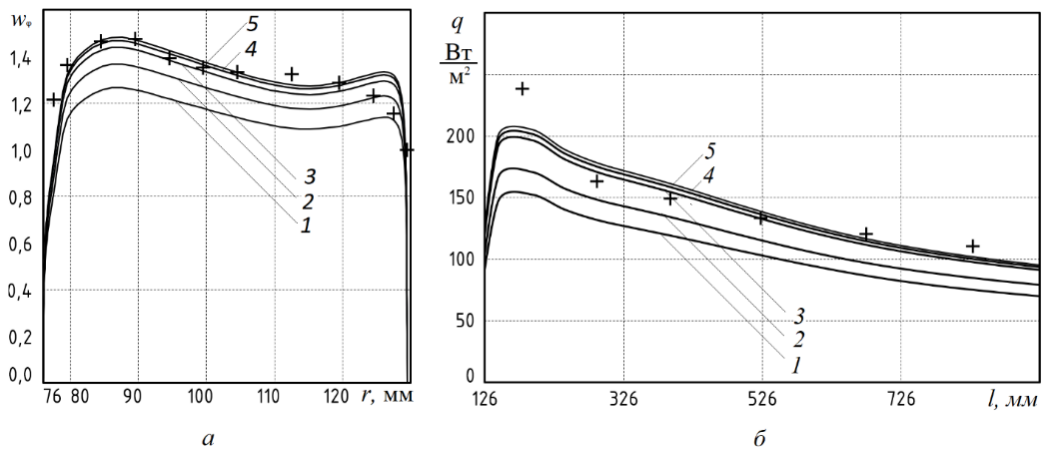
Сеточная модель, построенная с использованием Y-образных блоков во входном шлице, примыкающем к генератору закрутки, показывает удовлетворительный результат и будет применена в дальнейшей работе для всех случаев.

После определения структуры сеточной модели было получено сеточно-независимое решение. Характеристики всех исследованных сеточных моделей приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Характеристики использованных расчетных сеток

№ п/п	Размерность, кол. ячеек, шт	Средний размер ячеек, мм	$y^+$
1	1 819 264	7.5x7.5	1.1
2	6 071 917	5x5	1
3	14 184 394	2.5x2.5	0.9
4	24 841 784	1x1	0.85
5	38 184 612	0.5x0.5	0.85

Для каждой сеточной модели были решены тестовая задача с целью определения оптимальной размерности с точки зрения вычислительных затрат и точности полученных данных. На рисунке 3.2 показано распределение профилей тангенциальной скорости в генераторе закрутки и плотности теплового потока при различной размерности сеточной модели.

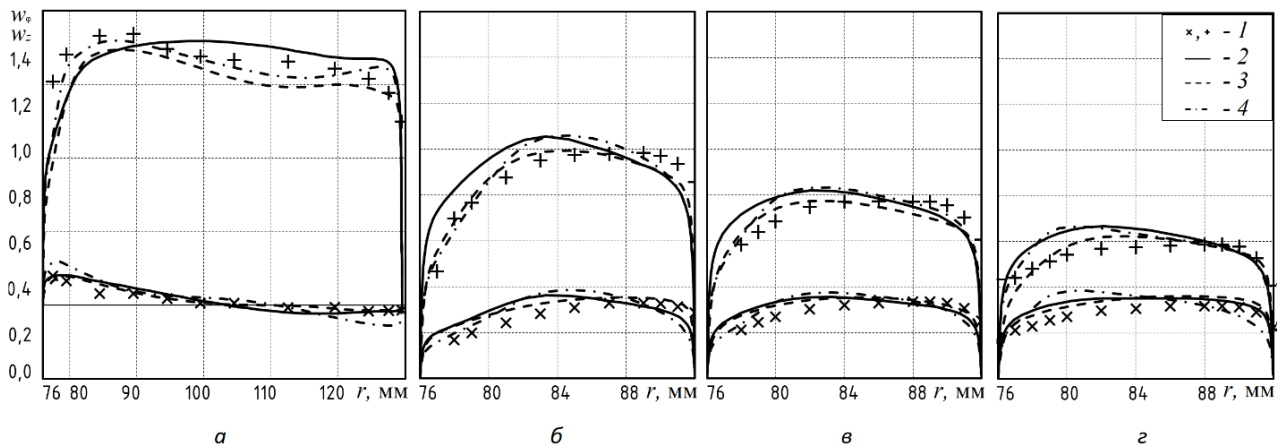


1 – 1 819 264; 2 – 6 071 917; 3 – 14 184 394; 4 – 24 841 784; 5 – 38 184 612; знаки – эксперимент

Рисунок 3.2 – Профили тангенциальной скорости и плотности теплового потока при различной размерности сеточной модели

Из представленных данных видно, что при размерности сеточной модели более 14 184 394 ячеек изменение профилей скорости и плотности теплового практически не изменяется, поэтому для дальнейших исследований будет использована модель с размерностью ячеек 2.5 x 2.5, значением  $y^+ = 0.9$ .

Для дальнейшего сравнения были выбраны три различные модели турбулентности. На рисунке 3.3 представлены сопоставления экспериментальных распределений безразмерных тангенциальной  $\bar{w}_\varphi = w_\varphi/V_{\text{вх}}$  и осевой  $\bar{w}_z = w_z/V_{\text{вх}}$  ( $V_{\text{вх}}$  - средняя скорость во входном шлице) составляющих вектора скорости по радиусу в поперечном сечении генератора закрутки, а также в сечении кольцевого канала при  $z = 290$  мм,  $z = 538$  мм и  $z = 808$  мм (где  $z$  – продольная координата, отсчитываемая от генератора закрутки вдоль оси кольцевого канала), с результатами численных расчетов. Наиболее точно распределения скорости описывают результаты расчетов, полученные с использованием двухпараметрической модели сдвиговых напряжений Ментера SST  $k-\omega$ , а наименьшую точность дает решение со стандартной  $k-\epsilon$  моделью.



а – в среднем сечении закручивателя при  $\varphi=180^\circ$ ; б – в сечении  $z=290$  мм при  $\varphi=0^\circ$ ; в – в сечении  $z=538$  мм при  $\varphi=0^\circ$ ; г – в сечении  $z=808$  мм при  $\varphi=0^\circ$ ; 1 – экспериментальные данные; 2 – модель standard  $k-\epsilon$ ; 3 – модель SST  $k-\omega$ ; 4 – модель RSM

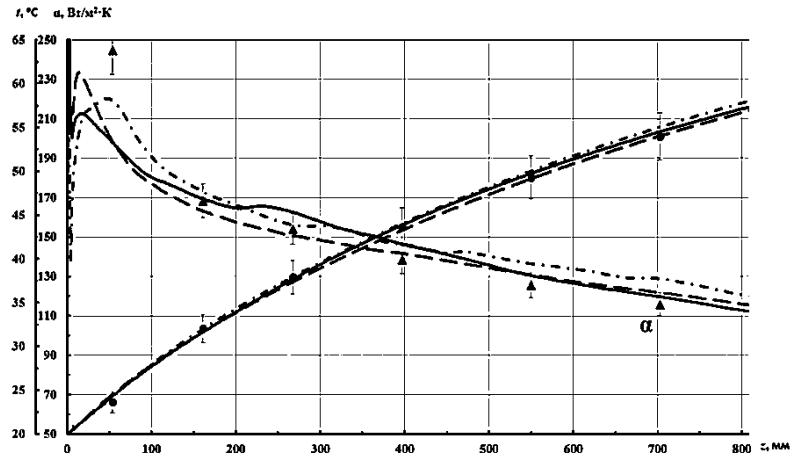
Рисунок 3.3 – Сопоставление опытных и расчетных распределений  $\bar{w}_\varphi$  и  $\bar{w}_z$

Сопоставление распределений численных и экспериментальных значений температуры потока и коэффициента теплоотдачи по длине кольцевого канала осредненных в поперечном сечении представлено на рисунке 3.4.

На внешней поверхности все использованные модели турбулентности позволяют получить достаточно близкие результаты, но при этом наилучшее совпадение с опытными данными, в пределах 5% погрешности, дает использование RSM модели. Исключение составляет участок, примыкающий к генератору закрутки, на котором расчеты показывают результаты, ниже опытного значения на 16...19%.

Для внутренней поверхности кольцевого канала результаты расчетов с применением указанных моделей турбулентности существенно превышают экспериментальные значения.

Наименьшее расхождение с опытными данными было получено при использовании модели SST  $k-\omega$ , которое на разных по длине участках составляло от 5 до 17%.

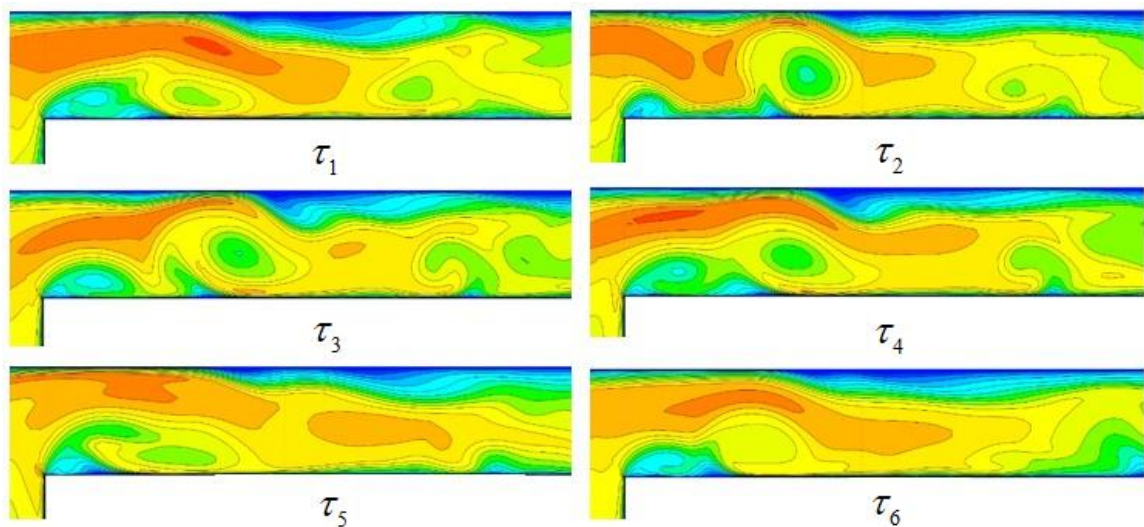


▲, ● – экспериментальные данные; — модель standard  $k-\epsilon$ ; - · - модель SST  $k-\omega$ ; - · - модель RSM

Рисунок 3.4 – Сопоставление распределений по длине осредненных в поперечном сечении кольцевого канала коэффициента теплоотдачи и температуры потока

Полученные результаты моделирования подтверждают известный вывод о невозможности создания универсальной полуэмпирической модели турбулентности, пригодной для расчета различных аэродинамических течений.

Кроме того, на начальном участке кольцевого канала происходит отрыв закрученного потока от внешней поверхности, с образованием крупномасштабных нестационарных турбулентных вихревых структур, как показано на рисунке 3.5.



■ –70-65 м/с; ■ – 60-65 м/с; ■ –55-60 м/с; ■ – 50-55 м/с; ■ – 45-50 м/с; ■ – 40-45 м/с;  
 ■ –35-40 м/с; ■ – 30-35 м/с; ■ – 25-30 м/с; ■ – 20-25 м/с;  $\tau_1 - 0$  сек;  $\tau_2 - 3,3125 \cdot 10^3$  сек;  $\tau_3 - 6,625 \cdot 10^3$  сек;  $\tau_4 - 9,9375 \cdot 10^3$  сек;  $\tau_5 - 13,25 \cdot 10^3$  сек;  $\tau_6 - 16,5625 \cdot 10^3$  сек;

Рисунок 3.5 – Расчетные проекции вектора полной скорости в продольном сечении входного участка кольцевого канала

Вероятно, для рассматриваемой задачи в рамках одной модели невозможно одновременно учесть противоположное влияние на турбулентность закрученного потока и теплоотдачу поверхностей кольцевого канала центростремительного ускорения.

Очевидно, что для условий закрученного течения теплоносителя, с сильной кривизной линий тока, рассмотренные модели позволят получить удовлетворительную точность расчетов аэродинамики и теплоотдачи только при условии расчета в нестационарной постановке для наилучшего разрешения потока в областях отрывных зон и вторичных течений.

### Выводы по главе 3

В данной главе был рассмотрен процесс построения численного расчета рабочего процесса в кольцевом канале с закрученным течением теплоносителя, который характеризуется следующими особенностями:

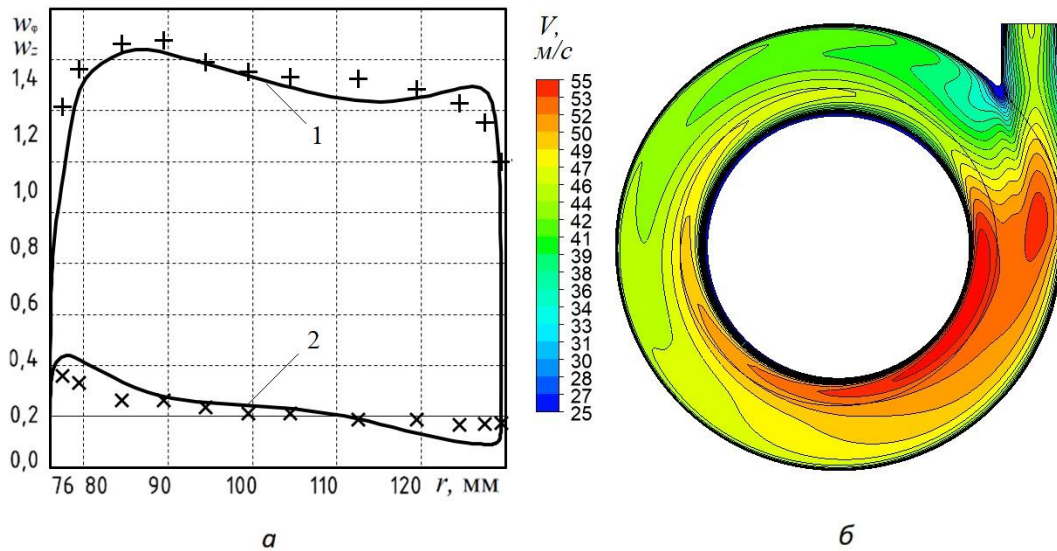
- Для проведения математического моделирования процессов аэродинамики и конвективного теплообмена целесообразно использовать численное решение уравнений Навье-Стокса;
- Структурированная гексаэдрическая сеточная модель, построенная при помощи Y-образных блоков, показывает наилучший результат по сравнению с сеточными моделями, использующими другие типы элементов;
- Сеточно-независимое решение для исследуемой геометрии может быть достигнуто при размерности ячеек  $2.5 \times 2.5$  и значением  $y^+ = 0.9$ ;
- При исследовании осредненных значений хорошую сходимость показывают результаты расчетов, полученные с использованием двухпараметрической модели сдвиговых напряжений Ментера  $k-\omega$ ;
- Процессы, протекающие в кольцевом канале при закрутке потока, имеют сложный и не постоянный по времени характер, что обуславливает применение нестационарной постановки решения численной модели;
- Полученное численное решение качественно и количественно описывает рабочий процесс закрученного течения теплоносителя в кольцевом канале и, может быть применена для дальнейшей работы.

## 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОДИНАМИКИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ЗАКРУЧЕННЫМ ПОТОКОМ

### 4.1 Аэродинамика в прямых кольцевых каналах

Для создания и поддержания закрученного потока в кольцевом канале используется генератор закрутки. Геометрические характеристики генератора закрутки потока оказывают определяющее воздействие на интенсивность крутки потока.

На рисунке 4.1 представлены сопоставления экспериментальных и расчетных распределений безразмерных тангенциальной  $\bar{w}_\varphi = w_\varphi/V_{\text{вх}}$  и осевой  $\bar{w}_z = w_z/V_{\text{вх}}$  компонент вектора полной скорости по радиусу в среднем поперечном сечении генератора закрутки. Также приведена картина проекции полной скорости на среднее поперечное сечение генератора закрутки.

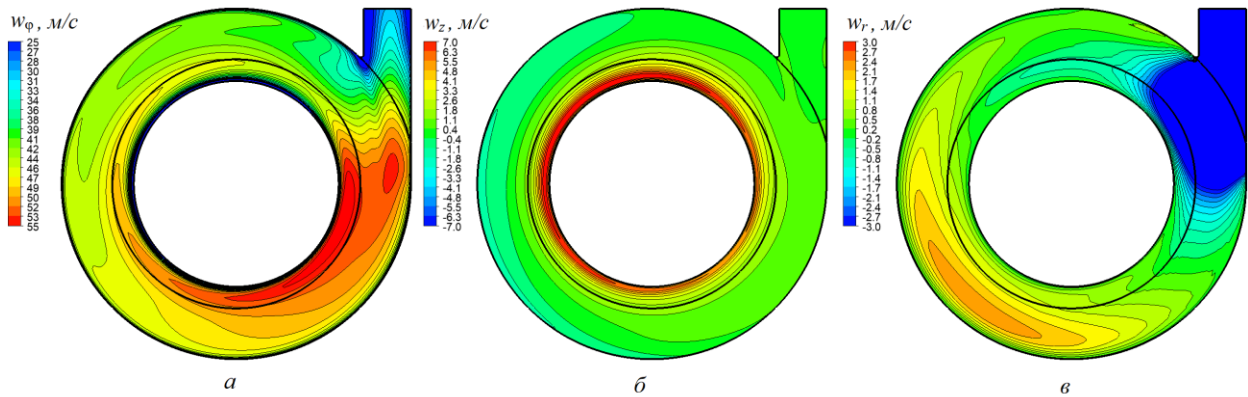


а – сопоставление опытных и расчетных распределений  $\bar{w}_\varphi$  (1) и  $\bar{w}_z$  (2); б – проекция полной скорости на поперечное сечение генератора закрутки потока

Рисунок 4.1 – Аэродинамика генератора закрутки

При анализе распределения скорости видно, что односторонний подвод воздуха вызывает значительную неравномерность потока по всему объему генератора закрутки. Для коротких циклонных камер тангенциальная составляющая  $w_\varphi$  в ядре потока имеет преобладающее значение по сравнению с осевой  $w_z$  и радиальной  $w_r$  компонентами скорости, рассматриваемая циклонная камера имела небольшую относительную длину равную  $L/D \approx 0,5$ . Стоит отметить, что генератор закрутки потока при всех модификациях геометрии был гладким. Следовательно, аэродинамика в каждом из рассматриваемых случаях была идентична.

На рисунках 4.2 и 4.3 представлено распределение компонент полной скорости в поперечном сечении генератора закрутки потока.



а – тангенциальная составляющая  $\bar{w}_\varphi$ ; б – осевая составляющая  $\bar{w}_z$ ; в – радиальная составляющая  $\bar{w}_r$

Рисунок 4.2 – Компоненты полной скорости в поперечном сечении генератора закрутки

Исходя из рисунка можно подтвердить, что из всех компонент полной скорости преобладающее значение имеет тангенциальная составляющая скорости.

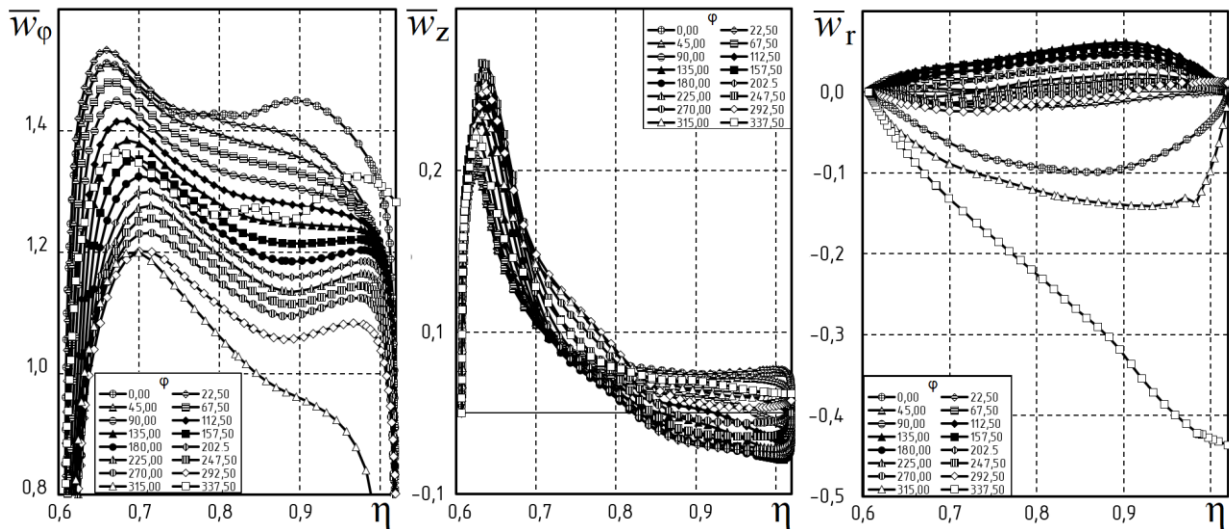


Рисунок 4.3 – Распределения тангенциальной  $\bar{w}_{\varphi m}$ , осевой  $\bar{w}_{zm}$  и радиальной  $\bar{w}_{rm}$  составляющих скорости от угла  $\varphi$  в поперечном сечении генератора закрутки

Максимальная тангенциальная скорость в ядре циклонного потока  $\bar{w}_{\varphi m} = w_{\varphi m}/V_{вх}$  является одним из основных параметров, характеризующих интенсивность закрутки потока. На рисунке 4.4 представлены распределения максимальных тангенциальной  $\bar{w}_{\varphi m}$ , осевой  $\bar{w}_{zm} = w_{zm}/V_{вх}$  и радиальной  $\bar{w}_{rm} = w_{rm}/V_{вх}$  составляющих скорости от угла  $\varphi$  в поперечном сечении генератора закрутки.

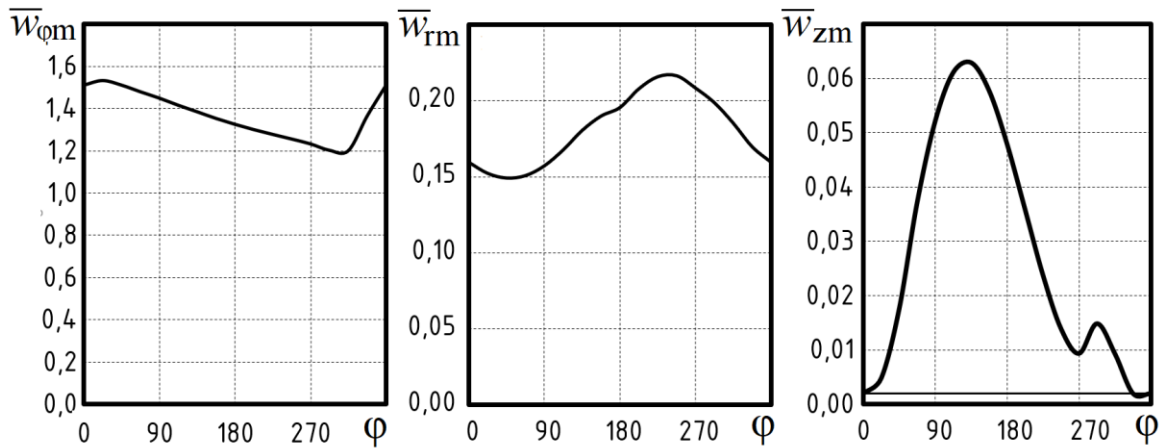


Рисунок 4.4 – Распределения максимальных тангенциальной  $\bar{w}_{\varphi m}$ , осевой  $\bar{w}_{zm}$  и радиальной  $\bar{w}_{rm}$  составляющих скорости от угла  $\varphi$  в поперечном сечении генератора закрутки

Видно, что максимальные компоненты скорости в поперечном сечении генератора закрутки имеют ярко выраженный неравномерный характер распределения. Это вызвано использованием одностороннего ввода потока. Изменение распределения максимальной тангенциальной скорости  $\bar{w}_{\varphi m}$  составляет 22%, максимальной осевой скорости  $\bar{w}_{zm}$  составляет 31%, максимальной радиальной скорости  $\bar{w}_{rm}$  составляет 100%. Из этого можно сделать вывод, что максимальная тангенциальная скорость хоть и имеет ведущее значение в генераторе закрутки, но меньше остальных компонент скорости изменяется от угла  $\varphi$  в поперечном сечении генератора. Наибольшее изменение от угла  $\varphi$  в поперечном сечении генератора закрутки имеет максимальное значение радиальной скорости  $w_{rm}$ .

Также одной из важных аэродинамических характеристик являются радиусы максимальных значений тангенциальной, осевой и радиальной компонент полной скорости. Распределения максимальных тангенциального  $\bar{r}_{\varphi m}$ , осевого  $\bar{r}_{zm}$  и радиального  $\bar{r}_{rm}$  радиусов от угла  $\varphi$  в поперечном сечении генератора закрутки приведено на рисунке 4.5

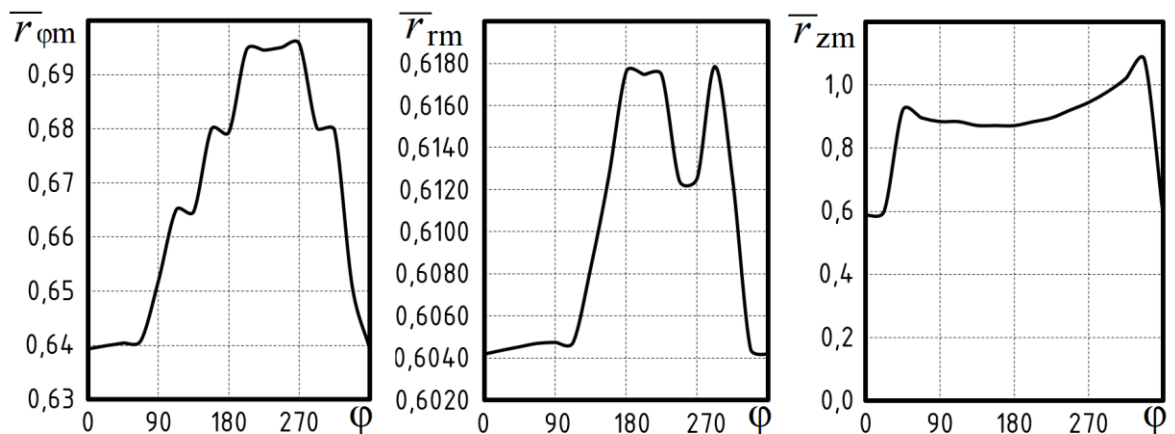
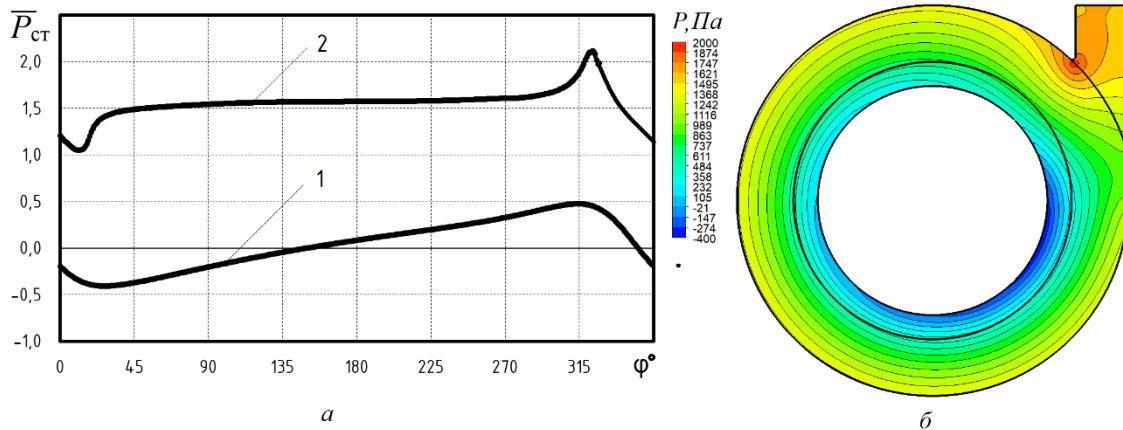


Рисунок 4.5 – Распределения максимальных тангенциального  $\bar{r}_{\varphi m}$ , осевого  $\bar{r}_{zm}$  и радиального  $\bar{r}_{rm}$  радиусов от угла  $\varphi$  в поперечном сечении генератора закрутки

Анализ характера распределения максимальных компонентов полной скорости, и их положения -  $\bar{r}_{\phi m} = r_{\phi m}/R_k$ , показывает, что радиус максимальной тангенциальной, осевой и радиальной скорости постепенно увеличивается при отдалении от выходного шлица и достигает своего максимума на обратной стороне от входа воздуха. Изменение распределения радиуса максимальной тангенциальной скорости  $\bar{r}_{\phi m}$  составляет 8%, радиуса максимальной осевой скорости  $\bar{r}_{zm}$  составляет 2%, радиуса максимальной радиальной скорости  $\bar{r}_{rm}$  составляет 42%.

Распределение статического давления  $\bar{P}_c = 2P_c/\rho V_{cp}^2$  ( $V_{cp}$  и  $\rho$  - средняя скорость и плотность потока) от угла  $\phi$  в поперечном сечении генератора закрутки приведено на рисунке 4.6.



1 – внутренняя поверхность; 2 – внешняя поверхность

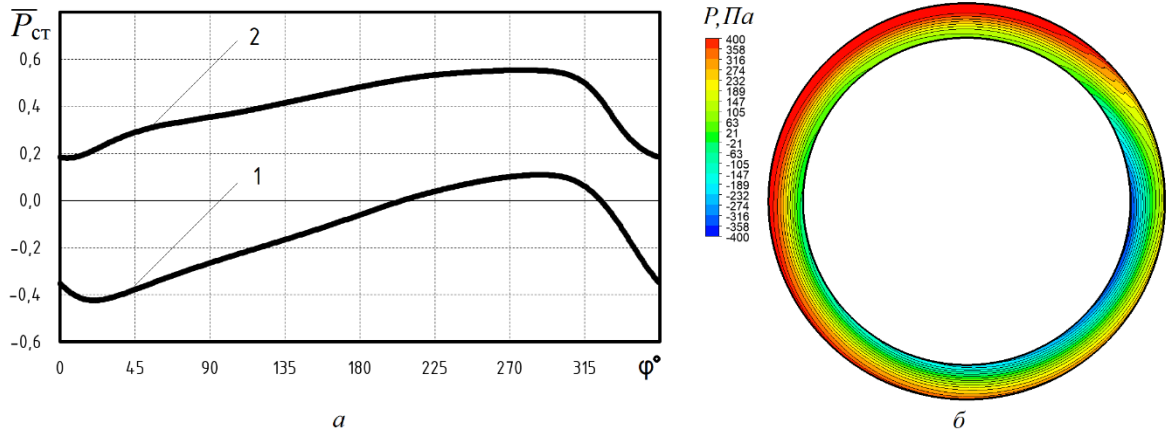
Рисунок 4.6 – Распределение статического давления от угла  $\phi$  в поперечном сечении генератора закрутки

Распределение безразмерного статического давления на внутренней поверхности в поперечном сечении генератора закрутки характеризуется движением закрученного приторцевого потока, который набегаёт под определенным углом на внутренний цилиндр. При взаимодействии закрученного потока с внутренней вставкой в области максимальных полных скоростей наблюдается наибольшее значение статического давления  $\bar{P}_c$ . Снижение значения статического давления связано с проявлением эжекционного воздействия осесимметричного потока воздуха, разворачивающегося у круглой цилиндрической поверхности.

Распределение статического давления  $\bar{P}_c$  от угла  $\phi$  в поперечном сечении на входе в кольцевой канал приведено на рисунке 4.7.

На примыкающей к генератору части кольцевого канала существует некоторая неравномерность в распределении потока по периметру. Неравномерность распределения статического давления на внутренней и внешней поверхностях кольцевого канала при  $z = 0$  объясняется неравномерностью стока закрученного потока в кольцевой канал из генератора закрутки.

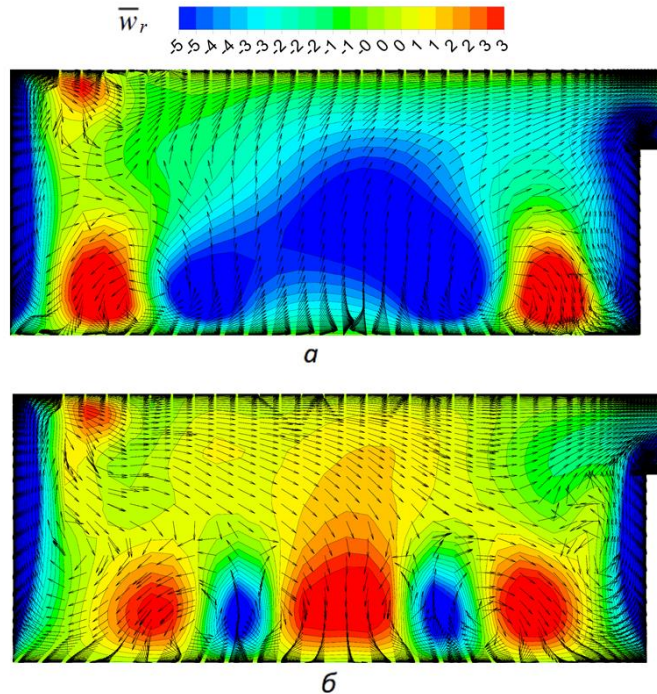




1 – внутренняя поверхность; 2 – внешняя поверхность

Рисунок 4.7 – Распределение статического давления от угла  $\varphi$  в поперечном сечении на входе в кольцевой канал

По результатам вычислительного эксперимента видно, что односторонний ввод потока определяет значительную неравномерность распределения всех составляющих вектора скорости в генераторе закрутки [67]. На рисунке 4.8 представлено распределение радиальной скорости в генераторе закрутки потока.



а –  $\varphi = 0^\circ$ ; б –  $\varphi = 90^\circ$

Рисунок 4.8 – Распределение радиальной скорости в генераторе закрутки потока

Струя, выходя из шлица в генератор закрутки, расширяется в спутном вращающемся потоке в радиальном и осевом направлениях. На боковых границах струи формируются вихревые

структуры, взаимодействие которых с радиальными потоками у торцевых стенок приводит к образованию вторичных течений в виде парных вихрей при  $\varphi = 0^\circ$ .

По мере распространения потока вдоль вогнутой поверхности наблюдается интенсивный вынос газа из средней части струи, который приводит к потере устойчивости ее течения и возникновению в этой области у стенки еще одного парного вихря при  $\varphi = 90^\circ$ . Сформировавшиеся вихри с противоположными направлениями вращения при дальнейшем движении потока отделяются от поверхности и выносятся в кольцевой канал, распадаясь при этом на более мелкие структуры.

В работе были исследованы отрывные течения, возникающие при переходе из генератора закрутки в кольцевой канал [43, 137]. На рисунке 4.9 представлены распределения изотак полной скорости, а также поля осевой скорости на входе потока в кольцевой канал в моменты времени, отличающиеся на полупериод. Значительная азимутальная неравномерность распределения всех характеристик вихресодержающего потока приводит к несимметричному и нестационарному его истечению в кольцевой канал в виде периодического процесса, характеризующегося числами Струхала порядка 0,22.

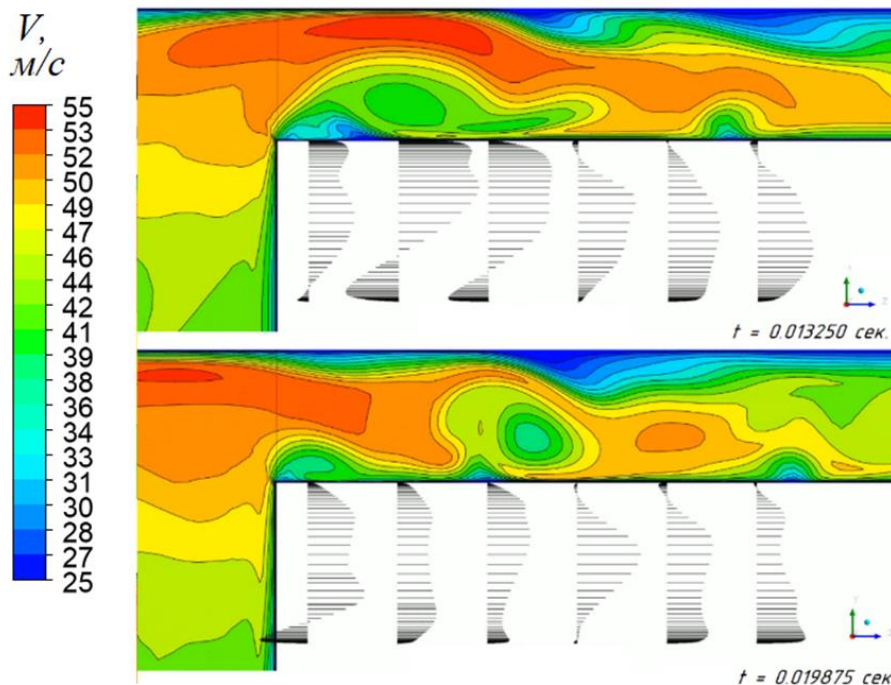


Рисунок 4.9 – Распределение изотак полной скорости в продольном сечении на входе потока в кольцевой канал

От передней кромки наружного цилиндра канала наблюдаются отрывы потока, генерирующие крупномасштабные поперечные вихри, которые сносятся вниз по течению, как показано на рисунке 4.10.

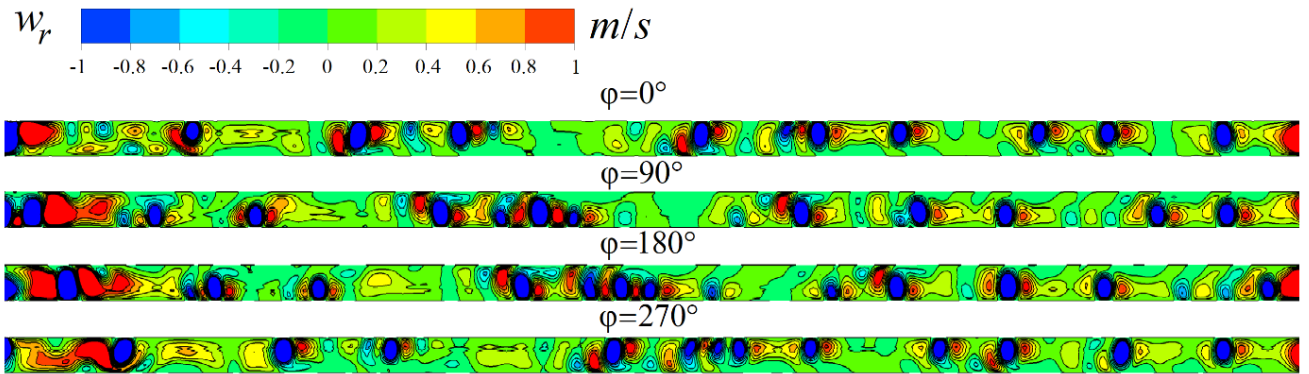


Рисунок 4.10 – Распределение радиальной скорости в продольном сечении кольцевого канала

Искривление вихрей и последующее выстраивание их по потоку приводит к формированию вторичных структур наподобие вихрей Тейлора – Гёртлера, постепенно занимающих все пространство кольцевого зазора, с осями, совпадающими с направлением движения основного закрученного потока. Распространение вторичных вихрей совпадает с углом закрутки основного потока.

На рисунке 4.11 показаны изменения безразмерной радиальной скорости  $\overline{w}_r = w_r/V_{ax}$  (где  $w_r$  - текущая радиальная скорость) в среднем сечении по длине кольцевого канала (где  $d_h = d_2 - d_1$  - гидравлический диаметр). по всей длине канала происходит чередование максимальных и минимальных значений скорости.

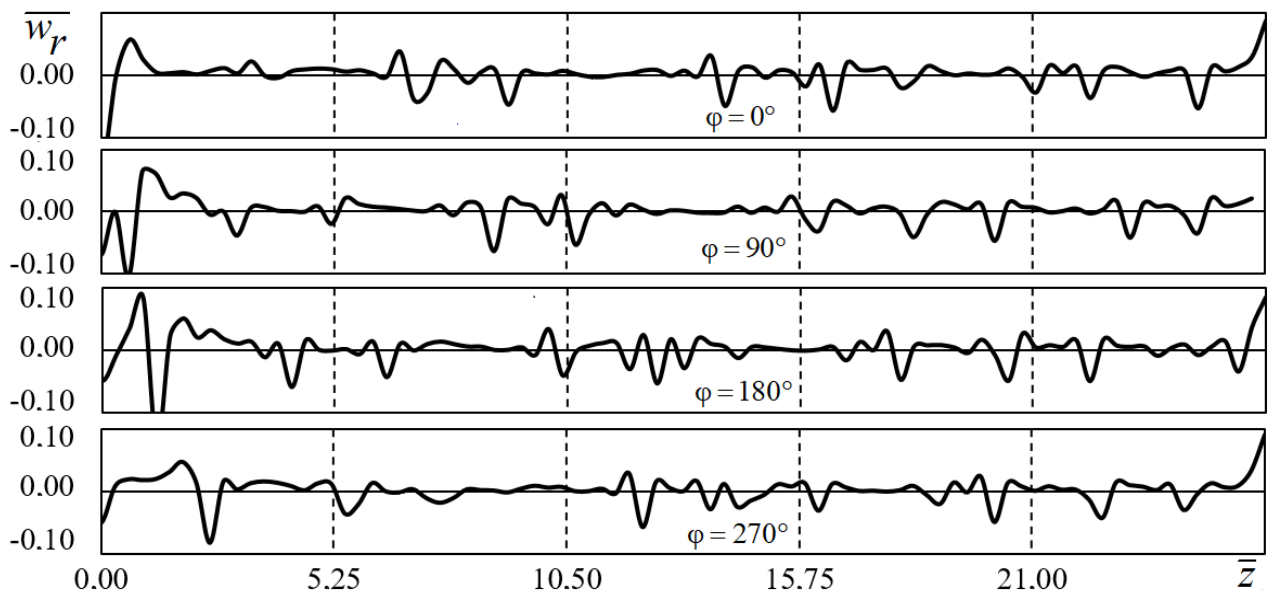


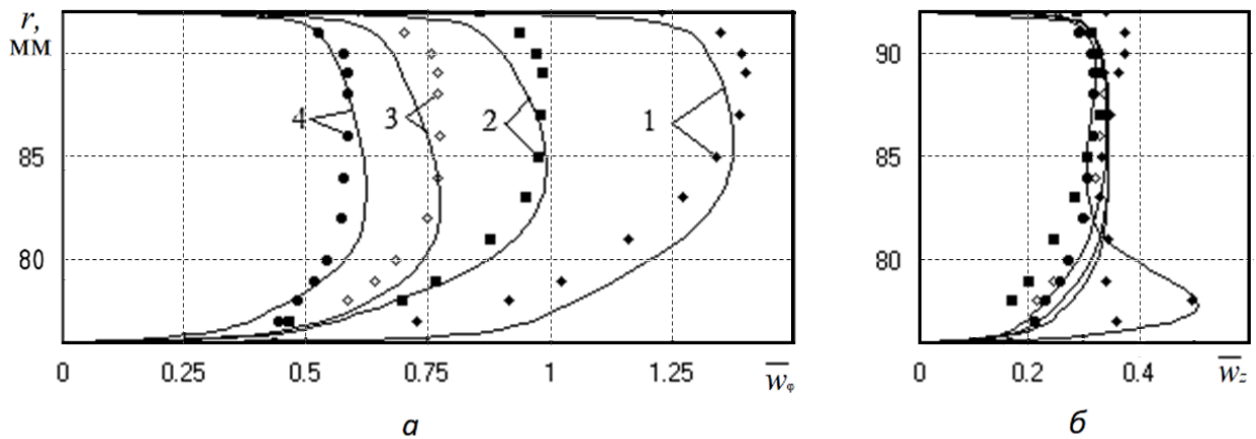
Рисунок 4.11 – Распределение безразмерной радиальной скорости в среднем сечении по длине кольцевого канала

Это связано с передачей вихревых потоков от ядра потока к стенке и наоборот. Предельные углы закрутки потока на внешней и внутренней поверхностях различны. Поэтому

вихревые структуры вытягиваются в азимутальном направлении, а затем большие разбиваются на более мелкие.

Рассмотрим аэродинамические характеристики прямого кольцевого канала, подключенного к генератору закрутки. Аэродинамика закрученного потока в кольцевом канале характеризуется изменением всех параметров по длине в зависимости от продольной безразмерной координаты  $\bar{z} = z/d_3$ , отсчитываемой от начала кольцевого канала и определяется отношением диаметров  $d_1/d_2$ .

Сравнение экспериментальных данных аэродинамики по длине кольцевого канала с результатами численных расчетов представлены на рисунке 4.12.



1 – 35 мм; 2 – 290 мм; 3 – 538 мм; 4 – 808 мм

Рисунок 4.12 – Распределение тангенциальной  $\bar{w}_\varphi$  и осевой  $\bar{w}_z$  составляющих скорости по длине кольцевого канала

Представленное сопоставление выполнено для кольцевого канала с гладкой внутренней поверхностью. Поля приведены при угле  $\varphi = 0^0$ , который отсчитывается в направлении движения закрученного потока от точки сопряжения входного шлица с внутренней поверхностью генератора закрутки. Результаты численного моделирования получены при тех же условиях, что и опыты ( $V_{\text{вх}} = 37,1$  м/с,  $t_{\text{вх}} = 19,7^0$  С). Сопоставление показывает удовлетворительное качественное и количественное совпадение расчетных и опытных данных. Данный факт позволяет предположить удовлетворительное совпадение расчетных данных при дальнейших изменения в геометрии кольцевого канала.

Течение закрученного потока в кольцевом канале, который подключен к рассмотренному выше генератору закрутки, характеризуется изменением всех основных динамических и кинематических параметров по длине канала  $z$ . Распределение тангенциальной  $\bar{w}_\varphi$ , осевой  $\bar{w}_z$  и радиальной  $\bar{w}_r$  составляющих вектора скорости при различных углах  $\varphi$  и в зависимости от безразмерного радиуса  $\eta$  приведены на рисунках 4.13, 4.14 и 4.15 соответственно. Помимо этого,

на рисунке 4.16 дополнительно представлено распределение безразмерного статического давления  $\bar{P}_{ст}$  от радиуса  $\eta$  по длине  $\bar{z}$  при различных углах  $\varphi$ .

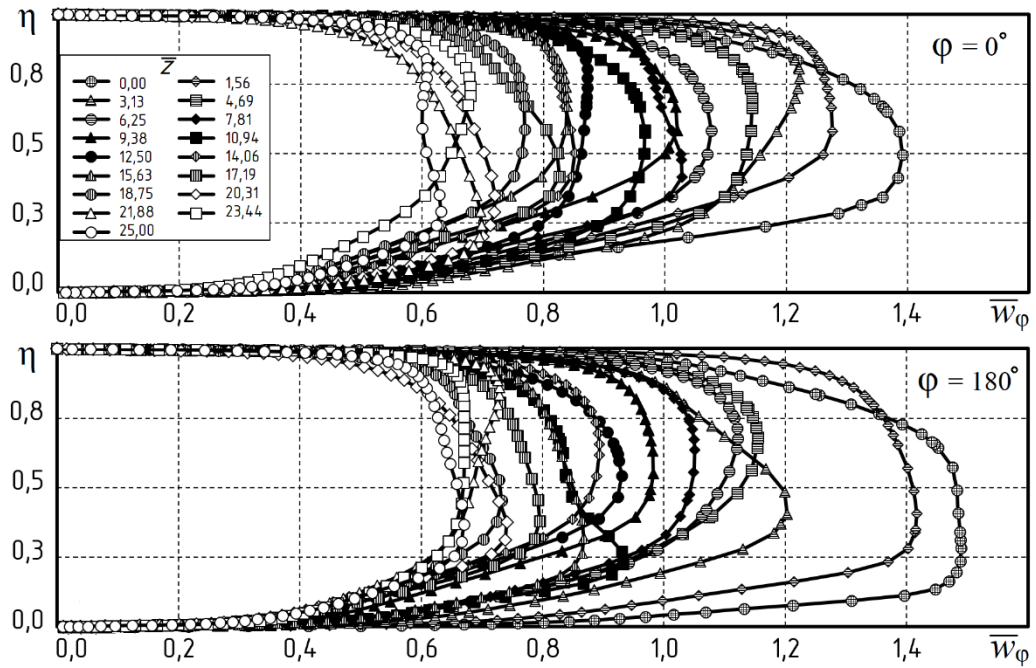


Рисунок 4.13 – Распределение тангенциальной скорости  $\bar{w}_\varphi$  от радиуса  $\eta$  по длине  $\bar{z}$  при различных углах  $\varphi$

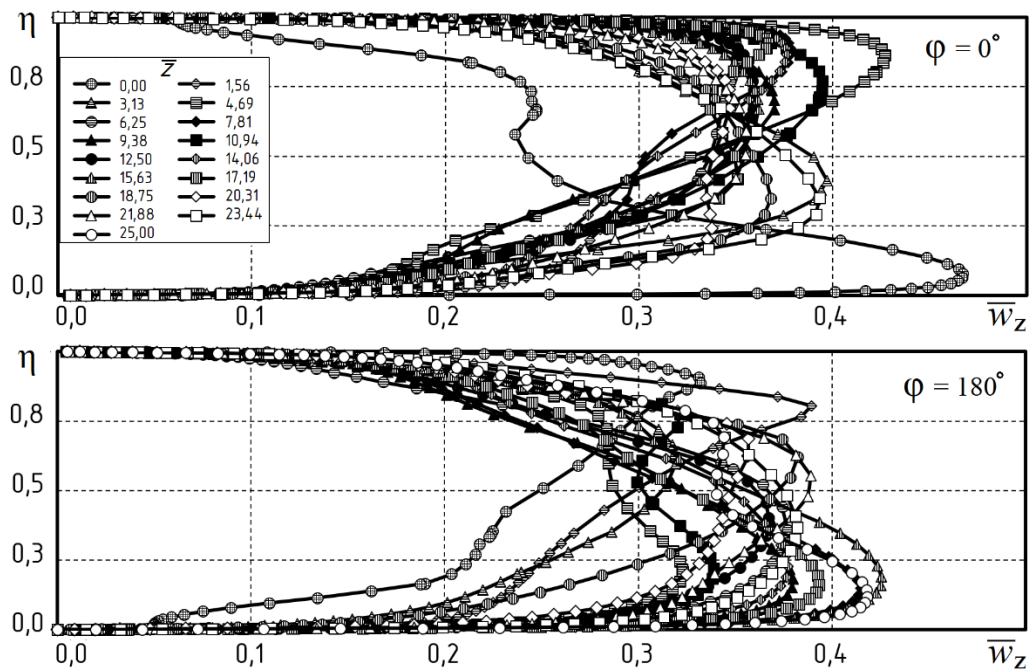


Рисунок 4.14 – Распределение осевой скорости  $\bar{w}_z$  от радиуса  $\eta$  по длине  $\bar{z}$  при различных углах  $\varphi$

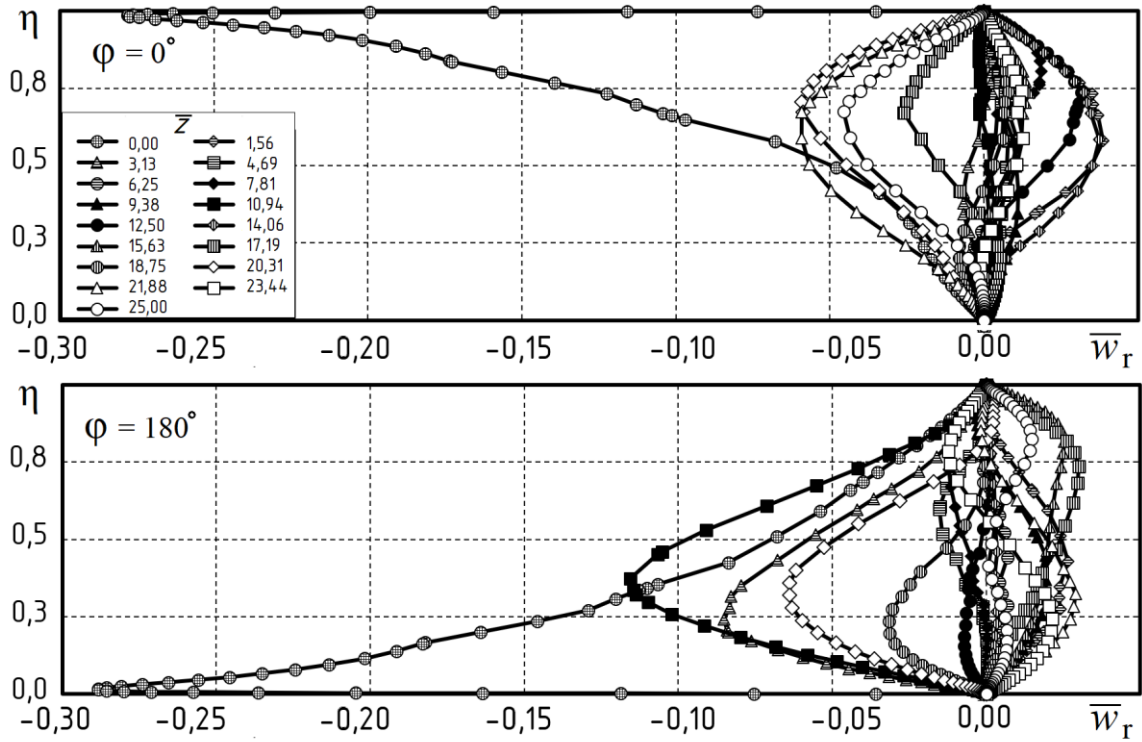


Рисунок 4.15 – Распределение радиальной скорости  $\bar{w}_r$  от радиуса  $\eta$  по длине  $\bar{z}$  при различных углах  $\varphi$

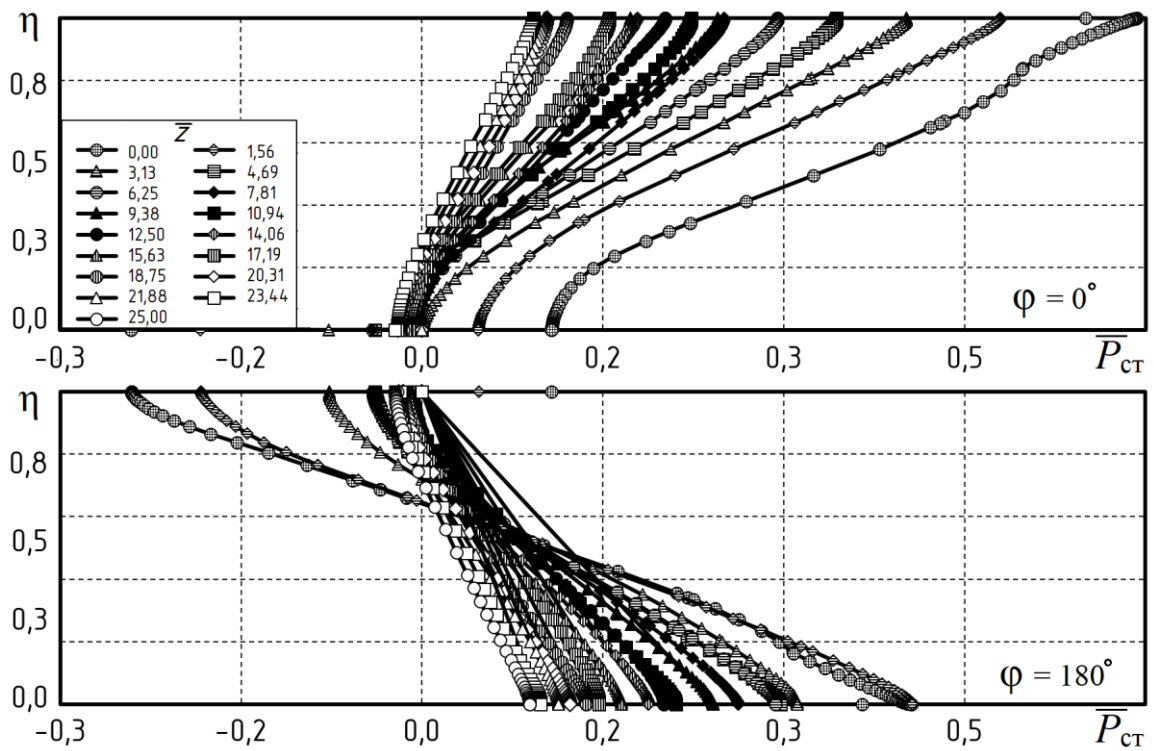


Рисунок 4.16 – Распределение статического давления  $\bar{P}_{ст}$  от радиуса  $\eta$  по длине  $\bar{z}$  при различных углах  $\varphi$

Закрученный поток, распространяясь от генератора закрутки к выходному отверстию кольцевого канала, перестраивается по всей его длине. При этом распределения тангенциальной  $\bar{w}_\varphi$ , осевой  $\bar{w}_z$  и радиальной  $\bar{w}_r$  компонент полной скорости, а также статического давления  $\bar{P}_c$  по ширине канала становятся более равномерными. Уровень тангенциальных скоростей при этом понижается, и течение постепенно трансформируется из закрученного в осевое. Следует отметить, что при  $\bar{z} > 22$  распределение осевой скорости по радиусу практически перестает изменяться по  $\bar{z}$ , а профили  $\bar{w}_\varphi(\bar{r})$  становятся подобными. Отмеченные перестроения распределений скоростей и давлений указывают на наличие некоторого участка, примыкающего к циклонному генератору закрутки, на котором наиболее существенно проявляется влияние условий входа закрученного потока в кольцевой канал и геометрических параметров закручивателя. Наибольшая неравномерность, наблюдается в начале кольцевого канала. С увеличением продольной координаты неравномерность в распределении статических давлений по периметру канала уменьшается и при  $\bar{z} > 22$  она незначительная.

Максимальное давление во входном сечении кольцевого канала наблюдается при угле  $\varphi \approx 270^\circ$ , а минимальное при  $\varphi \approx 15^\circ$ . При продвижении потока к выходному сечению наблюдается перемещение положений максимумов и минимумов давления по спиральной траектории. Течение закрученного потока в кольцевом канале щелевого рекуператора может быть представлено в виде струи, которая распространяется вдоль внешней поверхности кольцевого канала, постепенно затухая в направлении выходного сечения. Ось струи совпадает с положением минимума давления на внутреннем цилиндре.

Анализируя полученные экспериментальные данные, можно сделать вывод о том, что закрученное течение в кольцевом канале, также как и в цилиндрических трубках, разделяется на три основных участка. Начальный входной участок кольцевого канала находится в месте примыкания его к генератору закрутки потока. В данном участке основное влияние на аэродинамические характеристики потока оказывают геометрические и режимные параметры генератора закрутки. Помимо этого, в данной зоне происходит формирование закрученного потока в кольцевом канале, который в случае с одним тангенциальным подводом является азимутально неравномерным. Длина начального участка для изученных кольцевых каналов определяется в основном такими геометрическими параметрами как входная площадь  $\bar{f}_{\text{вх}}$  и отношение диаметров кольцевого канала  $d_1/d_2$  и может быть определена по уравнению [38]:

$$\bar{z}_{\text{вх}} = 66 \bar{f}_{\text{вх}}^{0,32} \left( \frac{d_1}{d_2} - 0.424 \right). \quad (4.1)$$

После начального участка идет основной, который имеет длину от  $\bar{z}_{\text{вх}}$  до  $\bar{z}_{\text{ф}}$ . На данном участке в первую очередь происходит плавная раскрутка потока, когда преобладающая компонента полной скорости становится не тангенциальная, а осевая. Основная особенность данного участка определяется тем, что основные геометрические характеристики, которые влияют на аэродинамику закрученного потока, определяются интенсивностью закрутки потока при  $\bar{z} = \bar{z}_{\text{вх}}$  и отношением диаметров кольцевого канала  $d_1/d_2$ . Заключительный участок характеризуется полным вырождением закрученного потока. В данном случае аэродинамические характеристики полностью идентичны с характеристиками осевого течения в кольцевых каналах.

О влиянии геометрических параметров на характер течения закрученного потока на различных участках кольцевого канала можно судить по локальной максимальной тангенциальной скорости  $w_{\text{фм}}$  потока.

Изменение по длине кольцевого канала безразмерной максимальной тангенциальной скорости  $\bar{w}_{\text{фм}}$ , показывает, что интенсивность крутки потока на входе в канал возрастает с уменьшением площади входа потока в закручиватель. Изменение площади входных тангенциальных каналов закручивателя  $\bar{f}_{\text{вх}}$  на  $w_{\text{фм}} / \bar{w}_{\text{фм}}^3$  проявляется на всей длине канала.

Распределение по длине кольцевого канала максимальной тангенциальной скорости  $w_{\text{фм}}$  может быть описано уравнениями:

на входном участке –

$$w_{\text{фм}} / w_{\text{фм}}^{\text{вх}} = 1 + a_{\text{вх}} \bar{z} - b_{\text{вх}} \bar{z}^{0,5}, \quad (4.2)$$

$$a_{\text{вх}} = (30,4 + \bar{f}_{\text{вх}}^{-1,5}) \cdot 10^{-5}, \quad (4.3)$$

$$b_{\text{вх}} = 0,07 (\bar{f}_{\text{вх}}^{-0,5} - 0,782)^{0,5}, \quad (4.4)$$

на основном –

$$w_{\text{фм}} / w_{\text{фм}}^{\text{вх}} = a_0 \exp\left(b_0 \frac{\bar{z}}{\bar{z}_{\text{вх}}}\right), \quad (4.5)$$

$$a_0 = 1,24 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-1,5} - 0,154, \quad (4.6)$$

$$b_0 = 2,71 - 2,83 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0,5}, \quad (4.7)$$



В уравнениях (4.2) и (4.5)  $w_{\phi m}^{Bx}$  - максимальная тангенциальная скорость в начале основного участка, рассчитываемая по уравнению (4.1) при  $\bar{z} = \bar{z}_{Bx}$ .

Влияние вязкости и трения потока о стенки канала приводит к его постепенной раскрутке. Угол потока в произвольной точке  $\beta$  - угол между осевым направлением и вектором полной скорости непрерывно уменьшаются с ростом  $\bar{z}$ . Угол закрутки на внутренней стенке  $\beta_1$  больше, чем на внешней  $\beta_2$ , что обусловлено различием в условиях течения потока у вогнутой и выпуклой поверхностей.

С перестройкой компонент полной скорости потока по длине кольцевого канала происходит изменение углов закрутки потока. Наиболее интересными с исследовательской точки зрения являются предельные углы закрутки на внутренней и внешней поверхности кольцевого канала, которые определяются как  $\text{tg } \beta_1$  и  $\text{tg } \beta_2$  соответственно. На рисунке 4.17 показано изменение угла закрутки потока  $\beta$  по радиусу и длине прямого канала.

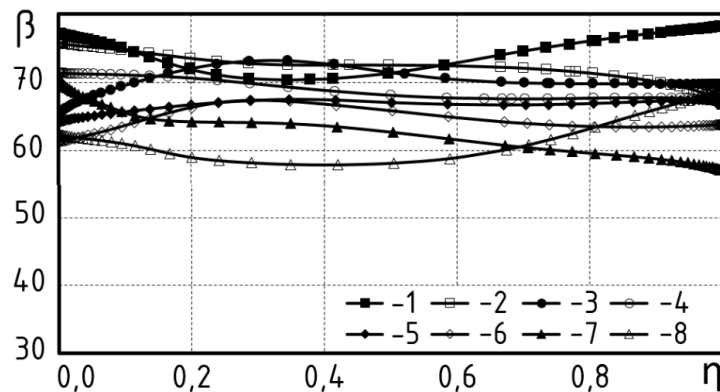


Рисунок 4.17 –Изменение угла закрутки потока  $\beta$  по радиусу и длине прямого канала

Анализ показывает, что между  $\text{tg } \beta_1$  и  $\text{tg } \beta_2$  и величиной максимальной тангенциальной скорости  $\bar{w}_{\phi m}$  существует взаимосвязь. Причем при  $\bar{w}_{\phi m} \leq 2$  оба этих значения изменяются по линейной зависимости и практически равны  $\text{tg } \beta_1 \approx \text{tg } \beta_2$ . При дальнейшем увеличении  $\bar{w}_{\phi m}$  значение  $\text{tg } \beta_2$  растет медленнее, а  $\text{tg } \beta_1$  интенсивнее и при  $\bar{w}_{\phi m} = 6$  стремится к бесконечности - происходит отрыв потока от внутренней поверхности канала.

Связь предельных углов закрутки с  $\bar{w}_{\phi m}$  может быть описана уравнениями:

$$\text{tg } \beta_1 = \bar{w}_{\phi m} (1.534 - 0.257 \bar{w}_{\phi m})^{-1}, \quad (4.8)$$

$$\text{tg } \beta_2 = 5.23 [1 + \exp(0.27 - 0.71 \bar{w}_{\phi m})]^{-1} - 2.27, \quad (4.9)$$

В работе было также исследовано распределение полной скорости по поперечному сечению кольцевого канала [67]. На рисунке 4.18 представлены распределения полной скорости

по периметру поперечного сечения кольцевого канала на одинаковых расстояниях 2 мм от внутренней стенки (линия 1) и от внешней (линия 2).

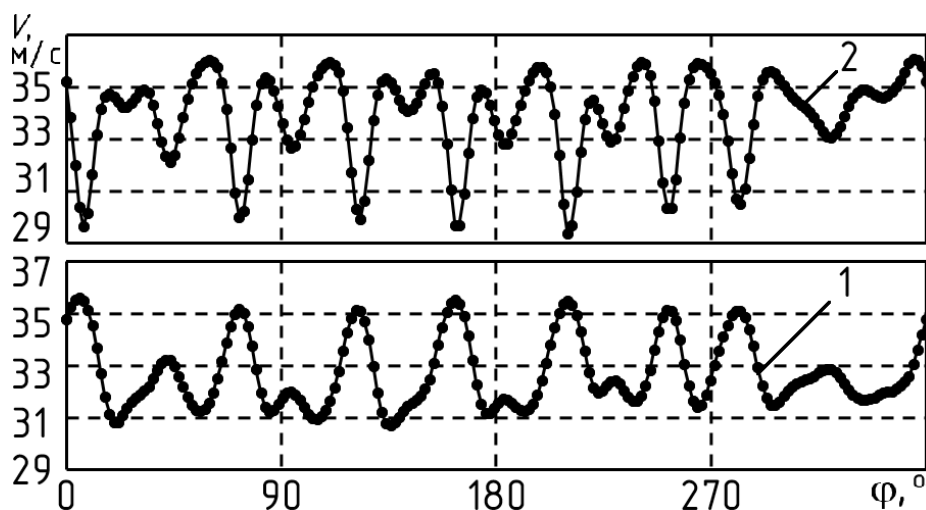


Рисунок 4.18 – Распределение полной скорости в поперечном сечении кольцевого канала при  $z = 808$  мм на расстоянии 2 мм от внутренней (1) и внешней поверхности (2)

Характер изменения полной скорости позволяет установить достаточно близкое совпадение координат максимальных ее значений на линии 1 с минимальными на линии 2 и наоборот в выходном сечении кольцевого канала для продольной координаты  $z = 808$  мм. Чередование максимальных и минимальных значений скорости около поверхности можно объяснить тем, что вихревые течения переносят из потока к стенке частицы, имеющие большую скорость, а от стенки в поток, наоборот, выносятся частицы с меньшей.

На рисунке 4.19 приведено распределение изотак радиальной скорости в поперечном сечении прямого кольцевого канала при различных значениях координаты  $z$ .

При анализе изотак радиальной скорости становится видно, что количество вторичных вихрей повышается в направлении выходного сечения. Так для прямого кольцевого канала с увеличением  $z$  от 300 мм до 808 мм количество хорошо сформированных вихрей возрастает от 6 до 14, и процесс зарождения новых продолжается.

На рисунке 4.20 приведено распределение изотак  $\bar{w}_r$  и эффективной вязкости  $\mu_{ef}$  в поперечном сечении прямого кольцевого канала при  $z = 538$  мм при различных значениях числа  $Re$ .

Можно отметить, что около внешней стенки прямого канала (на расстоянии 2 мм от нее) осредненная по азимуту  $\mu_{ef}$  превышает ее величину у внутренней (на таком же расстоянии) примерно в 2,6...3,5 раза, и обе величины уменьшаются вдоль оси  $z$ .

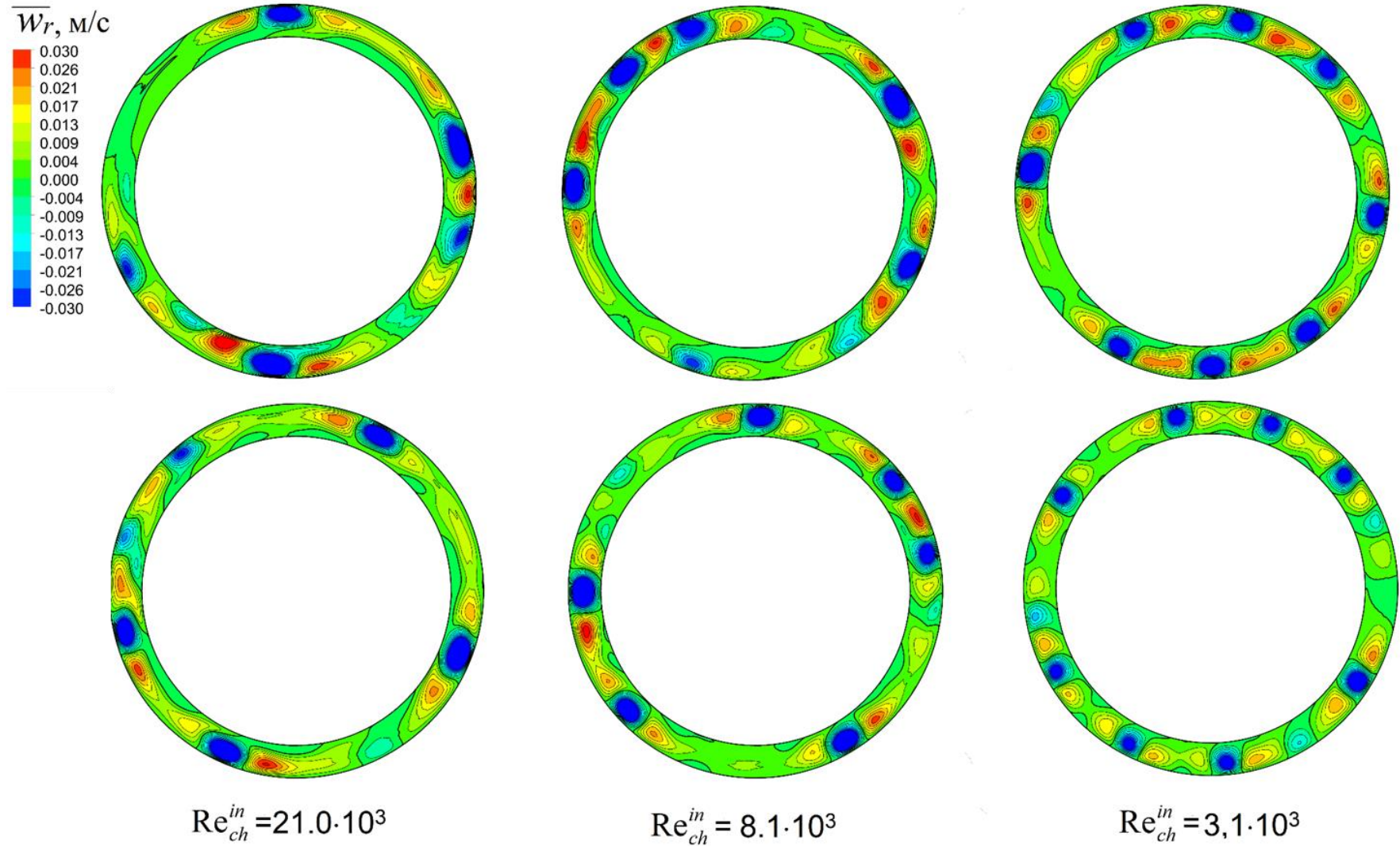


Рисунок 4.19 – Распределение изотак  $\overline{w}_r$  в поперечном сечении прямого кольцевого канала при  $z = 538$  мм и  $808$  мм при различных значениях числа  $Re$

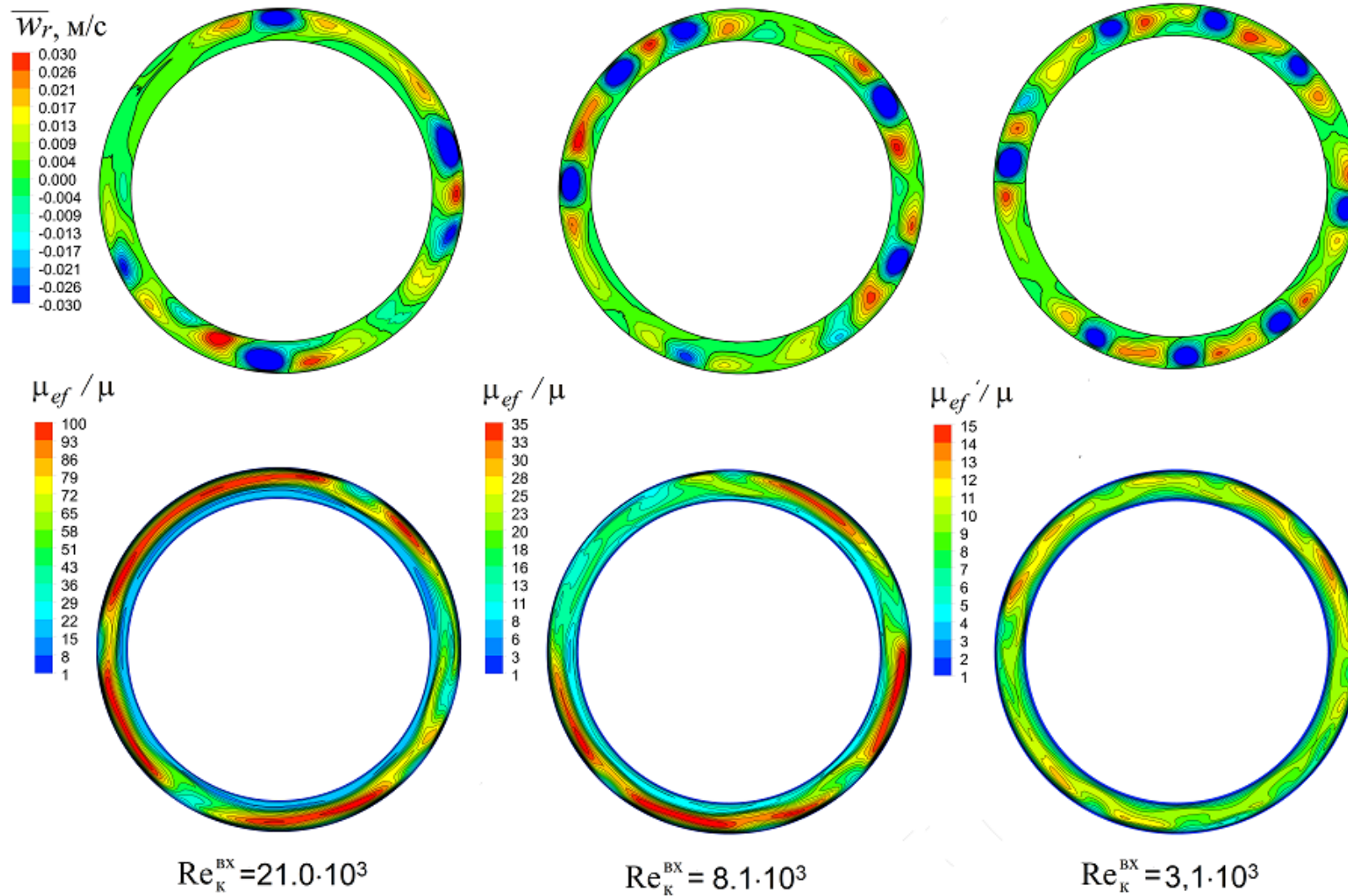
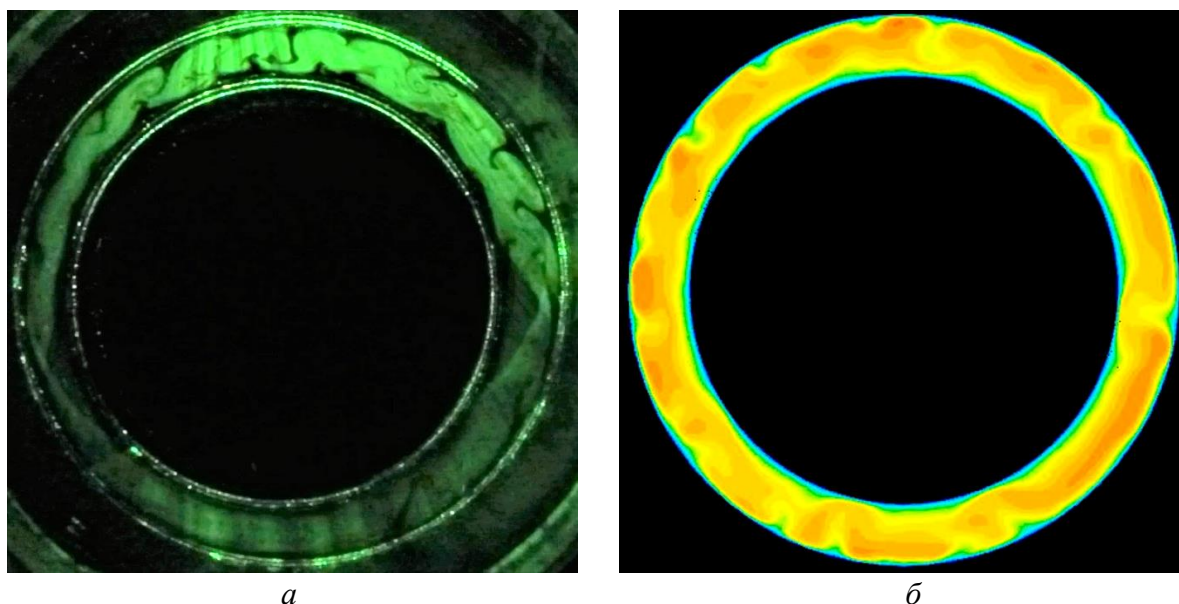


Рисунок 4.20 – Распределение изотак  $\overline{w}_r$  и  $\mu_{ef}$  в поперечном сечении прямого кольцевого канала при  $z = 538$  мм при различных значениях числа Re

Вторичные вихри оказывают существенное влияние на турбулентность потока в кольцевом канале. Наблюдается неравномерное распределение эффективной вязкости  $\mu_{ef}$  в поперечном сечении не только в радиальном, но и в азимутальном направлении, причем у внешней поверхности на одном и том же радиусе значения  $\mu_{ef}$  могут различаться в 3 и более раз, а у внутренней в 1,6 раза. Минимальные значения эффективной вязкости около внешней стенки наблюдаются в областях, где радиальная скорость отрицательная и, наоборот, максимальные в областях ее положительных значений.

На рисунке 4.21 представлено сравнение обнаруженных вторичных потоков наподобие вихрей Тейлора-Гёртлера.



а – экспериментальная съемка; б – численный расчет

Рисунок 4.21 – Вторичные потоки наподобие вихрей Тейлора-Гёртлера

При визуализации физического эксперимента была получена картина (а), которая свидетельствует о наличии вторичных течений в кольцевых каналах. Данный вторичный поток носит сложный, трехмерный и неустойчивый отрывной характер течения. Проявление неустойчивости объясняется действием центробежных сил в пограничном слое при обтекании вогнутых поверхностей. Картина (б), полученная при численном расчете, качественно повторяет полученные экспериментальные данные.

Граница автомодельного режима  $\bar{w}_{\phi}$  и  $w_z$  в любом сечении кольцевого канала может быть определена из уравнения:

$$\text{Re}_{\text{авт}} = \left( \bar{w}_{\phi\text{м}}^{\text{авт}} \right)^{-0,35} \cdot 10^4, \quad (4.10)$$

где  $\bar{w}_{\phi\text{м}}^{\text{авт}}$  - максимальная тангенциальная скорость автомодельного распределения составляющих скорости в канале.

При  $Re < Re_{авт}$  для нахождения максимальной тангенциальной скорости  $\bar{w}_{\phi m}$  значение автомодельного распределения  $\bar{w}_{\phi m}^{авт}$  должно учитывать поправочный коэффициент на влияние числа Рейнольдса, который можно определить по следующему уравнению:

$$k_{Re} = 1 - \exp\left(-4,2 \frac{Re}{Re_{авт}}\right), \quad (4.11)$$

Максимальная осевая скорость  $\bar{w}_{zm}$  изменяется пропорционально максимальной тангенциальной скорости по уравнению:

$$\bar{w}_{zm} = 1 + 0,056 \bar{w}_{\phi m}^{-1,62}, \quad (4.12)$$

Стоит отметить, что значение осевой скорости в значительной степени зависит от режима течения потока, а также влияния перестройки потока и его формирования во входном участке канала. С увеличением числа  $Re$  профиль осевой скорости постепенно выравнивается,  $\bar{w}_{zm}$  уменьшается, и при турбулентном режиме, в исследованном диапазоне  $Re$ , не изменяется.

Как известно, затраты энергии на перемещение закрученного потока по кольцевому каналу значительно превышают аналогичные затраты при осевом течении. Это происходит из-за дополнительных затрат энергии на организацию вращательного движения в генераторе закрутки и его поддержку в кольцевом канале. Помимо этого, часть энергии тратится на образование вторичных вихрей и обратных течений в кольцевом канале. Общие затраты энергии на прокачку воздуха через всю установку пропорциональны разности средних полных давлений потока на входе и выходе из него  $\Delta p_{п}$ . Если  $\Delta p_{п}$  представить в виде суммы потерь полных давлений в закручивателе  $\Delta p_{п}^{3y}$ , кольцевом канале  $\Delta p_{п}^k$  и на выходе из него  $\Delta p_{п}^{вых}$ , то перечисленные величины могут быть рассчитаны по следующим выражениям:

$$\Delta p_{п}^{3y} = 0,5 \zeta_{вх}^{3y} \rho V_{вх}^2, \quad (4.13)$$

$$\Delta p_{п}^k = 0,5 \bar{\xi}_{\phi} \bar{l} \rho u_{ср}^2, \quad (4.14)$$

$$\Delta p_{п}^{вых} = 0,5 \zeta_{вых} \rho u_{ср}^2, \quad (4.15)$$

где  $\zeta_{вх}^3$ ,  $\zeta_{вых}$ , – коэффициенты сопротивления соответственно генератора закрутки и выхода потока из кольцевого канала,

$\bar{\xi}_{\phi}$  – средний коэффициент сопротивления, приходящийся на единицу длины кольцевого канала при закрученном течении потока.

Как и максимальная тангенциальная скорость потока в генераторе закрутки  $w_{\text{фм}}^{3y}$ , коэффициент его сопротивления  $\zeta_{\text{вх}}^3$  может быть рассчитан, с использованием методики аэродинамического расчета циклонных камер, по уравнению

$$\zeta_{\text{вх}}^{3y} = \zeta_{\text{вх}} k_f, \quad (4.16)$$

где  $\zeta_{\text{вх}}$  – коэффициент сопротивления циклонной камеры;  
 $k_f$  – коэффициент, учитывающий условия истечения потока из циклонного генератора закрутки в кольцевой канал,

$$k_f = \left( 1 + 10 \frac{\bar{f}_{\text{вх}}}{\bar{d}_2^2 - \bar{d}_1^2} \right)^{-1,1}, \quad (4.17)$$

При высоком значении интенсивности крутки потока коэффициент гидравлического сопротивления кольцевого канала может в разы превышать его значение при осевом течении. Однако, это различие уменьшается по мере затухания вращательного движения. Коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_{\varphi}$  может быть рассчитан по уравнению

$$\xi_{\varphi} = B_{\varphi} \text{Re}^{-n_{\varphi}}, \quad (4.18)$$

где  $B_{\varphi}$  и  $n_{\varphi}$  коэффициенты, учитывающие взаимосвязь  $\xi_{\varphi}$  с текущей скоростью  $\bar{w}_{\text{фм}}$ .

Коэффициенты  $B_{\varphi}$  и  $n_{\varphi}$  можно определить по следующим выражениям:

$$B_{\varphi} = 0,348 \left( 1 + 1,35 \bar{w}_{\text{фм}}^{-2} \right), \quad (4.19)$$

$$n_{\varphi} = 0,25 \exp(-0,1 \bar{w}_{\text{фм}}). \quad (4.20)$$

При полной раскрутке потока, когда тангенциальная составляющая полной скорости будет равна нулю ( $\bar{w}_{\text{фм}} = 0$ ), уравнение (4.19) можно будет записать как уравнение для расчета сопротивления кольцевого канала при осевом течении потока.

Коэффициент сопротивления выхода потока из кольцевого канала  $\zeta^{\text{вых}}$  зависит от величины максимальной вращательной скорости в выходном сечении кольцевого канала  $\bar{w}_{\text{фм}}^{\text{вых}}$  и определяется по уравнению

$$\zeta^{\text{вых}} = \zeta_0^{\text{вых}} \left[ 1 + (\bar{w}_{\text{фм}}^{\text{вых}} / u_{\text{ср}})^{1,82} \right], \quad (4.21)$$

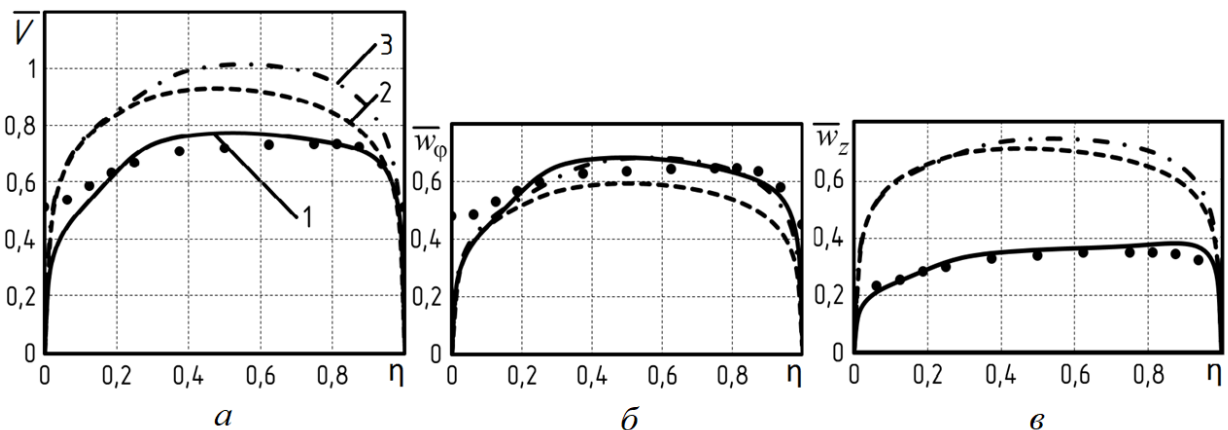
где  $\zeta_0^{\text{вых}}$  – коэффициент сопротивления выхода потока из кольцевого канала при его осевом истечении.

## 4.2 Аэродинамика в сужающихся кольцевых каналах

Рассмотрим случай сужающихся кольцевых каналов рекуперативного устройства с закрученным потоком теплоносителя. Сужение кольцевого канала производилось за счет изменения диаметра  $d_1 = 2r_1$  в выходном сечении при  $z = 1$ , который увеличивался от 152 мм до 178.1 мм. Длина кольцевого канала и диаметр наружного цилиндра оставались неизменными и равными соответственно  $l = 840$  мм,  $d_2 = 2r_2 = 184$  мм. Во всех случаях было исследовано влияние скорости входящего потока и числа Рейнольдса  $Re = 3.1 \cdot 10^3 \dots 21 \cdot 10^3$ . Угол конусности при этом в представленных вариантах варьировался от  $0^\circ$  до  $1.71^\circ$ .

Сужение кольцевого канала не приводит к изменению аэродинамики генератора закрутки и условий истечения из него потока по сравнению с прямым кольцевым каналом, тем самым аэродинамика, представленная на рисунке 4.1, будет справедлива и для данного случая.

На рисунке 4.22 показаны сопоставления экспериментальных распределений безразмерных тангенциальной  $\bar{w}_\varphi$  и осевой  $\bar{w}_z$  составляющих от безразмерного радиуса  $\eta = (r-r_1)/(r_2-r_1)$  в поперечном сечении кольцевого канала,  $V = V/V_{\text{вх}}$ ,  $\bar{w}_\varphi = w_\varphi/V_{\text{вх}}$ ,  $\bar{w}_z = w_z/V_{\text{вх}}$ ,  $V_{\text{вх}}$  – средняя скорость потока во входном шлице, в расчетах принималась равной 37 м/с;  $r_1$  и  $r_2$  – текущие значения внутреннего и внешнего радиусов. Поля приведены при значении продольной координаты  $z = 800$  мм и угле  $\varphi = 0^\circ$ .



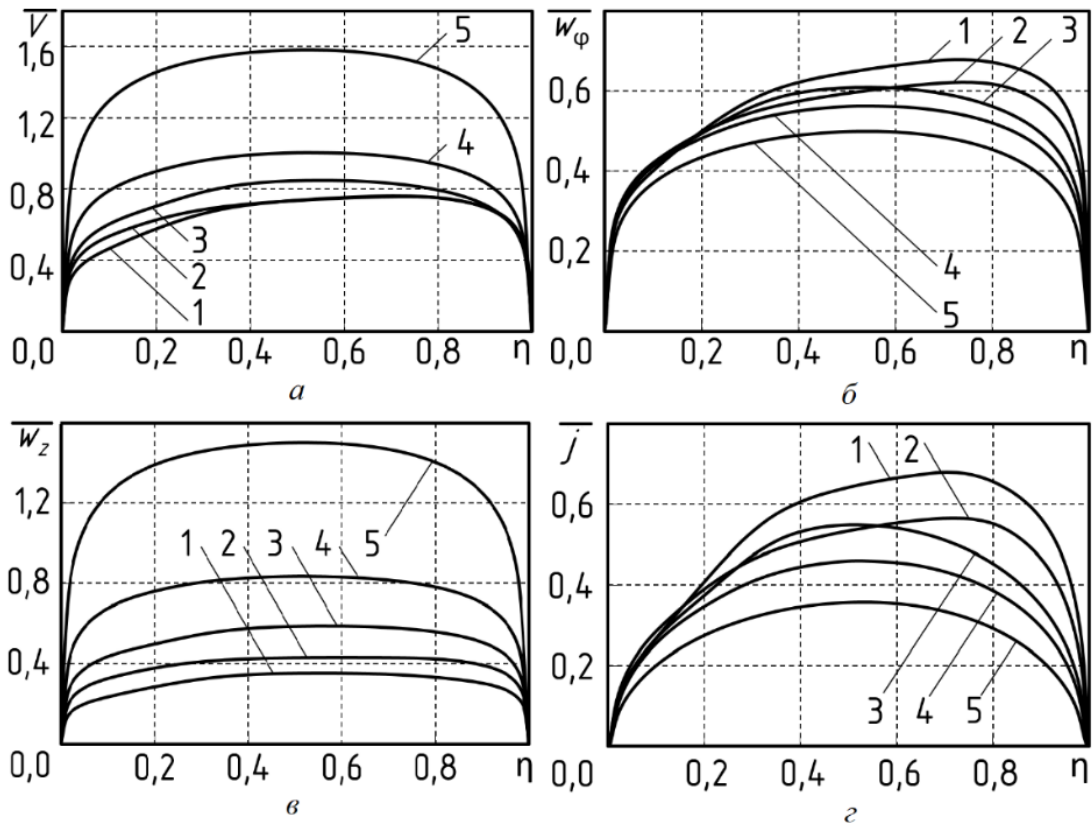
1 – прямой кольцевой канал; 2 – сужающийся кольцевой канал при увеличении диаметра внутреннего цилиндра; 3 – сужающийся кольцевой канал при уменьшении диаметра внешнего цилиндра; точки – опытные данные для прямого канала

Рисунок 4.22 - Распределения  $\bar{V}$  (а),  $\bar{w}_\varphi$  (б) и  $\bar{w}_z$  (в) по радиусу прямого и конического кольцевого канала при  $z = 808$  мм.



В сходящемся канале, в отличие от прямого, уменьшение площади поперечного сечения с приближением к выходному торцу приводит к возрастанию полной скорости потока из-за роста осевой ее составляющей. На среднем радиусе поперечного сечения канала ( $\eta = 0,5$ ) полная скорость увеличивается на 20 и 31%, а осевая на 200 и 209%. Снижение крутки потока по длине канала, происходит как за счет уменьшения тангенциальной скорости, так и увеличения осевой составляющей. Более интенсивное падение крутки потока при расширении внутреннего цилиндра, вероятно, связано с большей степенью относительного сужения канала. Так в варианте сужающегося кольцевого канала при увеличении диаметра внутреннего цилиндра на выходе из канала отношение  $d_1/d_2 = 0.905$ , а в варианте сужающегося кольцевого канала при уменьшении диаметра внешнего цилиндра  $d_1/d_2 = 0.921$ .

На рисунке 4.23 представлены распределения безразмерных полной скорости  $\bar{V}$ , тангенциальной  $\bar{w}_\varphi$  и осевой  $\bar{w}_z$  ее составляющих, а также центростремительного ускорения  $\bar{j}$  в зависимости от безразмерного радиуса  $\eta = (r-r_1)/(r_2-r_1)$ , при различных значениях отношения  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}}$  и числе  $Re_{\text{ВХ}} = 77.1 \cdot 10^3$ . Поля приведены при значении продольной координаты  $z = 808$  мм и угле  $\varphi = 0^\circ$ .



1 –  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 1.0$ ; 2 –  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 0.8$ ; 3 –  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 0.6$ ; 4 –  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 0.4$ ; 5 –  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 0.2$

Рисунок 4.23 – Распределения  $\bar{V}$  (а),  $\bar{w}_\varphi$  (б),  $\bar{w}_z$  (в) и  $\bar{j}$  (г) по радиусу кольцевого канала

при  $z = 808$  мм и различных значениях  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}}$

Закрученный поток в сужающемся кольцевом канале с тангенциальным генератором закрутки характеризуется изменением всех основных динамических и кинематических параметров по его длине. В самом канале, из-за уменьшения площади поперечного сечения с приближением к выходному торцу, наблюдается перераспределение полной скорости потока и всех ее составляющих.

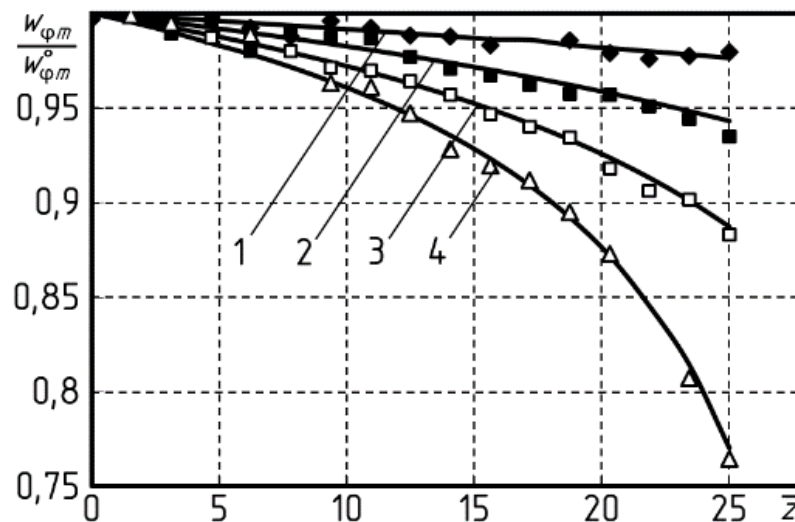
В сужающемся канале, в отличие от прямого, уменьшение площади поперечного сечения с приближением к выходному торцу приводит к возрастанию полной скорости потока из-за роста осевой ее составляющей. Крутка потока (отношение тангенциальной скорости к средней осевой) снижается по длине за счет уменьшения тангенциальной скорости, и одновременного увеличения осевой. Уровень тангенциальной скорости по мере перемещения потока к выходному отверстию снижается, а положение ее максимального значения смещается от внешней стенки к середине канала.

Изменение локальной максимальной тангенциальной скорости  $w_{\varphi m}$ , отнесенной к максимальной тангенциальной скорости в этом же сечении прямого канала  $w_{\varphi m}^0$  [34], при различных значениях  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$ , может быть описано уравнением

$$w_{\varphi m} / w_{\varphi m}^0 = \left[ 1.1 - 0.1 \left( f_k / f_k^{ВХ} \right)^{-0.5} \right]^2, \quad (4.22)$$

где  $f_k$  – текущая площадь поперечного сечения.

На рисунке 4.24 точками показаны значения осредненных в поперечном сечении относительных максимальных тангенциальных скоростей при различных  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$ , линиями – расчеты по уравнению (4.22) ( $\bar{z} = z/d_3$ ,  $d_3 = d_2 - d_1$  – эквивалентный диаметр,  $d_1$  – внутренний диаметр прямого канала)



1 –  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0,8$ ; 2 –  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0,6$ ; 3 –  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0,4$ ; 4 –  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0,2$

Рисунок 4.24 – Изменение  $w_{\varphi m} / w_{\varphi m}^0$  по длине канала при различных значениях  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$

Изменение максимальных скоростей и центростремительного ускорения по длине канала при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0,4$  приведено на рисунке 4.25 (здесь и далее при расчете  $\bar{z}$  эквивалентный диаметр  $d_3$  вычислялся по текущему значению  $d_1$  в канале).

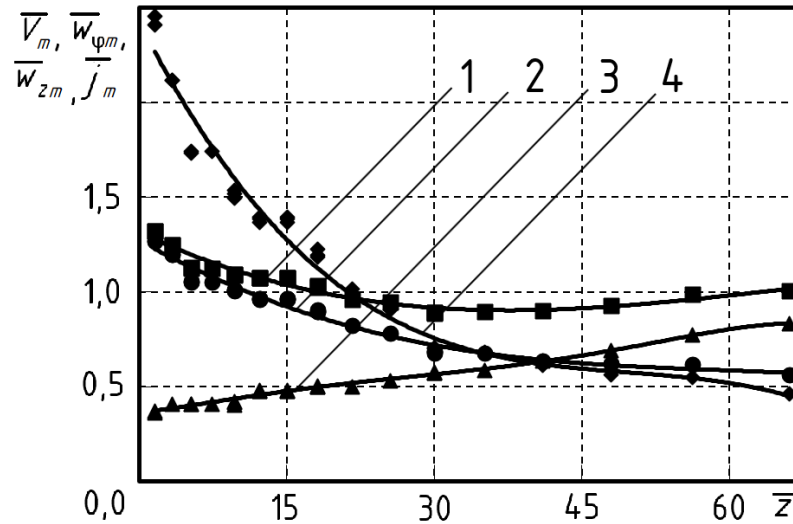


Рисунок 4.25 – Изменение  $\bar{V}_m$  – линия 1,  $\bar{w}_{\varphi m}$  – 2,  $\bar{w}_{zm}$  – 3 и  $\bar{j}_m$  – 4 по длине кольцевого канала при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0,4$ .

Следует отметить, что при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} < 0,6$  наблюдается немонотонное изменение максимального значения полной скорости по длине. В части канала, примыкающей к генератору закрутки, полная скорость снижается примерно до середины из-за уменьшения вращательной скорости, а во второй половине возрастает за счет увеличения осевой.

Из-за раскрутки потока уровень центростремительного ускорения и его максимальные значения  $\bar{j}_m$ , снижаются, как по длине канала, так и при уменьшении соотношения  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$ . Очевидно, что уменьшение  $\bar{j}$  с увеличением  $\bar{z}$  приведет к снижению как активного, так и консервативного воздействия массовых сил на поток по длине кольцевого канала.

В прямом канале, как показано на рисунке 4.25 (а), в результате азимутальной неравномерности течения наблюдаются значительные колебания углов закрутки потока, как по длине, так и по радиусу канала.

Сужение канала уменьшает отмеченную неравномерность течения, как показано на рисунке 4.26 (б). Так при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0,4$  и  $\bar{z} > 10$  отклонение угла закрутки потока  $\beta$  от среднего значения по радиусу не превышает  $\pm 2,5^\circ$ , а различия между предельными углами закрутки на внутренней  $\beta_1$  и внешней поверхностях  $\beta_2$  не более  $3^\circ$ . Происходит плавное снижение углов закрутки по длине.

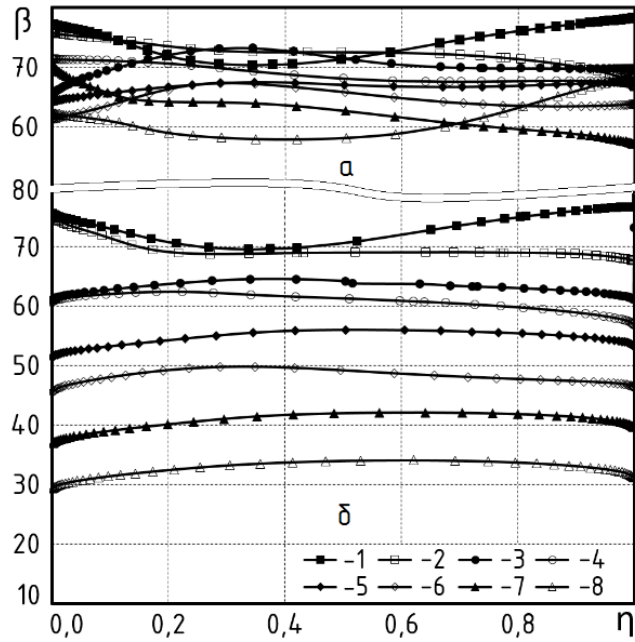


Рисунок 4.26 – Изменение угла закрутки потока  $\beta$  по радиусу и длине прямого канала (а) и сужающегося (б) при  $f_k^{\text{бix}}/f_k^{\text{bx}} = 0,4$ : 1 –  $\bar{z} = 3, 4$ ; 2 – 7,4; 3 – 12,2; 4 – 18,4; 5 – 25,6; 6 – 35,1; 7 – 48,0; 8 – 66,1.

На рисунке 4.27 приведено сопоставление уравнений (4.8) и (4.9), полученных в работе для прямых каналов, которые характеризуют связь между тангенсами предельных углов закрутки  $\text{tg } \beta_1$  и  $\text{tg } \beta_2$  и текущей относительной максимальной тангенциальной скоростью  $\bar{w}_{\varphi m} = w_{\varphi m}/V_{\text{ср}}$ , с результатами, полученными для сужающихся каналов

Сравнение показывает, что предельные углы закрутки на обеих поверхностях сужающегося канала с погрешностью не более 10% могут быть рассчитаны по уравнению (4.9).

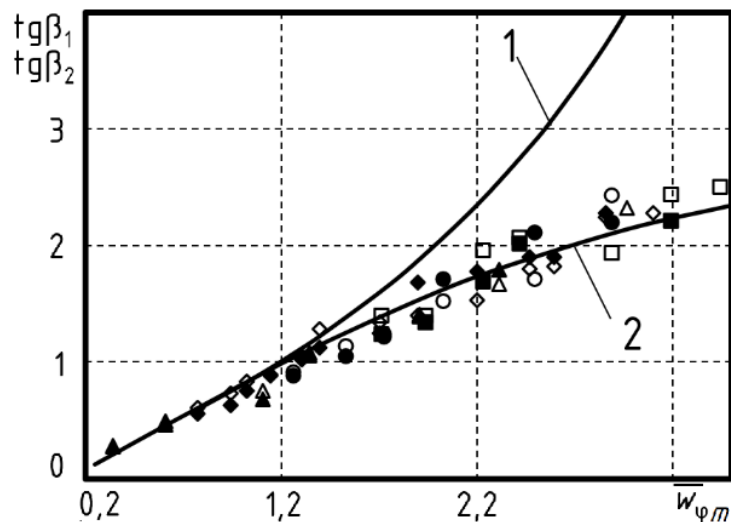


Рисунок 4.27 – Зависимости  $\text{tg } \beta_1$  (темные значки) и  $\text{tg } \beta_2$  (светлые значки) от  $\bar{w}_{\varphi m}$ . Линия 1 – расчет по уравнению (4.8), линия 2 – по уравнению (4.9).

Относительная крутка потока снижается также с уменьшением расхода газа (числа Рейнольдса  $Re_k^{BX} = V_k^{BX} d^{BX} / \nu$ , где  $V_k^{BX}$  - среднее значение осевой скорости во входном сечении канала). Изменение локальной максимальной тангенциальной скорости в канале  $w_{\varphi m}$ , отнесенной к максимальной тангенциальной скорости в генераторе закрутки  $w_{\varphi m}^g$  (которая может быть рассчитана по рекомендациям работы [89]), при различных значениях  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  и  $Re_{BX}$ , может быть описано уравнением

$$\frac{w_{\varphi m}}{w_{\varphi m}^g} = a + b \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\bar{z}}{c} \right)^{0,77} \right]^{-1}, \quad (4.23)$$

где  $a, b$ , и  $c$  – коэффициенты, учитывающие влияние сужения канала и числа  $Re_{ch}^{in}$ .

$$a = 0.0744 \ln Re_k^{BX} - \left[ 0.630 - 0.38 \left( \frac{f_k^{BIX}}{f_k^{BX}} \right) + 0.960 \left( \frac{f_k^{BIX}}{f_k^{BX}} \right)^2 \right], \quad (4.24)$$

$$b = \left[ 1.595 - 0.425 \left( \frac{f_k^{BIX}}{f_k^{BX}} \right) + 0.983 \left( \frac{f_k^{BIX}}{f_k^{BX}} \right)^2 \right] - 0.069 \ln Re_k^{BX}, \quad (4.25)$$

$$c = 3.792 \ln Re_k^{BX} - \left[ 12.1 + 26.9 \left( \frac{f_k^{BIX}}{f_k^{BX}} \right) - 48.2 \left( \frac{f_k^{BIX}}{f_k^{BX}} \right)^2 \right], \quad (4.26)$$

На рисунке 4.28 точками показано изменение по длине канала осредненной в поперечном сечении относительной максимальной тангенциальной скорости в зависимости от  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  при  $Re_{BX} = 21 \cdot 10^3$ .

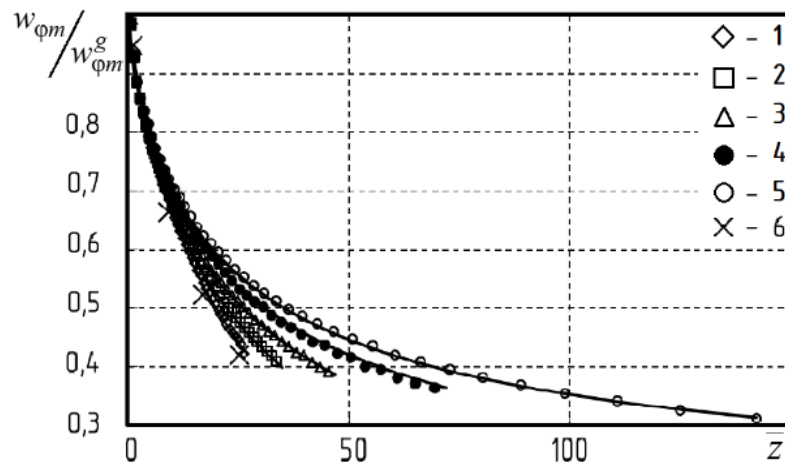


Рисунок 4.28 – Изменение  $w_{\varphi m} / w_{\varphi m}^g$  по длине канала при  $Re_{ch}^{in} = 21 \cdot 10^3$  и различных величинах  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$ : 1 –  $f_k^{BIX}/f_k^{BX} = 1$ ; 2 – 0,8; 3 – 0,6; 4 – 0,4; 5 – 0,2; 6 – экспериментальные данные при  $f_k^{BIX}/f_k^{BX} = 1$ . Линии – расчет по уравнению (4.23)

На рисунке 4.29 показано изменение по длине канала осредненной в поперечном сечении относительной максимальной тангенциальной скорости в зависимости от  $Re_{вх}$  при  $f_k^{ввх}/f_k^{вх} = 0.2$ . Линии соответствуют расчетам, выполненным по уравнению (4.23).

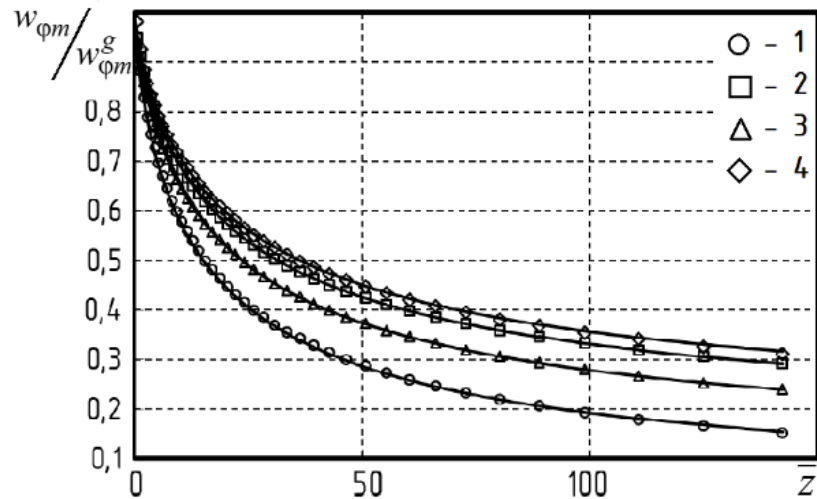


Рисунок 4.29 – Изменение  $w_{\varphi m} / w_{\varphi m}^{zy}$  по длине канала при  $f_k^{ввх}/f_k^{вх} = 0,2$  и различных величинах  $Re_{вх}$ : 1 =  $21,0 \cdot 10^3$ ; 2 –  $15,4 \cdot 10^3$ ; 3 –  $8,1 \cdot 10^3$ ; 4 –  $3,1 \cdot 10^3$ . Линии – расчет по уравнению (4.23)

На рисунке 4.30 приведены распределения полной скорости и эффективной вязкости в поперечном сечении сходящегося канала на одинаковых расстояниях 2 мм от внутренней и внешней стенки.

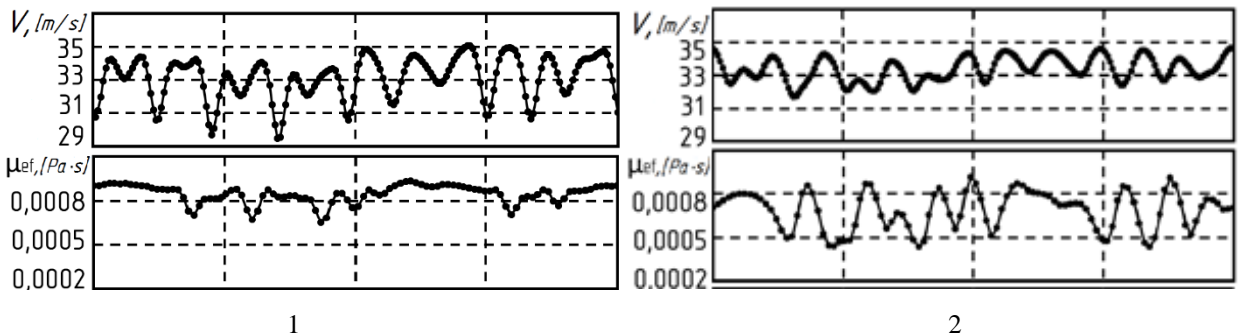


Рисунок 4.30 – Распределение полной скорости и эффективной вязкости в поперечном сечении сходящегося кольцевого канала при  $z = 808$  мм на расстоянии 2 мм от внутренней (1) и внешней поверхности (2)

Характер изменения полной скорости позволяет установить достаточно близкое совпадение координат максимальных ее значений вблизи внутренней стенки с минимальными вблизи внешней стенки и наоборот. Чередование максимальных и минимальных значений скорости около поверхности можно объяснить тем, что вихревые течения переносят из потока к стенке частицы, имеющие большую скорость, а от стенки в поток, наоборот, выносятся частицы с меньшей. Для продольной координаты  $z = 808$  мм

количество сформировавшихся противоположно вращающихся вихрей равняется примерно 22, что значительно превышает их количество в том же сечении для прямого канала.

Вторичные вихри оказывают существенное влияние на турбулентность потока в кольцевом канале. Наблюдается неравномерное распределение эффективной вязкости  $\mu_{ef}$  в поперечном сечении не только в радиальном, но и в азимутальном направлении, причем у внешней поверхности на одном и том же радиусе значения  $\mu_{ef}$  могут различаться в 3 и более раз, а у внутренней в 1,6 раза. Минимальные значения эффективной вязкости около внешней стенки наблюдаются в областях, где радиальная скорость отрицательная и, наоборот, максимальные в областях ее положительных значений.

Рассмотрим случай, когда диаметр внешней поверхности  $d_2$  не меняется. В этом случае диаметр внутренней поверхности на выходе  $d_1^{BIX}$  изменяется в соответствии с данными таблицы 2.1. На рисунке 4.31 показано распределение радиальной скорости по длине кольцевого канала для различных соотношений  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  и при  $Re = 21 \cdot 10^3$ .

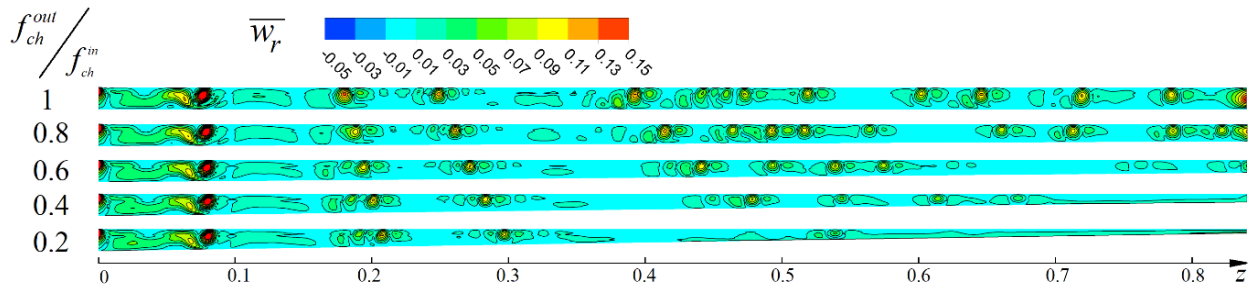


Рисунок 4.31 – Распределение радиальной скорости по длине кольцевого канала для различных соотношений  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  и при  $Re = 21 \cdot 10^3$

При неизменном  $d_2$  образование вторичных вихрей Тейлора-Гертлера для всех  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  начинается при  $z = 0,08$ . Это связано с незначительным эффектом сужения начальных участков кольцевого канала. При отношениях  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  от 1 до 0,8 вторичные вихри распространяются по всей длине кольцевого канала. Следует отметить, что количество вихрей увеличивается при движении по кольцевому каналу. При  $f_k^{BIX}/f_k^{BX} \geq 0,6$  вторичные вихри начинают затухать при  $z \geq 0,5$ . Это связано с уменьшением интенсивности закрутки потока. По длине кольцевого канала осевая составляющая скорости увеличивается, а тангенциальная и радиальная составляющие уменьшаются.

На рисунке 4.32 показано распределение радиальной скорости по длине кольцевого канала при различных отношениях  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  и при  $Re = 8,3 \cdot 10^3$ .

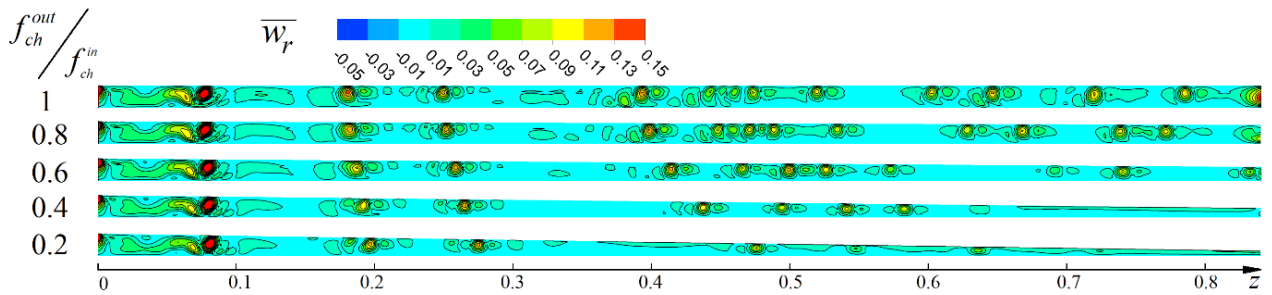


Рисунок 4.32 – Распределение радиальной скорости по длине кольцевого канала для различных соотношений  $f_k^{ввх}/f_k^{вх}$  и при  $Re = 8.3 \cdot 10^3$

Уменьшение числа Рейнольдса приводит к более позднему образованию вторичных вихрей при  $z \geq 0,1$ . Из-за уменьшения входной скорости происходит более интенсивное снижение закрутки потока. Однако, при уменьшении числа Рейнольдса распад вторичных вихревых структур происходит при  $f_k^{ввх}/f_k^{вх} \geq 0,6$ . Помимо этого, распад вторичных вихрей происходит при более высоких значениях длины  $z$ .

Увеличение количества вторичных вихрей при сужении канала приводит к снижению неравномерности распределения эффективной вязкости по радиусу. Так у внешней – вогнутой поверхности наблюдается даже небольшое, на 6...10%, уменьшение ее среднего значения, а у внутренней - наоборот значительное увеличение, причем в этой области  $\mu_{ef}$  повышается вдоль оси канала.

На рисунке 4.33 приведено распределение изотак радиальной скорости в поперечном сечении сходящегося кольцевого канала при значении координаты  $z = 538$  мм. В сходящихся каналах происходит более раннее формирование вторичных вихрей, чем в прямых, и в сечении  $z = 538$  мм наблюдается от 24 до 26 вторичных вихрей существенно меньшей интенсивности. При этом имеет место последовательное чередование крупных вихрей с более мелкими.

Искривление осей вихрей и ориентация их по потоку приводят к формированию структур типа вихрей Тейлора – Гёртлера, постепенно занимающих все пространство кольцевого зазора, с осями, совпадающими с направлением движения основного закрученного потока. При этом количество сформировавшихся вихрей увеличивается в направлении выходного сечения.

В сходящихся каналах из-за перестройки течения, связанной с его ускорением и раскруткой, формирование вторичных вихрей начинается при меньших значениях продольной координаты  $z$ , чем в прямых. Их количество постепенно увеличивается. Вероятно, в дальнейшем снижение крутки потока в сужающемся канале за счет увеличения осевой составляющей скорости должно привести к вырождению вторичного вихревого движения.



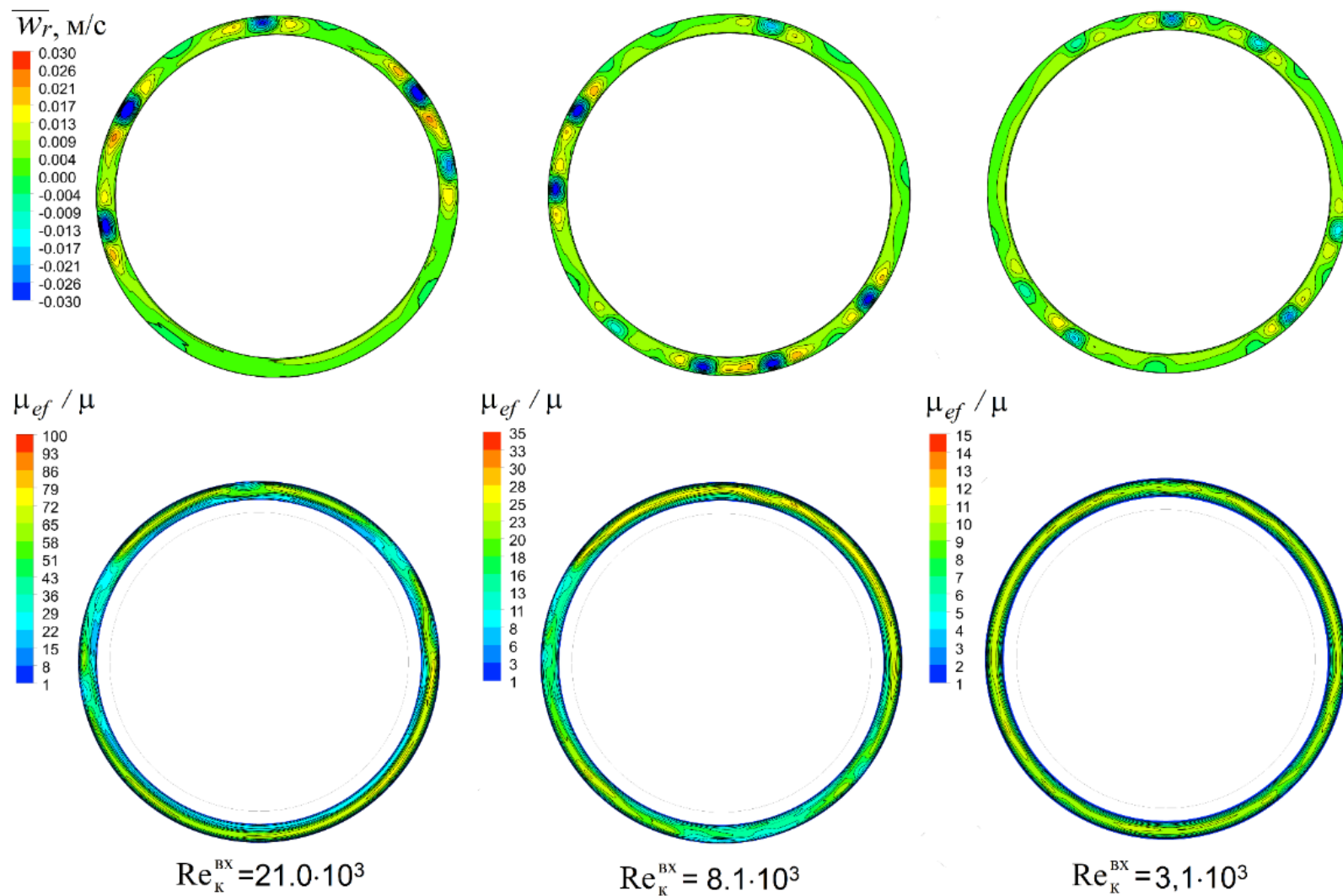


Рисунок 4.33 – Распределение изотак  $\overline{w}_r$  и  $\mu_{ef}$  в поперечном сечении сужающегося кольцевого канала при  $z = 538$  мм при различных значениях числа Re

Уменьшение площади поперечного сечения канала приводит к возрастанию сопротивления всего устройства. В таблице 4.1 представлены значения общего коэффициента сопротивления кольцевого канала с генератором закрутки  $\zeta_{\Sigma}$  и его составляющих: генератора закрутки  $\zeta_{\Gamma}$ , кольцевого канала  $\zeta_{\kappa}$  и выхода из него  $\zeta_{\text{ВЫХ}}$ . Все коэффициенты определялись по формуле  $\zeta_i = 2\Delta p_i / \rho V_{\text{ВХ}}^2$  ( $\Delta p_i$  - перепад полного давления на расчетном участке).

Таблица 4.1 – Коэффициент сопротивления устройства и его составляющие

$f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}}/f_{\kappa}^{\text{ВХ}}$	$\zeta_{\Sigma}$	$\zeta_{\Gamma}$	$\zeta_{\kappa}$	$\zeta_{\text{ВЫХ}}$
1	2,86 (2,94)	0,96 (1,24)	1,56 (1,25)	0,34 (0,45)
0,8	2,92	0,96	1,57	0,39
0,6	3,08	0,96	1,64	0,47
0,4	3,57	0,96	1,85	0,76
0,2	6,21	0,96	2,79	2,47

В скобках приведены значения сопротивлений для прямого кольцевого канала, рассчитанные по опытным распределениям скорости и полного давления, измеренным при угле  $\varphi = 0^{\circ}$ . Расхождение значений, полученных по численным расчетам и экспериментальным данным, вероятно, можно объяснить тем, что в последнем случае не учитывалась азимутальная неравномерность распределения полного давления и скорости в контрольных сечениях.

Сужение канала приводит к увеличению общего сопротивление устройства за счет роста составляющих  $\zeta_{\kappa}$  и  $\zeta_{\text{ВЫХ}}$  и не оказывает влияния на сопротивление генератора закрутки. Происходит перераспределение соотношений между составляющими полных сопротивлений. Так с уменьшением  $f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}}/f_{\kappa}^{\text{ВХ}}$  до 0,2 доля генератора закрутки в общем сопротивлении уменьшается с 34% до 15%, канала - с 54% до 45%, а выхода из него увеличивается с 12% до 40%.

Рост  $\zeta_{\Sigma}$  с уменьшением  $f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}}/f_{\kappa}^{\text{ВХ}}$  за счет расширения внутреннего конуса объясняется совокупностью дополнительных затрат энергии, связанных с перестройкой потока, изменением его турбулентности, особенно вблизи внутренней поверхности канала, формированием и распадом вторичных вихрей, увеличением потерь на трение. При этом степень влияния перечисленных факторов определяет зависимость  $\zeta_{\Sigma}$  от числа  $Re_{\text{ВХ}}$ , как показано на рисунке 4.34. Так при  $f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}}/f_{\kappa}^{\text{ВХ}} > 0.4$  с уменьшением  $Re_{\text{ВХ}}$  величина полного сопротивления снижается, а при  $f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}}/f_{\kappa}^{\text{ВХ}} < 0.4$  – возрастает. Вероятно, что в первом случае снижение  $\zeta_{\Sigma}$  определяется падением крутки потока, а во втором рост  $\zeta_{\Sigma}$  – увеличением коэффициента сопротивления трения.

Гидравлическое сопротивление рекуператора является одной из важнейших характеристик, в значительной степени определяющей не только его аэродинамическое совершенство, но и энергетическую эффективность.

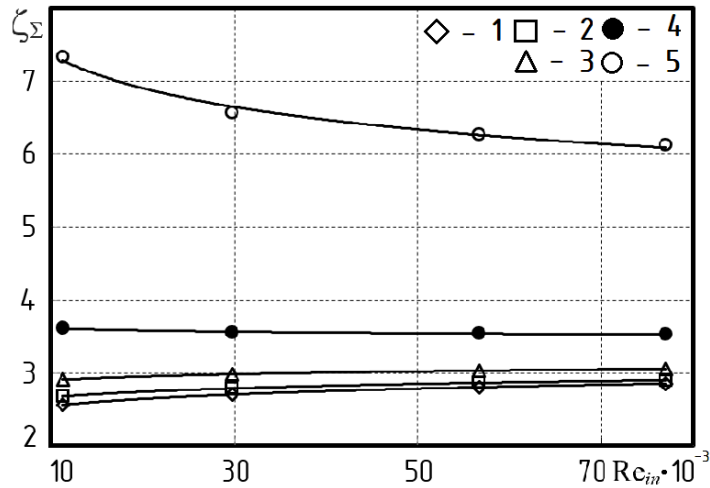


Рисунок 4.34 – Изменение  $\zeta_{\Sigma}$  в зависимости от  $Re_{вк}$  при различных величинах  $f_k^{БВХ}/f_k^{ВХ}$ : 1 –  $f_k^{БВХ}/f_k^{ВХ} = 1$ ; 2 – 0.8; 3 – 0.6; 4 – 0.4; 5 – 0.2

Расчет общего сопротивления в зависимости от  $f_k^{БВХ}/f_k^{ВХ}$  и  $Re_{вк}$  можно осуществить по уравнению

$$\zeta_{\Sigma} = A Re_{вк}^n, \quad (4.27)$$

$$A = 0.84 \exp \left[ \frac{0.61}{f_k^{БВХ}/f_k^{ВХ}} \right], \quad (4.28)$$

$$n = 0.107 - \frac{0.0544}{f_k^{БВХ}/f_k^{ВХ}} + \frac{0.0029}{(f_k^{БВХ}/f_k^{ВХ})^2}. \quad (4.29)$$

Расчет величины общего сопротивления и его составляющих можно осуществить по уравнению

$$\frac{\zeta_i^{кон}}{\zeta_i^{пр}} = a + b \left( \frac{f_{БВХ}}{f_{ВХ}} \right)^{-n}, \quad (4.30)$$

где  $\zeta_i^{кон}$  и  $\zeta_i^{пр}$  – полные коэффициенты сопротивления или их составляющие соответственно для сужающегося (конического) и прямого канала, коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $n$  приведены в таблице 4.2.

В результате перестройки скоростного поля и увеличения площади внутренней поверхности коэффициент гидравлического сопротивления сужающегося кольцевого канала с уменьшением  $f_k^{БВХ}/f_k^{ВХ}$  существенно повышается, особенно в начальных участках.

Таблица 4.2 – Значения коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $n$  в формуле (4.31)

Коэффициенты	$\zeta_{\Sigma}$	$\zeta_{\kappa}$	$\zeta_{\text{ВЫХ}}$
$a$	0,952	0,954	0,82
$b$	0,048	0,046	0,18
$n$	2	1,8	2,2

Коэффициент гидравлического сопротивления сужающегося канала может быть рассчитан по уравнению

$$\xi_{\varphi}^{\text{кон}} = B_{\varphi} \cdot f_3 \text{Re}^{-n_{\varphi} f_4}, \quad (4.31)$$

где  $B_{\varphi} = 0.348(1 + 1.35 \bar{w}_{\varphi m}^{-2})$  и  $n_{\varphi} = 0.25 \exp(-0.1 \bar{w}_{\varphi m})$  – коэффициенты, учитывающие влияние закрутки потока на сопротивление [42],

$f_3$  и  $f_4$  – функции, учитывающие влияние сужения канала:

$$f_3 = a + b(f_{\kappa} / f_{\kappa}^{\text{ВХ}}), \quad (4.32)$$

$$a = (f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}} / f_{\kappa}^{\text{ВХ}})^{-1} - 0.5, \quad (4.33)$$

$$b = 0.5 + 1.35 \cdot \ln(f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}} / f_{\kappa}^{\text{ВХ}}), \quad (4.34)$$

$$f_4 = 1 + 2.25 \cdot \exp[-5.5(f_{\kappa} / f_{\kappa}^{\text{ВХ}})], \quad (4.35)$$

На рисунке 4.35 представлено сопоставление уравнения (4.31) с полученными в работе результатами,  $\xi_0$  – коэффициент сопротивления кольцевого канала при осевом течении потока.

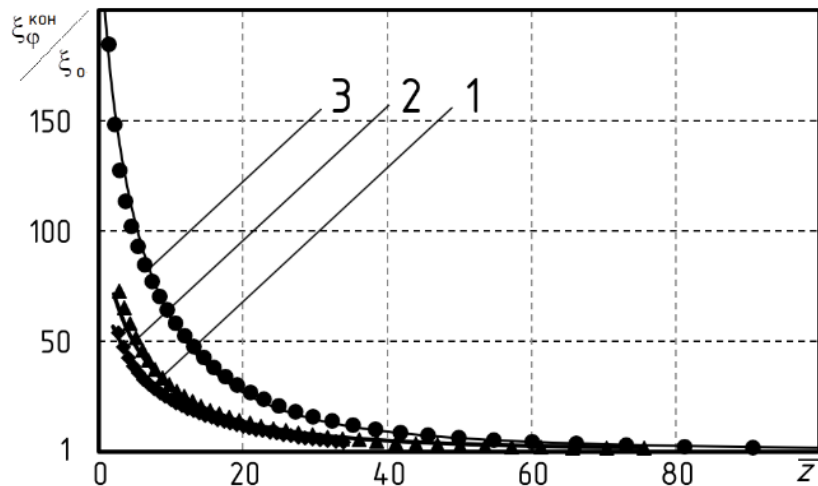


Рисунок 4.35 – Изменение коэффициента гидравлического сопротивления по длине канала при различных значениях  $f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}} / f_{\kappa}^{\text{ВХ}}$ : 1 –  $f_{\kappa}^{\text{ВЫХ}} / f_{\kappa}^{\text{ВХ}} = 0,8$ ; 2 – 0,4; 3 – 0,2.

Установлено, что основным параметром, определяющим аэродинамику и сопротивление сужающегося кольцевого канала, является соотношение площадей поперечных сечений на входе и выходе из него. Получены уравнения, позволяющие оценить влияние сужения канала на аэродинамические характеристики потока, общее и гидравлическое сопротивление устройства.

#### Выводы по главе 4

В данной главе была рассмотрена аэродинамика закрученного потока в прямых и сужающихся кольцевых каналах, которая характеризуется следующими особенностями:

- Одним из основных параметров, характеризующих интенсивность закрутки потока, является максимальная тангенциальная скорость в ядре циклонного потока  $\bar{w}_{\text{от}}$ , получено уравнение, описывающее изменение локальной максимальной тангенциальной скорости в канале  $w_{\text{от}}$ , при различных значениях  $f_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}}/f_{\text{к}}^{\text{ВХ}}$  и  $\text{Re}_{\text{ВХ}}$ ;

- От передней кромки наружного цилиндра канала наблюдаются отрывы потока, генерирующие крупномасштабные поперечные вихри. Искривление вихрей и последующее выстраивание их по потоку приводят к формированию структур наподобие вихрей Тейлора – Гёртлера;

- Сужение канала увеличивает общее сопротивление устройства за счет роста составляющих  $\zeta_{\text{к}}$  и  $\zeta_{\text{ВЫХ}}$  и не оказывает влияния на сопротивление генератора закрутки, получено уравнение, описывающее изменение  $\zeta_{\Sigma}$  в зависимости от  $\text{Re}_{\text{ВХ}}$  при различных величинах  $f_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}}/f_{\text{к}}^{\text{ВХ}}$ .

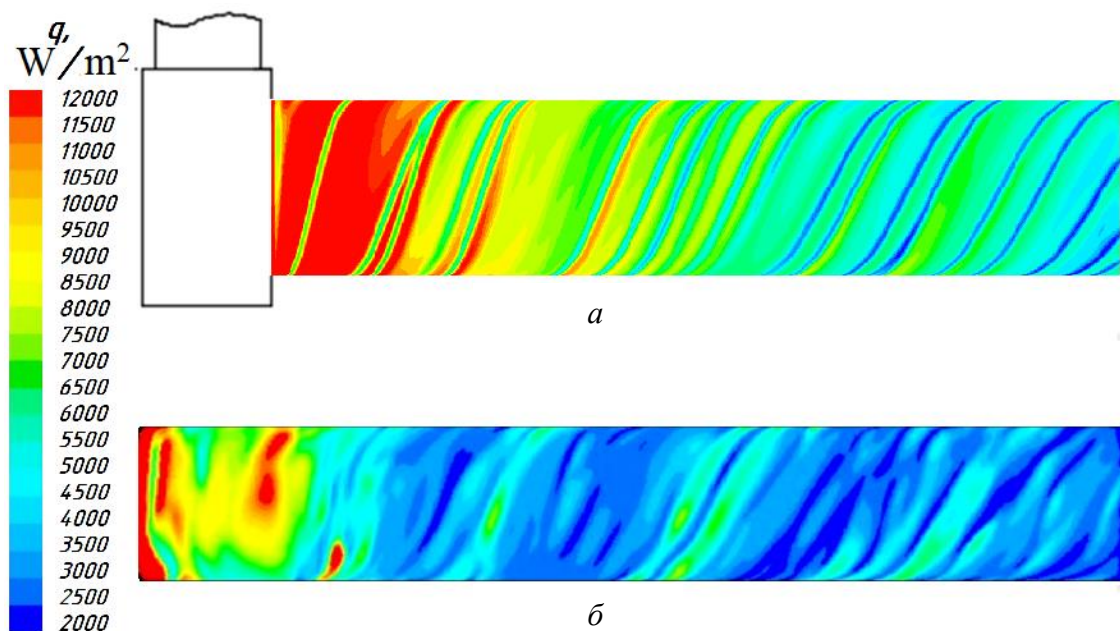
В результате перестройки скоростного поля и увеличения площади внутренней поверхности коэффициент гидравлического сопротивления сужающегося кольцевого канала с уменьшением  $f_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}}/f_{\text{к}}^{\text{ВХ}}$  существенно повышается, особенно в начальных участках, получено уравнение, описывающее изменение коэффициента гидравлического сопротивления по длине канала при различных значениях  $f_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}}/f_{\text{к}}^{\text{ВХ}}$ .

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ЗАКРУЧЕННЫМ ПОТОКОМ

### 5.1 Конвективный теплообмен в прямых кольцевых каналах

Особенности ввода потока в кольцевой канал из генератора закрутки обуславливают закономерности изменения коэффициентов теплоотдачи по его длине. Как и в каналах с незакрученным осевым течением потока газа, коэффициент теплоотдачи уменьшается по мере продвижения потока к выходному сечению, причем наибольшие его значения в поперечном сечении наблюдаются на траектории оси закрученной струи, движущейся от генератора закрутки.

Численный расчет позволяет получить качественно подобную осреднённую картину распределений плотности теплового потока, как показано на рисунке 5.1.



а – внешняя поверхность; б – внутренняя поверхность;

Рисунок 5.1 – Распределение плотности теплового потока на поверхностях кольцевого канала

По длине и периметру поверхностей кольцевого канала наблюдается значительная неравномерность теплового потока. Это определяет особенности теплообмена на обеих поверхностях кольцевого канала. Наибольшая неравномерность теплообмена на внешней

поверхности кольцевого канала наблюдается в части, примыкающей к закручивателю, а на внутренней поверхности – на стенке, находящейся в генераторе закрутки.

Плотность теплового потока на внутренней поверхности снижается по направлению к выходному сечению канала. Зависимость  $q(z)$  для различных образующих имеет вид волнообразной кривой, как показано на рисунке 5.2. Наиболее интенсивное влияние наблюдается на траектории оси закрученной струи. С увеличением  $z$ , по мере расширения струи, амплитуда колебаний значений  $q$  уменьшается.

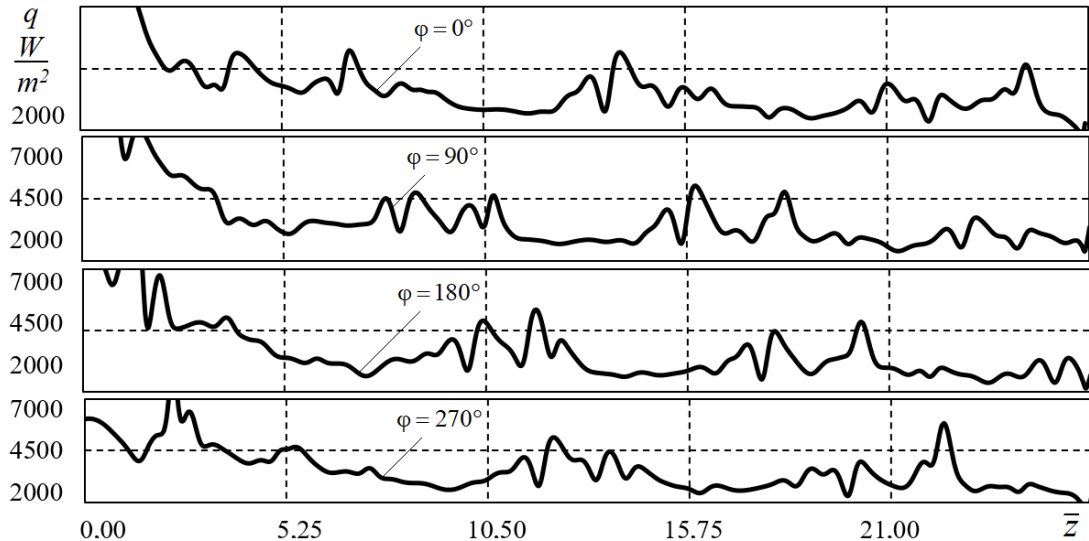


Рисунок 5.2 – Изменение коэффициента теплоотдачи вдоль внутренней поверхности кольцевого канала

Изменения по периметру поперечного сечения расчетных значений коэффициента теплоотдачи на поверхностях канала представлены на рисунке 5.3 ( $\alpha_{\text{ср}}$  – средний по периметру коэффициент теплоотдачи).

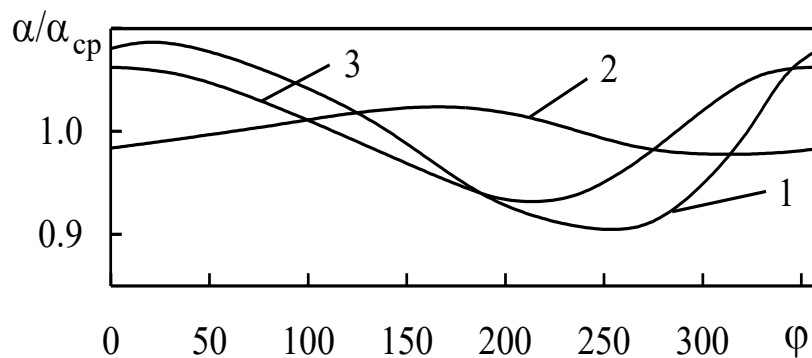


Рисунок 5.3 – Изменение коэффициента теплоотдачи по периметру внутренней (1) и внешней (2, 3) поверхностей кольцевого канала при различных значениях координаты  $z$ : 1 – при  $z = 0$  мм, 2 – 35 мм, 3 – 120 мм

Кривая 1, показывающая изменение интенсивности теплоотдачи на внутренней поверхности в сечении, где канал подключается к генератору закрутки ( $z = 0$ ), хорошо согласуется с распределением давления. При угле  $\varphi \approx 15^\circ$ , в зоне, где струя стекает в канал (статическое давление на поверхности минимальное), коэффициент теплоотдачи примерно на 9% превышает среднее значение, а при  $\varphi \approx 270^\circ$ , где скорость потока минимальная, оказывается на 9% ниже среднего.

На внешней поверхности при  $z = 120$  мм изменение теплоотдачи по периметру составляет  $\pm 6\%$ , в то время как при  $z = 35$  мм – всего  $\pm 2\%$ . Последнее, вероятно, можно объяснить повышенной степенью турбулентности потока при истечении его в канал.

По длине кольцевого канала происходит интенсивное снижение среднего по периметру коэффициента теплоотдачи, как на внешней, так и на внутренней поверхностях, что объясняется снижением влияния закрутки потока и входных условий. Для канала рассмотренной геометрии и размеров теплоотдача на внешней стенке с увеличением  $z$  уменьшается в 2,4, а на внутренней – в 1,5 раза. Тем не менее, закрутка теплоносителя, как показывают опыты и расчеты, позволяет значительно интенсифицировать теплоотдачу (на внешней стенке в 3,7...8,7 раз), по сравнению со стабилизированным осевым течением теплоносителя. Условия истечения потока из генератора закрутки в канал, вызывающие рассмотренное выше явление образования возвратных течений и вероятное повышения интенсивности турбулентных пульсаций, приводят к увеличению коэффициента теплоотдачи также и на внутренней (выпуклой) поверхности канала примерно в 1,3...1,9 раза.

Опытные данные по теплоотдаче внешней поверхности удовлетворительно обобщаются уравнением

$$\frac{Nu_{1\infty}}{Nu_\infty} = 1 + 0,36 \left( \frac{w_{\phi m}}{w_z} \right)^{1,37}, \quad (5.1)$$

а по теплоотдаче внутренней поверхности – уравнением

$$\frac{Nu_{2\infty}}{Nu_\infty} = 1 + 0,023 \left( \frac{w_{\phi m}}{w_z} \right)^{1,8}, \quad (5.2)$$

В уравнении (5.1)  $Nu_{1\infty}$  и (5.2)  $Nu_{2\infty} = \alpha d_3 / \lambda$  - числа Нуссельта на внешней и внутренней поверхности кольцевого канала соответственно;  $\alpha$  - осредненный по периметру местный коэффициент теплоотдачи;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности при средней температуре потока в поперечном сечении канала;  $Nu_\infty$  – число Нуссельта для полностью



развитого незакрученного турбулентного течения в цилиндрической трубе по уравнению (1.42).

Следует отметить, что уравнением (5.1) обобщены опытные данные, полученные при  $\bar{z} = z/d_3 \geq 3$ . При меньших значениях  $\bar{z}$  особенности истечения в кольцевой канал приводят к еще большей интенсификации теплоотдачи. Так при  $\bar{z} = 1$  опытный коэффициент теплоотдачи примерно на 25% выше расчетного значения. Уравнение (5.2) обобщает опытные данные при  $\bar{z} \geq 1,7$ .

В зоне стока воздуха из генератора закрутки структура закрученного течения наиболее сложная и сопровождается отрывом потока. Большое влияние возникновения и трансформация вихревых структур оказывает на интенсивность теплоотдачи и ее распределение на поверхностях кольцевого канала. На рисунке 5.4 показано изменение плотности теплового потока  $q$  по периметру канала при  $z = 808$  мм. Следует отметить, что поперечном сечении канала максимальное значение плотности теплового потока превышает минимальное для внешней поверхности примерно в 2,7 раза, а для внутренней - в 1,7. Из чего следует, что возникающие вихревые структуры оказывают значительное влияние на интенсивность теплоотдачи на поверхностях кольцевого канала с закрученным течением теплоносителя.

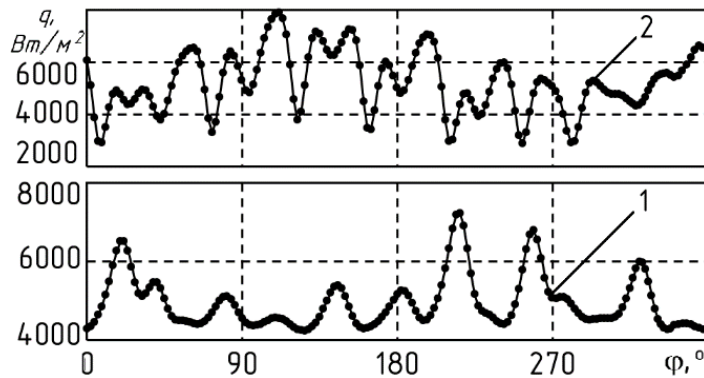


Рисунок 5.4 – Распределение плотности теплового потока на внешней (2) и внутренней поверхности (1) кольцевого канала в поперечном сечении при  $z = 808$  мм

Стоит отметить, что даже в среднем по длине кольцевого канала сечении (при  $z = 538$  мм) максимальная величина плотности теплового потока на оси струи превышает минимальную на 62%, как показано на рисунке 5.5.

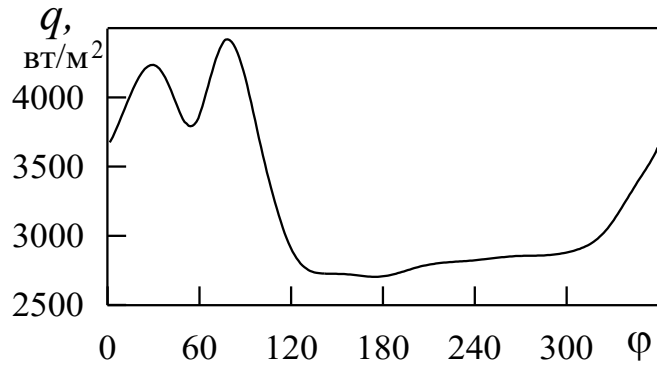
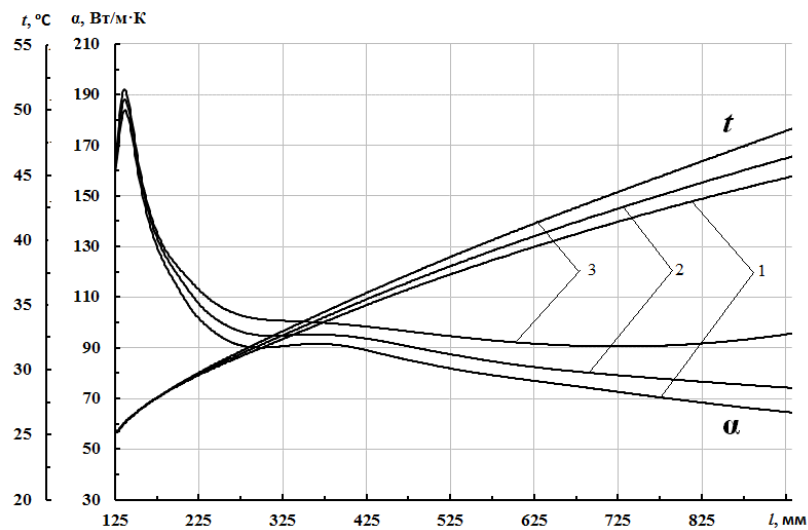


Рисунок 5.5 – Распределения плотности теплового потока по периметру внутренней поверхности кольцевого канала при  $z = 538$  мм

## 5.2 Конвективный теплообмен в сужающихся кольцевых каналах

При сужении кольцевого канала происходит значительное изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и средней температуры  $t$  по длине кольцевого канала, как показано на рисунке 5.6.

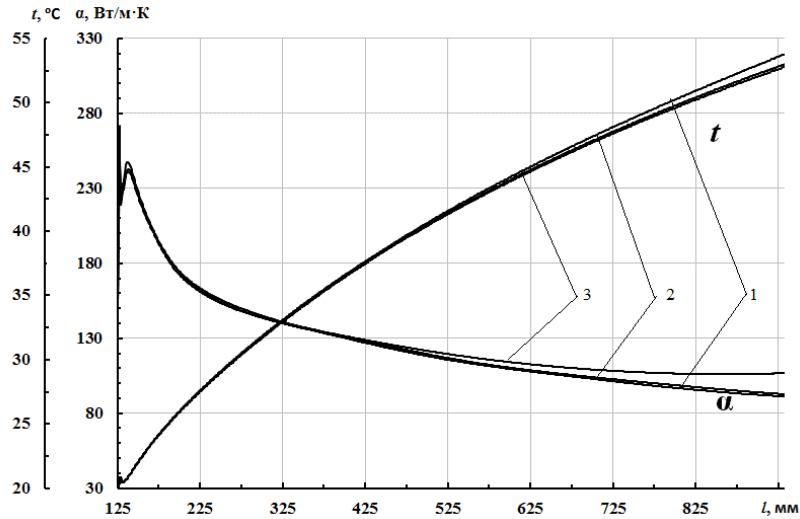


$$1 - f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 1; 2 - f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 0.6; 3 - f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 0.2$$

Рисунок 5.6 – Изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  на внутренней поверхности кольцевого канала при различной степени сужения кольцевого канала

Увеличение скорости потока приводит к интенсификации теплоотдачи на внутренней поверхности канала. Теплоотдача растет пропорционально увеличению диаметра внутренней поверхности. Изменение коэффициента теплоотдачи на внешней

поверхности кольцевого канала при различной степени сужения кольцевого канала показано на рисунке 5.7.



$$1 - f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 1; 2 - f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 0.6; 3 - f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 0.2$$

Рисунок 5.7 – Изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  на внешней поверхности кольцевого канала при различной степени сужения кольцевого канала

При увеличении диаметра на участке внутренней поверхности от закручивателя до координаты  $l \approx 225$  мм определяющее влияние на интенсивность теплоотдачи оказывает турбулизация потока за отрывной зоной вблизи выхода из генератора закрутки. С приближением к выходному торцу коэффициент теплоотдачи выравнивается благодаря сужению кольцевого канала. Таким же образом увеличивается и средняя температура.

Изменение по длине осредненных в поперечном сечении коэффициентов теплоотдачи для прямого и сужающихся конических кольцевых каналов представлено на рисунке 5.8.

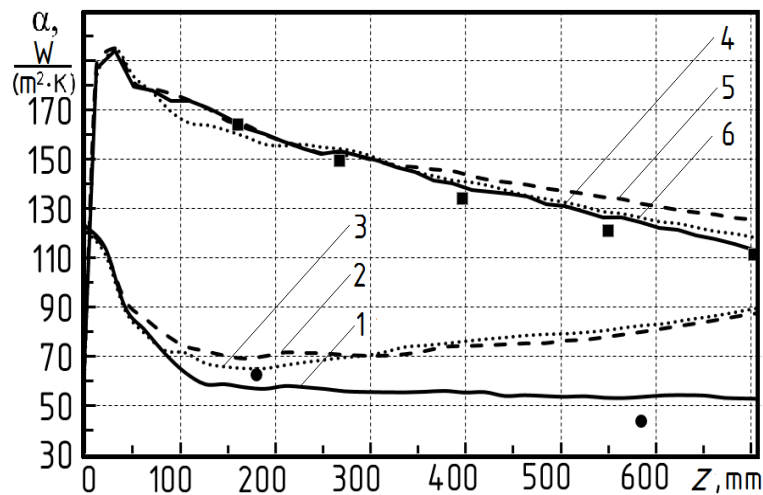


Рисунок 5.8 – Изменение  $\alpha$  по длине внутренней (1, 2, 3) и внешней (4, 5, 6) поверхности прямого (1, 4) и сужающихся кольцевых каналов в вариантах а (2, 5) и б (3, 6). Точки – эксперимент.

Уменьшение площади поперечного сечения оказывает значительно большее влияние на теплоотдачу внутренней поверхности и проявляется при существенно меньших значениях продольной координаты  $z$ . Для исследованных сужающихся кольцевых каналов коэффициент теплоотдачи внутреннего цилиндра начинает возрастать при  $z > 170$  мм и вблизи выходного сечения на 91...98% выше, чем для прямого канала. Теплоотдача наружного цилиндра в этом же сечении увеличивается только на 5...11%. Увеличение среднего по всей внутренней поверхности коэффициента теплоотдачи составляет примерно 36 %, а по внешней – 4 %.

С уменьшением  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}}$  более интенсивно снижается по длине канала уровень центростремительного ускорения, что приводит к уменьшению как активного, так и консервативного воздействия массовых сил на течение потока и теплоотдачу поверхностей кольцевого канала. Снижение консервативного влияния центробежных сил на поток и увеличение относительной осевой скорости приводят к интенсификации теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевого канала, как показано на рисунке 5.9.

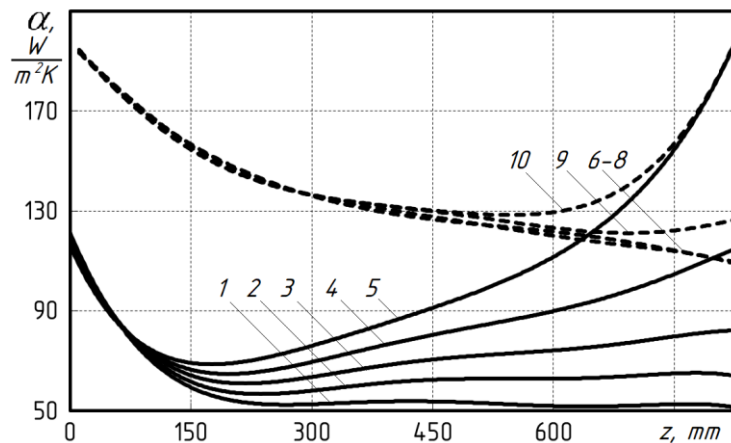


Рисунок 5.9 – Распределение локального коэффициента теплоотдачи на внутренней (1...5) и внешней (6...10) поверхности сужающегося кольцевого канала 1, 6 –  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} = 1$ ; 2, 7 – 0.8; 3, 8 – 0.6; 4, 9 – 0.4; 5, 10 – 0.2.

На начальном участке канала, который примыкает к генератору закрутки и ограничен безразмерной координатой  $\bar{z}$  равной 2.5, коэффициент теплоотдачи определяется условиями истечения закрученного потока в кольцевой канал и уменьшается по длине. На участке с координатой  $\bar{z} \geq 7$ , определяющее влияние на теплоотдачу внутренней поверхности оказывают эффекты, связанные с увеличением степени сужения канала. Коэффициент теплоотдачи возрастет по длине тем интенсивнее, чем меньше отношение  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}}$ . На внешней поверхности влияние сужения канала на теплоотдачу проявляется только во второй половине канала при  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}} < 0.6$ . Вероятно, при  $f_k^{\text{ВЫХ}}/f_k^{\text{ВХ}}$

$f_k^{BX} \geq 0.6$  снижение активного влияния центробежных сил на теплоотдачу компенсируется увеличением около нее осевой скорости. Следует отметить, что при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{BX} = 0.2$  вблизи выходного сечения линии, характеризующие изменение местного коэффициента теплоотдачи на обеих поверхностях, практически сливаются. В этом месте теплоотдача внутренней поверхности интенсивнее в 3.6, а внешней в 1.9 раза, чем в прямом канале, а средняя по всей длине теплоотдача соответственно в 1.8 и 1.1 раза.

На рисунке 5.10 в поперечном сечении канала  $z = 800$  мм представлены распределения полной скорости и эффективной вязкости  $\mu_{ef}$  на расстоянии 2 мм от его поверхностей, а также плотностей теплового потока  $q$  на них.

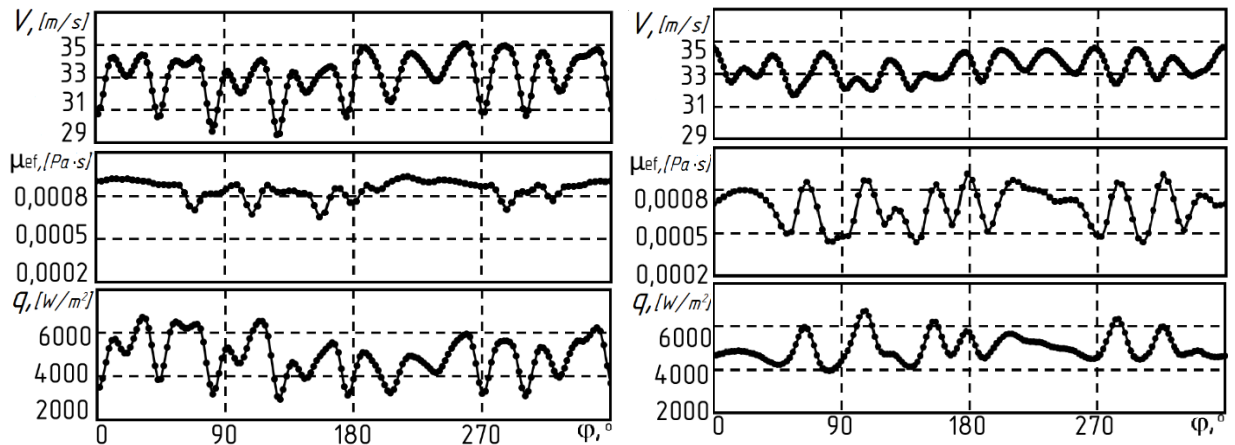


Рисунок 5.10 – Распределение  $V$ ,  $\mu_{ef}$  и  $q$  в поперечном сечении конического кольцевого канала при  $z = 800$  мм около внешней и внутренней поверхности.

Такое подобие распределений скорости и теплового потока характерно как для прямого, так и конического кольцевого канала. При этом в поперечном сечении канала максимальное значение плотности теплового потока превышает минимальное для внешней поверхности примерно в 2,7, а для внутренней в 1,7 раза. Из чего следует, что возникающие вихревые структуры оказывают значительное влияние на интенсивность теплоотдачи на поверхностях кольцевого канала с закрученным течением теплоносителя.

Кривые, описывающие изменения плотности теплового потока по периметру внешней стенки, имеют хорошее качественное совпадение с распределениями около нее полной скорости. Так на этой поверхности, при снижении турбулентности потока вблизи нее, происходит незначительная интенсификация теплоотдачи (на 5...11 %) за счет увеличения осевой составляющей полной скорости. На внутренней поверхности, наоборот, распределение плотности теплового потока не согласуется с характером изменения полной скорости, но соответствует распределению эффективной вязкости. За счет вторичных вихрей, радиально переносящих поток с более высокой турбулентностью к выпуклой

стенке, снижается консервативное действие центробежных сил и значительно интенсифицируется теплоотдача (вблизи выходного сечения на 91...98 %).

Интенсификация теплоотдачи на поверхностях сужающихся конических кольцевых каналов происходит в результате увеличения скорости потока, образования вторичных вихревых течений и их влияния на турбулентность. Анализ показывает, что соотношение указанных факторов на теплоотдачу внутренней и внешней поверхности может значительно различаться. Эффективная вязкость около внешней поверхности примерно на 24% превышает ее величину около внутренней и незначительно изменяется в азимутальном направлении ( $\pm 8...10\%$ ). В сходящемся канале по сравнению с прямым среднее значение эффективной вязкости около внешней поверхности снижается на 6...10%. Около внутренней поверхности, наоборот,  $\mu_{ef}$  выше в варианте *a* на 39%, а в варианте *b* - на 100%. При этом у внутренней поверхности максимальное отклонение  $\mu_{ef}$  от среднего ( $\pm 36\%$ ) и частота колебаний существенно выше, чем у внешней.

Согласно приведенным рисункам, а также из анализа других результатов следует, что сужение канала в исследованных вариантах приводит к увеличению среднего значения полной скорости у внешней поверхности на 24...27%, а у внутренней - на 57...60%.

Интенсификация теплоотдачи на поверхностях сужающихся конических кольцевых каналов может объясняться увеличением скорости потока и его турбулизацией вторичными вихревыми течениями. Причем соотношение указанных факторов на теплоотдачу внутренней и внешней поверхностей может значительно различаться.

В диапазоне изменения  $w_{\phi m}/w_z$  от 0.28 до 3.7 теплоотдача удовлетворительно обобщается уравнением

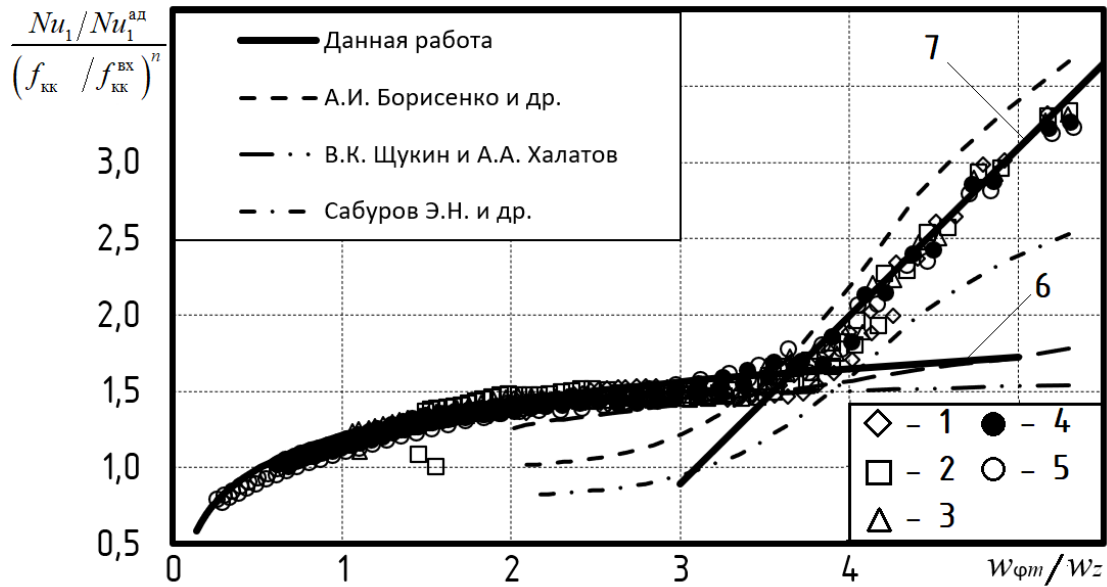
$$\frac{Nu_1}{Nu_1^{ад}} = \left[ 1.21 + 0.33 \ln \left( \frac{w_{\phi m}}{w_z} \right) \right] \cdot \left( \frac{f_k}{f_k^{BK}} \right)^{-0.2}, \quad (5.3)$$

а при изменении  $w_{\phi m}/w_z$  от 3.7 до 5.3 - уравнением

$$\frac{Nu_1}{Nu_1^{ад}} = \left[ 1.1 \left( \frac{w_{\phi m}}{w_z} \right) - 2.4 \right] \cdot \left( \frac{f_k}{f_{kk}^{BK}} \right)^{-1}. \quad (5.4)$$

В уравнениях (5.3) и (5.4)  $Nu_1^{ад}$  – число Нуссельта, рассчитываемое по рекомендациям [143] для осевого течения при стабилизированной теплоотдаче внутренней поверхности кольцевого канала и одностороннем ее обогреве. В качестве характерного линейного размера в  $Nu_1$  и  $Nu_1^{ад}$  использовался текущий гидравлический диаметр.

На рисунке 5.11 представлено обобщение местной теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевого канала в зависимости от текущих соотношений  $w_{\phi m}/w_z$  и  $f_k/f_k^{BX}$ .



1 –  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{BX} = 1$ ; 2 – 0.8; 3 – 0.6; 4 – 0.4; 5 – 0.2. Строка 6 соответствует вычислению по уравнению (5.3), строка 7 по уравнению (5.4)

Рисунок 5.11 – Обобщение результатов теплообмена сужающейся внутренней поверхности кольцевого канала

На рисунке Рисунок 5.11 также представлено сравнение уравнений (5.3) и (5.4) полученных в данной работе, с уравнением (1.51), рекомендованным А.И. Борисенко К.Ф. Нечитайло, В.А. Сафоновым и А.И. Яковлевым в работе [10], уравнением (1.50), полученным В.К. Щукиным и А.А. Халатовым в работе [113] и уравнением (1.62), полученным Э.Н. Сабуровым и др. в работе [89]. Из проведенного сравнения можно сделать вывод, что уравнения, полученные в данной работе, хорошо согласуются с полученными результатами других авторов. В диапазоне изменения  $w_{\phi m}/w_z$  от 0.28 до 3.7 уравнение (5.3) имеет наиболее близкое совпадение с уравнениями А.И. Борисенко и Э.Н. Сабурова. А при изменении  $w_{\phi m}/w_z$  от 3.7 до 5.3 уравнение обеспечивает большее совпадение с уравнением В.К. Щукина и А.А. Халатова. Основным отличием уравнений (5.3) и (5.4) от уравнений других авторов является учет сужения кольцевого канала.

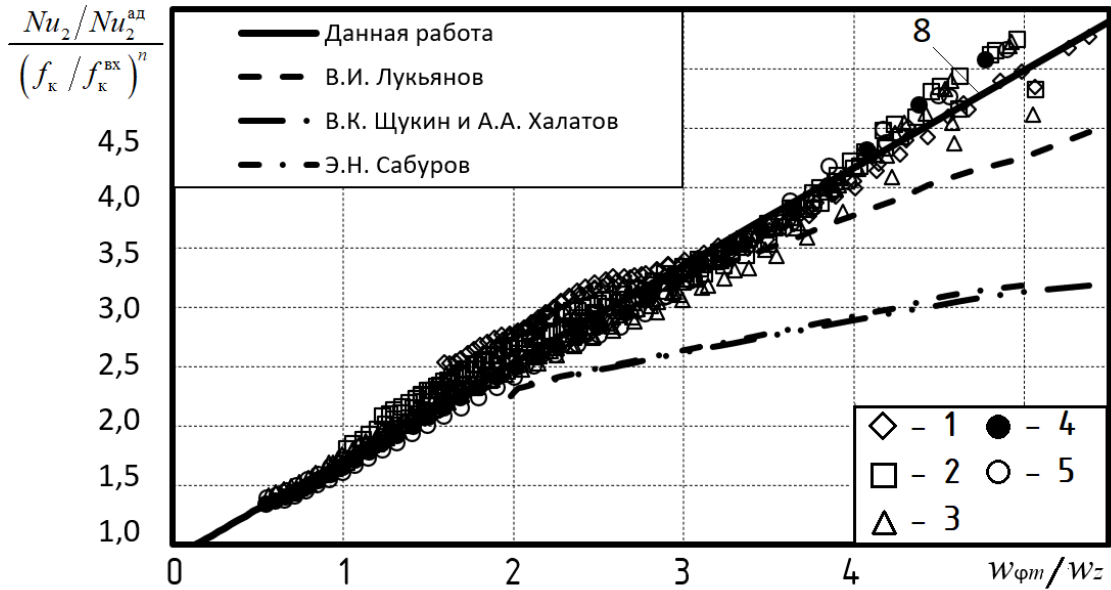
Для внешней поверхности в диапазоне изменения  $0.28 < w_{\phi m}/w_z < 5.3$

$$\frac{Nu_2}{Nu_2^{ад}} = \left[ 0.89 + 0.82 \left( \frac{w_{\phi m}}{w_z} \right) \right] \cdot \left( \frac{f_k}{f_k^{BX}} \right)^{0.15}, \quad (5.5)$$

В уравнении (5.5)  $Nu_2^{ад}$  – число Нуссельта, рассчитываемое по рекомендациям [143] для осевого течения при стабилизированной теплоотдаче внешней поверхности кольцевого

канала и одностороннем ее обогреве. В качестве характерного линейного размера в  $Nu_2$  и  $Nu_2^{ад}$  использовался текущий гидравлический диаметр.

На рисунке 5.12 представлено обобщение местной теплоотдачи на внешней поверхности кольцевого канала в зависимости от текущих соотношений  $w_{\phi m}/w_z$  и  $f_k/f_k^{БК}$ .



1 –  $f_k^{ввх}/f_k^{БК} = 1$ ; 2 – 0.8; 3 – 0.6; 4 – 0.4; 5 – 0.2. Строка 8 соответствует вычислению по уравнению (5.5)

Рисунок 5.12 – Обобщение результатов теплообмена сужающейся внешней поверхности кольцевого канала

На рис 5.12 также представлено сравнение уравнения (5.5), полученного в данной работе, с уравнением (1.53) В.И. Лукьянова [46, 47], уравнением (1.50) В.К. Щукина и А.А. Халатова [113] и уравнением (1.62) Э.Н. Сабурова и др.[89]. Из проведенного сравнения можно сделать вывод, что уравнения, полученные в данной работе, удовлетворительно согласуются с полученными результатами других авторов. Наиболее близкое совпадение имеется с результатами, полученными В.И. Лукьяновым. Значительное расхождение с уравнениями, полученными В.К. Щукиным, А.А. Халатовым и Э.Н. Сабуровым можно объяснить применением отличных от данной работы генераторов закрутки.

## Выводы по главе 5

В данной главе был рассмотрен конвективный теплообмен закрученного потока в прямых и сужающихся кольцевых каналах, который характеризуется следующими особенностями:



- По длине кольцевого канала происходит интенсивное снижение среднего по периметру коэффициента теплоотдачи, как на внешней, так и на внутренней поверхностях, что объясняется снижением влияния закрутки потока и влиянием входных условий;
- С уменьшением  $f_k^{BYX} / f_k^{BX}$  более интенсивно снижается по длине канала уровень центростремительного ускорения, что приводит к снижению как активного, так и консервативного воздействия массовых сил на течение потока и теплоотдачу поверхностей кольцевого канала;
- Коэффициент теплоотдачи возрастет по длине тем интенсивнее, чем меньше отношение  $f_k^{BYX} / f_k^{BX}$ . На внешней поверхности влияние сужения канала на теплоотдачу проявляется только во второй половине канала при  $f_k^{BYX} / f_k^{BX} < 0.6$ . Вероятно, при  $f_k^{BYX} / f_k^{BX} \geq 0.6$  снижение активного влияния центробежных сил на теплоотдачу компенсируется увеличением около нее осевой скорости;
- Интенсификация теплоотдачи на поверхностях сужающихся кольцевых каналов объясняется увеличением скорости потока и его турбулизацией вторичными вихревыми течениями. Причем соотношение указанных факторов на теплоотдачу внутренней и внешней поверхностей может значительно различаться; получено уравнение, описывающее изменение местной теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях кольцевого канала в зависимости от текущих соотношений  $w_{\varphi m} / w_z$  и  $f_k / f_k^{BX}$ .

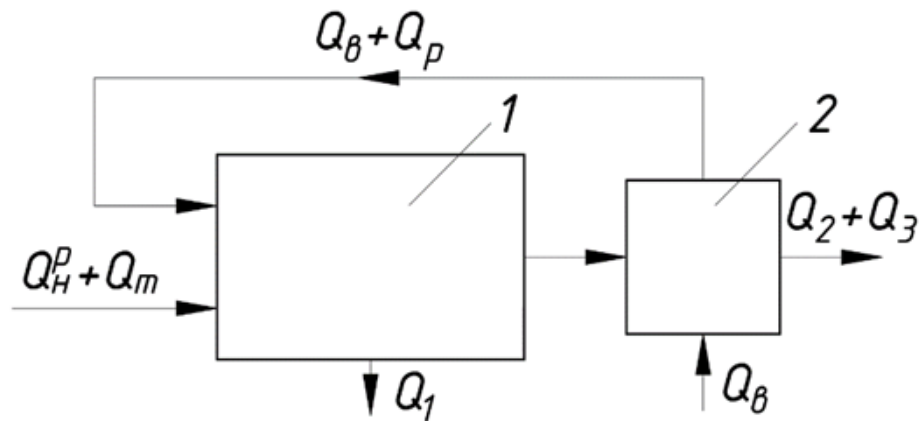
## ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РЕКУПЕРАТИВНЫХ УСТРОЙСТВ С ЗАКРУЧЕННЫМ ТЕЧЕНИЕМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

### 6.1 Инженерная методика теплового и аэродинамического расчета рекуперативного устройства с закрученным течением теплоносителя

Полученные в работе обобщённые уравнения, характеризующие аэродинамику и теплообмен в сужающихся кольцевых каналах, позволили усовершенствовать методику расчета циклонных рекуперативных устройств, разработанную на кафедре теплоэнергетики и теплотехники САФУ имени М.В. Ломоносова [42]. В данную методику были добавлены расчетные уравнения гидравлического сопротивления, определения максимальной тангенциальной скорости закрученного потока в сужающихся кольцевых каналах, а также уравнения, описывающие теплообмен поверхностей сужающегося кольцевого канала.

Для начала рассмотрим тепловой баланс промышленной печи, использующей рекуперативный теплообменный аппарат, представленный на рисунке.

Тепловой баланс промышленной печи с рекуператором для подогрева воздуха представлен на рисунке 6.1 .



1 – печь; 2 – рекуператор

Рисунок 6.1 – Тепловой баланс промышленной печи с рекуператором для подогрева воздуха

Уравнение теплового баланса можно представить в следующем виде:

$$Q_H^P + Q_m + (Q_в + Q_p) = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (6.1)$$

где  $Q_H^P$  – низшая теплота сгорания газа;

$Q_T$  – теплота, вносимая в печь единицей объема подогретого топлива;

$Q_B$  – теплота, вносимая в печь с воздухом;

$Q_P$  – рекуперированная теплота, возвращаемая в печь;

$Q_1$  – полезная теплота, используемая в рабочем пространстве печи;

$Q_2$  – теплота, теряемая печью с уходящими дымовыми газами;

$Q_3$  – теплота, теряемая вследствие химической неполноты сгорания газа.

Разработанная инженерная методика позволяет с заданной точностью определить все тепловые потоки, участвующие в процессе теплопередачи от дымовых газов к нагреваемому воздуху. В качестве примера рассмотрим тепловой и аэродинамический расчеты рекуператора рекуперативно-горелочного блока [74], обслуживающего промышленную печь, показанную на рисунке 6.2.

Для повышения эффективности использования топлива в печи, уменьшения тепловых и газовых выбросов в атмосферу предлагается осуществить подогрев воздуха уходящими из печи продуктами сгорания с температурой  $1200^{\circ}\text{C}$ .

Рекуперативно-горелочный блок общей тепловой мощностью 140 кВт состоит из газовой горелки 1 и рекуператора 2. Топливом для горелки служит природный газ из газопровода Ньюсеница – Архангельск. Подвод холодного воздуха, который необходим для горения топлива, забирается из помещения цеха и подается в генератор закрутки 3 через тангенциальный шлиц 4 с температурой  $t'_B = 30^{\circ}\text{C}$ . Нагреваемый воздух движется сначала через прямой 5 и обратный 6 кольцевой воздушный канал, а затем подается к воздушному коллектору 7, который соединен с горелкой 1. Горячие дымовые газы подаются в дымовой канал, который состоит из радиационной 9 и конвективной 12 ступени. В конвективной ступени 12 для интенсификации конвективного теплообмена установлен перфорированный стакан 13, который обеспечивает струйное натекание дымовых газов на теплопередающую стенку 10, выполненную в виде усеченного конуса, расширяющегося в направлении входного отверстия 11. Часть тепловой энергии уходящих газов через стенку 10 передается воздуху в прямом кольцевом канале 5.

В данном примере предполагается, что внешняя стенка рекуперативного блока адиабатная, для упрощения расчетов используются среднеинтегральные значения скорости, коэффициента теплоотдачи и температуры теплопередающих поверхностей.

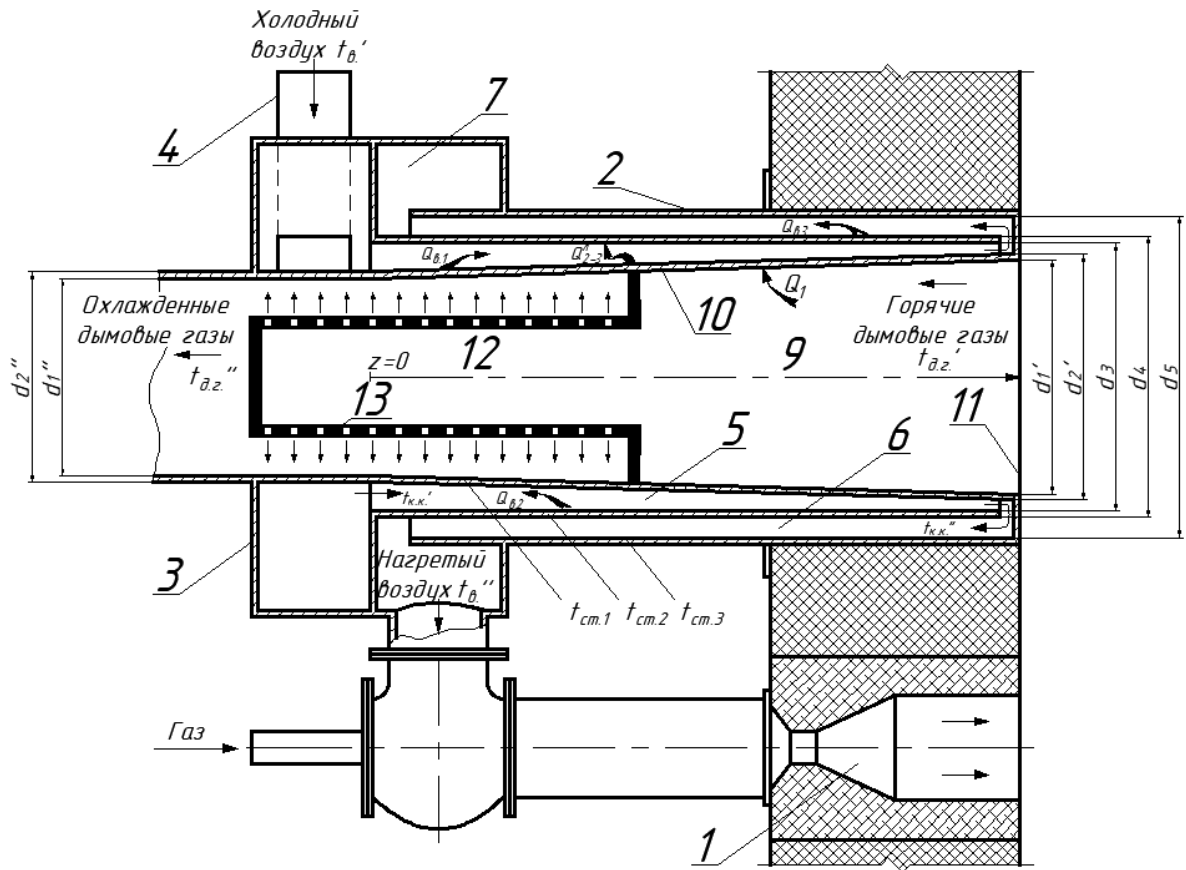


Рисунок 6.2 – Расчетная схема тепловых потоков в рекуперативном устройстве рекуперативно-горелочного блока

Тепловые потоки на рисунке обозначаются следующим образом:

$Q_1$  – суммарный излучением и конвекцией тепловой поток от дымовых газов к внутренней поверхности теплопередающей стенки 10;

$Q_{в.1}$  – конвективный тепловой поток от внешней поверхности теплопередающей стенки 10 к нагреваемому в сужающемся кольцевом канале воздуху;

$Q_{в.2}$  – конвективный тепловой поток от внутренней поверхности разделяющей стенки к нагреваемому воздуху в прямом сужающемся кольцевом канале;

$Q_{в.3}$  – конвективный тепловой поток от внешней поверхности разделяющей стенки к нагреваемому воздуху в обратном кольцевом канале;

$Q_{1-2,3}^{\text{изл}}$  – тепловой поток излучением от внешней поверхности теплопередающей стенки 10 к разделяющей стенке.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.1

Таблица 6.1 – Исходные данные к расчету

Наименование	$f_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}}/f_{\text{к}}^{\text{ВХ}} = 1$	$f_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}}/f_{\text{к}}^{\text{ВХ}} = 0,4$
температура воздуха на входе в рекуператор	$t'_{\text{в}} = 30^{\circ}\text{C}$	
температура дымовых газов	$t''_{\text{дг}} = 1200^{\circ}\text{C}$	
диаметр закручивающего устройства	$D_{\text{зз}} = 0,259 \text{ мм}$	
длина закручивающего устройства	$L_{\text{зз}} = 0,1265 \text{ мм}$	
длина кольцевого канала	$L_{\text{кк}} = 0,86 \text{ мм}$	
высота входного шлица	$h_{\text{вх}} = 0,035 \text{ мм}$	
длина входного шлица	$b_{\text{вх}} = 0,035 \text{ мм}$	
внутренний диаметр у входного отверстия дымового канала	$d'_1 = 162 \text{ мм}$	
внутренний диаметр у входного отверстия дымового канала	$d''_1 = 142 \text{ мм}$	
внутренний диаметр прямого кольцевого канала	$d'_2 = 172 \text{ мм}$	
внутренний диаметр прямого кольцевого канала	$d''_2 = 152 \text{ мм}$	
наружный диаметр прямого кольцевого канала	$d_3 = 184 \text{ мм}$	
внутренний диаметр обратного кольцевого канала	$d_4 = 194 \text{ мм}$	
наружный диаметр обратного кольцевого канала	$d_5 = 207 \text{ мм}$	
Состав газообразного топлива:		
метан $\text{CH}_4$	97,5 %	
этилен $\text{C}_2\text{H}_4$	0 %	
ацетилен $\text{C}_2\text{H}_2$	0 %	
этан $\text{C}_2\text{H}_6$	1,23 %	
пропан $\text{C}_3\text{H}_8$	0,36 %	
бутан $\text{C}_4\text{H}_{10}$	0,12 %	
пентан $\text{C}_5\text{H}_{12}$ и более тяжелые предельные углеводороды	0,03 %	
окись углерода $\text{CO}$	0 %	
водород $\text{H}_2$	0 %	
сероводород $\text{H}_2\text{S}$	0 %	
Азот $\text{N}_2$	0,76 %;	
расчетная тепловая мощность агрегата N	140 кВт	
коэффициент избытка воздуха в камере	1,12	

Для определения основных характеристик продуктов сгорания произведен расчет сгорания газообразного топлива по стандартной методике [105]. Алгоритм расчета инженерной методики представлен в приложении А. Как следует из данного алгоритма, процесс расчета сопряжен со сведением балансов тепловых потоков, уточнением температур и расхода топлива при подогреве, а также процессом интегрирования для получения средних значений скорости и теплообмена в 6 взаимовключенных циклах. Что в свою очередь приводит к достаточной трудозатратности процесса расчета. Это обусловило реализацию инженерной методики, приведенной в таблице 6.2, в виде консольного приложения Б, на языке программирования Python 3.9 с использованием библиотек Math для основных математических операций и SciPy для реализации процесса интегрирования, распространяющихся по свободной лицензии.

Таблица 6.2 – Результаты расчета рекуперативно-горелочного блока

№ п/п	Наименование показателя	Формула или обоснование	Размерность	Источник	$f_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}}/f_{\text{к}}^{\text{ВХ}} = 1$	$f_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}}/f_{\text{к}}^{\text{ВХ}} = 0,4$
<b>Расчет сгорания топлива</b>						
1	Низшая теплота сгорания топлива	$Q_{\text{Н}}^{\text{п}} = 127,7 \cdot CO + 108 \cdot H_2 + 358 \cdot CH_4 + 590 \cdot C_2H_4 + 555 \cdot C_2H_2 + 636 \cdot C_2H_6 + 913 \cdot C_3H_8 + 1185 \cdot C_4H_{10} + 1465 \cdot C_5H_{12} + 234 \cdot H_2S$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	[105]	36202,1	36202,1
2	Теоретический расход воздуха $O_2$	$V^{\circ} = 0,0476 \times (0,5 CO + 0,5 H_2 + 1,5 H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) C_m H_n - O_2)$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	[105]	9,621	9,621
3	Теоретический объем азота $N_2$	$V_{N_2}^{\circ} = 0,79V^{\circ} + \frac{N_2}{100}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	[105]	7,608	7,608
4	Теоретический объем водяных паров $H_2O$	$V_{H_2O}^{\circ} = 0,01(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n) + 0,0161V^{\circ}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	[105]	2,164	2,164
5	Объем углекислого газа $CO_2$	$V_{CO_2} = 0,01 \cdot (CO + \sum m C_m H_n)$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	[105]	1,017	1,017
6	Объем $SO_2$	$V_{SO_2} = 0,01H_2S$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	[105]	0	0
7	Объем водяных паров $H_2O$	$V_{H_2O} = V_{H_2O}^{\circ} + 0,0161(\alpha - 1)V^{\circ}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	[105]	2,183	2,183
8	Общий объем продуктов сгорания	$V_{\text{г}} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2}^{\circ} + (\alpha - 1)V^{\circ}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	[105]	11,96	11,96
9	Расход топлива	Рассчитывается с учетом подогрева воздуха	$\text{м}^3/\text{ч}$	[105]	11,43	11,25
10	Действительный расход воздуха на горение	$V_d = \alpha \cdot V^{\circ}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	[105]	10,78	10,78
11	Объемный расход дымовых газов через рекуператор	$V_{\text{др}} = V_{\text{г}} B$	$\text{м}^3/\text{ч}$	[105]	137,79	135,84
12	Объемный расход воздуха через рекуператор	$V_B = V_d \cdot B$	$\text{м}^3/\text{ч}$	[105]	124,12	122,37
13	Объемные доли трехатомных газов	$r_{CO_2} = (V_{CO_2} + V_{SO_2})/V_{\text{г}}$	-	[105]	0,508	0,508
14	Объемная доля водяных паров	$r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_{\text{г}}$	-	[105]	0,182	0,182
15	Объемная доля азота	$r_{N_2} = (V_{N_2}^{\circ} + 0,79(\alpha - 1)V^{\circ})/V_{\text{г}}$	-	[105]	0,712	0,712

16	Объемная доля кислорода	$r_{O_2} = (0,21(\alpha - 1)V^o) / V_r$	-	[105]	0,020	0,020
17	Средняя теплоемкость CO <sub>2</sub>	$C_{CO_2}$ По табл. III [105]	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	[105]	2,153	2,153
18	Средняя теплоемкость H <sub>2</sub> O	$C_{H_2O}$ По табл. III [105]	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	[105]	1,684	1,684
19	Средняя теплоемкость N <sub>2</sub>	$C_{N_2}$ По табл. III [105]	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	[105]	1,374	1,374
20	Средняя теплоемкость O <sub>2</sub>	$C_{O_2}$ По табл. III [105]	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	[105]	1,458	1,458
21	Теплоемкость продуктов сгорания	$C_{др} = C_{CO_2} r_{RO_2} + C_{H_2O} r_{H_2O} + C_{N_2} r_{N_2} + C_{O_2} r_{O_2}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	[105]	3,122	3,122
<b>Тепловой расчет</b>						
<b>Расчет геометрических характеристик</b>						
22	Приведенная скорость воздуха в каналах рекуператора	$w'$	м/с	-	7	7
23	Необходимая площадь кольцевого канала для прохождения воздуха	$F'_в = Q_в / (3600 w'_в)$	м <sup>2</sup>	-	0,0069	0,0068
24	Площадь прямого кольцевого канала	$F_{пр.к.к.} = \pi(R_3^2 - R_2^2)$	м <sup>2</sup>	-	0,0084	0,0060
25	Площадь обратного кольцевого канала	$F_{обр.к.к.} = \pi(R_5^2 - R_4^2)$	м <sup>2</sup>	-	0,0106	0,0106
26	Площадь дымового канала	$F_{др} = \pi R_1^2$	м <sup>2</sup>	-	0,0158	0,0181
27	Действительная приведенная скорость воздуха в прямом кольцевом канале	$w'_{пр.к.к.} = V_в / (F_{пр.к.к.} \cdot 3600)$	м/с	-	4,08	5,67
28	Действительная приведенная скорость в обратном кольцевом канале	$w'_{обр.к.к.} = V_в / (F_{обр.к.к.} \cdot 3600)$	м/с	-	3,27	3,22
29	Действительная приведенная скорость в дымовом канале	$w'_{др} = V_{др} / (F_{др} \cdot 3600)$	м/с	-	2,42	2,08
<b>Расчет теплоотдачи от дымовых газов рекуператору</b>						
30	Предварительная температура воздуха на выходе из рекуператора	$t''_в$ предварительно задаем	°С	-	262,41	282,56
31	Предварительная температура дымовых газов на выходе из рекуператора	$t''_{др}$ предварительно задаем	°С	-	800,00	800,00
32	Теплоемкость воздуха на входе	$c'_в$ По табл. III [105]		[105]	1,32	1,32

33	Теплоемкость воздуха на выходе	$c''_в$ По табл. III [105]	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$		1,35	1,35
34	Теплоемкость газов на входе	$c'_{дг}$ По табл. III [105]			1,46	1,46
35	Теплоемкость газов на выходе	$c''_{дг}$ По табл. III [105]			1,41	1,41
36	Коэффициент выбывания дымовых газов из рабочего пространства печи	$\eta_1$ по табличным данным			0,78	0,78
37	Коэффициент, учитывающий теплопотери рекуператором в окружающую среду	$\eta_2$ по табличным данным	-		0,70	0,70
38	Температура дымовых газов на выходе из рекуператора	$t''_{дг} = t'_{дг} \frac{c'_{дг}}{c''_{дг}} - \frac{V_в (c''_в t''_в - c'_в t'_в)}{c''_{дг} V_{дг} \eta_1 \eta_2}$	°С	[42]	873,37	840,86
39	Средняя температура дымовых газов	$\bar{t}_{дг} = (t'_{дг} + t''_{дг})/2$	°С	-	1036,69	1020,43
40	Средняя температура воздуха	$\bar{t}_в = (t'_в + t''_в)/2$	С	-	146,20	156,28
41	Средняя температура стенки рекуператора	$t_{ст1}$ предварительно задаем	С	-	678,68	607,27
42	Расчетная скорость дымовых газов	$w_{дг} = w'_{дг} \frac{\bar{t}_{дг} + 273}{273}$	м/с	-	11,59	9,85
43	Плотность дымовых газов $t_{дг}$	$\rho_{дг}$ , по табл. III	кг/м <sup>3</sup>	[105]	0,24	0,25
44	Кинематический коэффициент вязкости дымовых газов $t_{дг}$	$\nu_{дг}$ , по табл. III	м <sup>2</sup> /с		0,00	0,00
45	Коэффициент теплопроводности дымовых газов $t_{дг}$	$\lambda_{дг}$ , по табл. III	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$		0,13	0,13
46	Число Прандтля для дымовых газов $t_{дг}$	$Pr_{дг}$ , по табл. III	-		0,58	0,58
47	Число Рейнольдса для дымовых газов	$Re_{дг} = \frac{w_{дг} \bar{d}_1}{\nu_{дг}}$	-	-	8545,28	7891,09
<b>Расчет радиационной ступени рекуператора</b>						
48	Суммарная объемная доля трехатомных газов	$r_n = r_{CO_2} + r_{H_2O}$	-	-	0,69	0,69
49	Парциальное давление газов	$P$	МПа	-	0,10	0,10
50	Площадь поверхности теплообмена радиационной ступени рекуператора	$F_{ст1}^1$	м <sup>2</sup>	-	0,2200	0,2432
51	Объем радиационной ступени рекуператора	$V_{дг}^1$	м <sup>3</sup>	-	0,00776	0,00890



52	Эффективная толщина излучающего слоя	$s = 3,6 \frac{V_{др}}{F_{ст1}}$	м	[42]	0,1270	0,1317
53	Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	$k = \left( \frac{2,47 + 5,06 r_{H_2O}}{\sqrt{p(r_{RO_2} + r_{H_2O})} s} - 0,1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{\overline{T_{др}}}{1000} \right) (r_{RO_2} + r_{H_2O})$	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$		12,86	12,78
54	Степень черноты потока дымовых газов при расчетной температуре $t_{др}$	$\varepsilon_{др} = 1 - e^{-kps}$	-		0,15	0,15
55	Степень черноты стенки дымового канала	$\varepsilon_{ст}$	-		0,85	0,85
56	Приведенная степень черноты	$\varepsilon_{пр} = \frac{\varepsilon_{др} \varepsilon_{ст}}{\varepsilon_{ст} + \varepsilon_{др} (1 - \varepsilon_{ст})}$	-		0,147	0,151
57	Коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания на модуль рекуператора	$\alpha_{л}^I = \frac{\varepsilon_{пр} \sigma_0 (T_{др}^4 - T_{ст1}^4)}{T_{др} - T_{ст1}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$		48,12	43,90
58	Сопrotивление трения в гладких трубах	$\xi = (1,82 \lg Re_{др} - 1,64)^{-2}$	-		[111]	0,033
59	Коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса	$k = 1 + \frac{900}{Re_{др}}$	-	[42]	1,11	1,11
60	Число Нуссельта для круглой трубы	$Nu_k^I = \frac{\xi Re_{др} Pr_{др}}{k + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr_{др}^{2/3} - 1)}$	-	[76]	23,79	22,37
61	Средний коэффициент теплоотдачи поверхности теплообмена в конвективной ступени рекуператора	$\alpha_k^I = \frac{Nu_k^I \lambda_{др}}{d_1}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	-	21,85	18,96
62	Суммарный коэффициент теплоотдачи от газов к наружной поверхности модуля	$\alpha_1^I = \alpha_{л}^I + \alpha_k^I$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$		69,97	62,86
63	Количество теплоты, переданное дымовыми газами в конвективной ступени рекуператора	$Q_1^I = \alpha_1^I F_{ст1}^I (\overline{t_{др}} - t_{ст1})$	Вт		5511,76	6315,83
<b>Расчет конвективной ступени рекуператора</b>						
64	Радиус отверстия в перфорированном стакане	$R_{отв}$	м	-	0,004	0,004
65	Количество отверстий в перфорированном стакане	$n_{отв}$	шт.	-	204	204

66	Длина конвективной ступени рекуператора	$l_{II}$	м	-	0,42	0,42
67	Суммарная площадь вдувных отверстий перфорированного цилиндра	$\sum f_{п.с.}^{отв} = \pi R_{отв}^2 \cdot n_{отв}$	м <sup>2</sup>	-	0,0103	0,0103
68	Площадь поверхности теплообмена конвективной ступени рекуператора	$F_{ст1}^{II} = 2\pi \bar{R}_1 l_{II}$	м <sup>2</sup>	-	0,2200	0,2355
69	Параметр	$A_f = \frac{\sum f_{п.с.}^{отв}}{F_{ст1}^{II}}$	-	[97]	0,0466	0,0435
70	Число Нуссельта на поверхности теплообмена в конвективной ступени рекуператора	$Nu_k^{II} = 0,177 A_f^{0,8} Re_c^{0,935}$	-		72,25	63,53
71	Средний коэффициент теплоотдачи поверхности теплообмена в конвективной ступени рекуператора	$\alpha_1^{II} = \frac{Nu_k^{II} \lambda_{др}}{\bar{d}_1}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	-	66,4	53,8
72	Количество теплоты, переданное дымовыми газами в конвективной ступени рекуператора	$Q_1^{II} = \alpha_1^{II} F_{ст1}^{II} (\bar{t}_{др} - t_{ст1})$	Вт	-	5227,0	5237,8
73	Количество теплоты, переданное дымовыми газами	$Q_1 = Q_1^I + Q_1^{II}$	Вт	-	10738,8	11553,6
<b>Определение температуры воздуха на выходе из прямого кольцевого канала и стенки внутренней трубы</b>						
74	Средняя температура стенки внутренней трубы	$t_{ст2}$ предварительно задаем	°С	-	573,35	472,68
75	Температура воздуха на выходе из прямого кольцевого канала	$t_{кк}''$ предварительно задаем	°С	-	208,43	248,05
76	Температура воздуха на выходе из прямого кольцевого канала	$t_{кк} = \frac{t_{в}' + t_{кк}''}{2}$	°С	-	119,22	139,02
77	Средняя скорость воздуха в прямом кольцевом канале	$w_{пр.к.к.} = w_{пр.к.к.}' \frac{\bar{t}_{кк} + 273}{273}$	м/с	-	5,86	8,56
<b>Расчет сопротивления генератора закрутки потока</b>						
78	Шероховатость стенки закручивателя	$\Delta_3$	-	-	0	0
79	Относительная длина закручивателя	$\bar{L}_3 = L_3 / D_3$	-	-	0,4884	0,4884
80	Относительная высота входного канала	$\bar{h}_{вх} = h_{вх} / D_3$	-	-	0,1351	0,1351
81	Площадь входных каналов	$f_{вх}$	м <sup>2</sup>	-	0,0025	0,0025
82	Относительная площадь входа воздуха	$\bar{f}_{вх} = 4f_{вх} / \pi D_3^2$	-	-	0,0465	0,0465

83	Относительная условная площадь входа воздуха, ограниченная длиной генератора закрутки и высотой входного канала	$\bar{f} = \frac{\pi \bar{f}_{\text{вх}}}{4 \cdot \bar{L}_3 \cdot \bar{h}_{\text{вх}}}$	-	[89]	0,5534	0,5534
84	Безразмерный радиус входа потока в камеру	$\bar{r}_{\text{вх}} = 1 - \bar{h}_{\text{вх}}$	-	[42]	0,8649	0,8649
85	Относительная шероховатость стенки генератора закрутки	$\bar{\Delta}_3 = \Delta_3 / D_3$	-	[42]	0	0
86	Безразмерный радиус ядра потока	$\bar{r}_я = 0,92 \bar{r}_{\text{вх}} \bar{f}^{0,088} (1 - 10 \bar{\Delta}_3)$	-	[42]	0,8128	0,8128
87	Безразмерная тангенциальная составляющая скорости на границе ядра потока	$\bar{w}_{\text{фр}} = (4,8 \bar{h}_{\text{вх}} + 0,75) \text{th} \frac{855 \bar{f}_{\text{вх}}}{(\bar{L}_3 + 100 \bar{h}_{\text{вх}} + 4)(\bar{L}_3 + 0,8)} \times$ $\times (1 - 1,688 \bar{\Delta}^{0,28} \bar{L}_3^{0,2})$	-	[42]	1,3108	1,3108
88	Характерный безразмерный внутренний диаметр наружной трубы	$\bar{d}_3 = d_3 / D_3$	-	[42]	0,7104	0,7104
89	Характерный безразмерный диаметр	$\bar{d}_1^c = \bar{d}_3 \left( 1 - \frac{100 \bar{f}_{\text{вх}}}{115 \bar{f}_{\text{вх}} \bar{L}_3^{-0,8} + 60 \bar{d}_3} \right)$	-	[42]	0,6470	0,6470
90	Характерное радиальное расстояние	$\bar{y}_{\text{фм}}^c = (\bar{r}_{\text{фм}} - \bar{r}_1) = \frac{\bar{d}_1^c}{(5,7 - 200 \bar{\Delta}_3) \bar{d}_1^c + \frac{3}{\bar{L}_3 + 1,8}}$	-	[42]	0,1294	0,1294
91	Характерный безразмерный радиус внутренней трубы	$\bar{r}_1 = r_1 / R_3$	-	[42]	0,5483	0,5867
92	Безразмерный радиус положения максимума тангенциальной скорости	$\bar{r}_{\text{фм}} = \bar{r}_1 + \bar{y}_{\text{фм}}^c$	-	[42]	0,6777	0,7161
93	Безразмерная радиальная координата границы ядра потока	$\eta_я = \frac{\bar{r}_я - \bar{r}_1}{\bar{r}_{\text{фм}} - \bar{r}_1}$	-	[42]	2,0436	1,7468
94	Безразмерный параметр загрузки	$b = \frac{\bar{r}_1}{\bar{r}_{\text{фм}} - \bar{r}_1}$	-	[42]	4,2359	4,5327
95	Коэффициент относительной крутки в ядре потока	$\varepsilon_я = (0,53 + 0,47 \eta_я)^{\frac{\eta_я}{\eta_я + b}}$	-	[42]	1,1387	1,0873
96	Максимальное значение безразмерной тангенциальной составляющей скорости в генераторе закрутки	$\bar{w}_{\text{фм}}^{3y} = \varepsilon_я \bar{w}_{\text{фр}}$	-	[42]	1,4926	1,4252
97	Средняя скорость потока во входных шлицах закручивателя	$w_{\text{вх}} = \frac{V_{\text{в}}}{3600 f_{\text{вх}}} \cdot \frac{t'_{\text{в}} + 273}{273}$	м/с	[42]	15,62	15,40

98	Эквивалентный диаметр на входе в прямой кольцевой канала	$d_3^{\text{пр.к.к.}} = d_3 - \frac{d_2' + d_2''}{2}$	м	-	0,0320	0,0221
99	Относительная длина кольцевого канала	$\bar{l} = \frac{L - \Delta}{d_3^{\text{пр.к.к.}}}$	-	-	0,8600	0,8600
100	Максимальная тангенциальная скорости в генераторе закрутки	$w_{\varphi\text{м}}^{\text{zy}} = \bar{w}_{\varphi\text{м}}^{\text{zy}} w_{\text{вх}}$	м <sup>2</sup> /с	[89]	23,31	21,94
101	Коэффициент кинематической вязкости воздуха при $t'_{\text{вх}}$	$\nu^{\text{пр.к.к.}}$ По табл. III [105]	м <sup>2</sup> /с	[105]	0,000018	0,000018
102	Число Рейнольдса на входе в прямой кольцевой канал	$\text{Re}_{\text{пр.к.к.}}^{\text{вх}} = \frac{w_z^{\text{вх.пр.к.к.}} d_3^{\text{вх.пр.к.к.}}}{\nu^{\text{вх.пр.к.к.}}}$	-	-	27591	18743
103	Среднеинтегральное значение максимальной тангенциальной скорости в кольцевом канале	$\bar{w}_{\varphi\text{м}} = \int_0^l \frac{w_{\varphi\text{м}}^{\text{zy}}}{w_{\text{пр.к.к.}}'} \left[ a + b \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\bar{z}}{c} \right)^{0,77} \right]^{-1} \right] d\bar{z}$	м <sup>2</sup> /с	Данная работа	19,06	17,96
	Коэффициенты, учитывающие влияние сужения канала и числа $\text{Re}_{\text{пр.к.к.}}^{\text{вх}}$	$a = 0,0744 \ln \text{Re}_{\text{пр.к.к.}}^{\text{вх}} - \left[ 0,630 - 0,38 \left( \frac{f_{\text{к}}^{\text{вх}}}{f_{\text{к}}^{\text{вх}}} \right) + 0,960 \left( \frac{f_{\text{к}}^{\text{вх}}}{f_{\text{к}}^{\text{вх}}} \right)^2 \right]$ $b = \left[ 1,595 - 0,425 \left( \frac{f_{\text{к}}^{\text{вх}}}{f_{\text{к}}^{\text{вх}}} \right) + 0,983 \left( \frac{f_{\text{к}}^{\text{вх}}}{f_{\text{к}}^{\text{вх}}} \right)^2 \right] - 0,069 \ln \text{Re}_{\text{пр.к.к.}}^{\text{вх}}$ $c = 3,792 \ln \text{Re}_{\text{пр.к.к.}}^{\text{вх}} - \left[ 12,1 + 26,9 \left( \frac{f_{\text{к}}^{\text{вх}}}{f_{\text{к}}^{\text{вх}}} \right) - 48,2 \left( \frac{f_{\text{к}}^{\text{вх}}}{f_{\text{к}}^{\text{вх}}} \right)^2 \right]$	-			
104	Среднеинтегральное значение осевой скорости в кольцевом канале	$w_z = \int_0^l \frac{4 \cdot w_{\text{вх}} \cdot f_{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{вх}}}{\rho_{\text{пр.к.к.}} \cdot \pi (d_3^2 - d_2^2)} d\bar{z}$	м/с	Данная работа	6,2	10,1
<b>Расчет теплоотдачи в сужающемся кольцевом канале рекуператора</b>						
105	Коэффициент кинематической вязкости воздуха при $t_2$	$\nu_{\text{пр.к.к.}}$ По табл. III [105]	м <sup>2</sup> /с	[105]	$3,3 \cdot 10^{-5}$	$3,6 \cdot 10^{-5}$

106	Коэффициент теплопроводности воздуха при $t_2$	$\lambda_{\text{пр.к.к.}}$ По табл. III [105]	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	[105]	0,0311	0,0322
107	Число Прандтля для газов при $t_2$	$\text{Pr}_{\text{пр.к.к.}}$ По табл. III [105]	-	[105]	0,7024	0,7028
108	Число Рейнольдса	$\text{Re}_{\text{пр.к.к.}} = \frac{w_z d_{22}}{\nu_{\text{пр.к.к.}}}$	-	-	6051	5706
109	Предельное число Нуссельта для круглой трубы	$\text{Nu} = \frac{\xi \text{Re}_{\text{пр.к.к.}} \text{Pr}_{\text{пр.к.к.}}}{8 \left( k + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (\text{Pr}_{\text{пр.к.к.}}^{2/3} - 1) \right)}$ где $\xi = (1,82 \lg \text{Re}_{\text{пр.к.к.}} - 1,64)^{-2}$ , $k = 1 + \frac{900}{\text{Re}_{\text{пр.к.к.}}}$	-	[76]	19,9	19,1
110	Адиабатное число Нуссельта для внутренней поверхности кольцевого канала (при теплоизоляции внешней)	$\text{Nu}_{\text{в1}}^{\text{ад}} = \text{Nu} \left[ 1 - \frac{0,45}{2,4 + \text{Pr}_{\text{пр.к.к.}}} \left( \frac{\bar{d}_2}{\bar{d}_3} \right)^{-0,16 \cdot \text{Pr}_{\text{пр.к.к.}}^{-0,15}} \right] \chi_{\text{пр.к.к.}}$ где $\chi_{\text{пр.к.к.}} = 1$	-		16,9	16,3
111	Средний коэффициента теплоотдачи внутренней поверхности прямого кольцевого канала на начальном участке (при теплоизоляции внешней)	Для участка $w_{\text{фм}}/w_z$ от 3.7 до 5.3 $\alpha_{\text{в1}}^{-\text{ад}'} = \frac{1}{l_{\text{н.у.}}} \int_0^{l_{\text{н.у.}}} \frac{\text{Nu}_{\text{в1}}^{\text{ад}} \lambda_{\text{пр.к.к.}}}{d_3^{\text{пр.к.к.}}} dz$ где: $\text{Nu}_{\text{в1}}^{\text{ад}} = \text{Nu}_{\text{в1}}^{\text{ад}} \left[ 1,1 \left( \frac{w_{\text{фм}}}{w_z} \right) - 2,4 \right] \cdot \left( \frac{f_{\text{к}}}{f_{\text{кк}}^{\text{вх}}} \right)^{-1} d\bar{z}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	Данная работа	-	-
112	Среднего коэффициента теплоотдачи внутренней поверхности прямого кольцевого канала на основном участке (при теплоизоляции внешней)	$w_{\text{фм}}/w_z$ от 0.28 до 3.7 $\alpha_{\text{в1}}^{-\text{ад}''} = \frac{1}{(L_{\text{кк}} - l_{\text{н.у.}})} \int_{l_{\text{н.у.}}}^{L_{\text{кк}}} \frac{\overline{\text{Nu}}_{\text{в1}}^{\text{ад}} \lambda_{\text{пр.к.к.}}}{d_3^{\text{пр.к.к.}}} dz$ где: $\overline{\text{Nu}}_{\text{в1}}^{\text{ад}} = \text{Nu}_{\text{в1}}^{\text{ад}} \left[ 1,21 + 0,33 \ln \left( \frac{w_{\text{фм}}}{w_z} \right) \right] \cdot \left( \frac{f_{\text{к}}}{f_{\text{к}}^{\text{вх}}} \right)^{-0,2} d\bar{z}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	Данная работа	-	-

113	Средний коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности прямого кольцевого канала (при теплоизоляции внешней)	$\bar{\alpha}_{в1}^{-ад} = \frac{\bar{\alpha}_{в1}^{-ад'} \cdot l_{н.у.} + \bar{\alpha}_{в1}^{-ад''} \cdot (L_{кк} - l_{н.у.})}{L_{кк}}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	-	30,5	47,1
114	Адиабатное число Нуссельта для внешней поверхности кольцевого канала (при теплоизоляции наружной)	$Nu_{в1}^{ад} = Nu \times \left[ 1 - \frac{0,45}{2,4 + Pr_{пр.к.к.}} \left( \frac{\bar{d}_2}{\bar{d}_3} \right)^{0,6} \right]$	-	[76]	18,5	15,6
115	Средний коэффициент теплоотдачи внешней поверхности прямого кольцевого канала (при теплоизоляции внутренней)	Для участка $w_{фм}/w_z$ от 3.7 до 5.3 $\bar{\alpha}_{в2}^{-ад} = \frac{1}{l_{н.у.}} \int_0^{l_{н.у.}} \frac{Nu_{в2}^{ад} \lambda_{пр.к.к.}}{d_3^{пр.к.к.}} dz$ где: $Nu_{в2}^{ад} = Nu_{в2}^{ад} \left[ 0,89 + 0,82 \left( \frac{w_{фм}}{w_z} \right) \right] \cdot \left( \frac{f_k}{f_k^{вх}} \right)^{0,15} d_z^{-}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	Данная работа	66,9	67,3
116	Плотность теплового потока на поверхности внутренней поверхности прямого кольцевого канала	$q_{с1}^{ад} = \bar{\alpha}_{в1}^{ад} (t_{с1} - \bar{t}_{кк})$	$\frac{Вт}{м^2}$	-	10085,7	10667,7
117	Плотность теплового потока на поверхности внешней поверхности прямого кольцевого канала	$q_{с2}^{ад} = \bar{\alpha}_{в2}^{ад} (t_{с2} - \bar{t}_{кк})$	$\frac{Вт}{м^2}$	-	8340,1	10706,7
118	Адиабатная температура стенки внутренней поверхности прямого кольцевого канала	$\Theta_{ac1} = 22 \left[ 0,27 \left( \frac{\bar{d}_2}{\bar{d}_3} \right)^2 - 1 \right] Re_{пр.к.к.}^{-0,87} Pr_{пр.к.к.}^{-1,05}$	-	[76]	-0,0140	-0,0146
119	Адиабатная температура стенки внешней поверхности прямого кольцевого канала	$\Theta_{ac2} = \Theta_{ac1} \left( \frac{\bar{d}_2}{\bar{d}_3} \right)$	-		-0,0095	-0,0113
120	Число Нуссельта к воздуху при теплообмене через обе стенки от внутренней поверхности прямого кольцевого канала	$\bar{Nu}_{в1} = \bar{Nu}_{в1}^{ад} \left( 1 + \bar{Nu}_{в1}^{ад} \Theta_{ac1} \frac{q_{с2}^{ад}}{q_{с1}^{ад}} \right)^{-1}$	-		18,5	15,6
121	Число Нуссельта к воздуху при теплообмене через обе стенки от внешней поверхности прямого кольцевого канала	$\bar{Nu}_{в2} = \bar{Nu}_{в2}^{ад} \left( 1 + \bar{Nu}_{в2}^{ад} \Theta_{ac2} \frac{q_{с1}^{ад}}{q_{с2}^{ад}} \right)^{-1}$	-		18,9	22,0
122	Уточненное значение плотности теплового потока на внутренней поверхности прямого кольцевого канала	$q_{с1} = \frac{\bar{Nu}_{в1} \lambda_{пр.к.к.}}{\bar{d}_3} (t_{с1} - \bar{t}_{кк})$	$\frac{Вт}{м^2}$	-	10085,7	10667,7

		где $\bar{d}_3^{\text{пр.к.к.}} = (d_3^{\text{вх.пр.к.к.}} + d_3^{\text{вых.пр.к.к.}})/2$				
123	Уточненное значение плотности теплового потока на внешней поверхности прямого кольцевого канала	$q_{c2} = \frac{\overline{Nu}_{в2} \lambda_{\text{пр.к.к.}}}{\bar{d}_3} (t_{ct2} - t_{кк})$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	-	8340,1	10706,7
124	Различия между тепловыми потоками $q_{c1}^{i+1}$ и $q_{c1}^i$	$\frac{q_{c1}^{i+1} - q_{c1}^i}{q_{c1}^i} \cdot 100 \%$ Различия не должны превышать 1 %	%	-	0,005	0,364
125	Различия между тепловыми потоками $q_{c2}^{i+1}$ и $q_{c2}^i$	$\frac{q_{c2}^{i+1} - q_{c2}^i}{q_{c2}^i} \cdot 100 \%$ Различия не должны превышать 1 %	%	-	0,024	0,491
126	Тепловой поток к воздуху от наружной стенки внутренней поверхности прямого кольцевого канала	$Q_{в2} = \bar{\alpha}_{в2} (t_{ct2} - t_2) \pi d_3 l$	Вт	-	3814,6	4114,8
127	Тепловой поток к воздуху от внутренней стенки внешней поверхности прямого кольцевого канала	$Q_{в1} = \bar{\alpha}_{в1} (t_{ct1} - t_2) \pi \bar{d}_2 l$	Вт	-	4146,1	5322,6
128	Уточненное значение температуры воздуха на выходе из кольцевого канала	$t_{к.к.}'' = \frac{Q_{в1} + Q_{в2} + V_{в} c_{в}' t_{в}'}{V_{в} c_{в}''}$	°C	-	207,6	246,8
129	Различие между принятой и уточненной температурой воздуха на выходе из кольцевого канала	Различие не должно быть более 1°C	°C	-	0,41	0,50
<b>Расчет теплоотдачи в обратном кольцевом канале рекуператора</b>						
130	Средняя температура воздуха в обратном кольцевом канале рекуператора	$t_{\text{обр.к.к.}}'' = \frac{t_{в}'' + t_{к.к.}''}{2}$	°C	-	234,99	264,69
131	Расчетная скорость воздуха в обратном кольцевом канале рекуператора	$w_{\text{обр.к.к.}} = w'_{\text{обр.к.к.}} (t_{\text{обр.к.к.}} + 273)/273$	м/с	-	6,08	6,34
132	Кинематический коэффициент вязкости воздуха в обратном кольцевом канале рекуператора при $t_3$	$\nu_{\text{обр.к.к.}}$ , по табл. III [105]	м <sup>2</sup> /с	[105]	0,00005 2	0,00005 7
133	Коэффициент теплопроводности воздуха в обратном кольцевом канале рекуператора при $t_3$	$\lambda_{\text{обр.к.к.}}$ , по табл. III [105]	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$		0,03763 0	0,03930 2
134	Число Прандтля для воздуха в обратном кольцевом канале рекуператора при $t_3$	$Pr_{\text{обр.к.к.}}$ , по табл. III [105]	-		0,70470 0	0,70529 4
135	Число Рейнольдса	$Re_{\text{обр.к.к.}} = \frac{w_{в2} d_3}{\nu_{\text{обр.к.к.}}}$	-	-	3761,55	3587,54
136	Коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса	$k = 1 + \frac{900}{Re_{\text{обр.к.к.}}}$	-	[111]	1,24	1,25

137	Формула Филоненко Г.К. для расчета сопротивления трения в гладких трубах	$\xi_{\text{обр.к.к.}} = (1,82 \lg \text{Re}_{\text{обр.к.к.}} - 1,64)^{-2}$	-		0,04	0,04
138	Предельное число Нуссельта для внутренней трубы	$\text{Nu}_{\text{обр.к.к.}} = \frac{\xi_{\text{обр.к.к.}} \text{Re}_{\text{обр.к.к.}} \text{Pr}_{\text{обр.к.к.}}}{k + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (\text{Pr}_{\text{обр.к.к.}}^{2/3} - 1)}$	-	[76]	13,36	12,82
139	Адиабатное число Нуссельта для внутренней трубы обратного кольцевого канала рекуператора (при теплоизоляции наружной)	$\text{Nu}_{\text{в3}}^{\text{ад}} = \text{Nu}_{\text{обр.к.к.}} \left[ 1 - \frac{0,45}{2,4 + \text{Pr}_{\text{обр.к.к.}}} \left( \frac{d_4}{d_5} \right)^{-0,16 - \text{Pr}_{\text{обр.к.к.}}^{-0,15}} \right] \chi_{\text{обр.к.к.}}$	-	[76]	11,37	10,91
140	Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности обратного кольцевого канала рекуператора	$\bar{\alpha}_{\text{в3}} = \frac{\text{Nu}_{\text{в3}}^{\text{ад}} \lambda_{\text{обр.к.к.}}}{d_4}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	-	13,37	13,40
141	Тепловой поток к воздуху от внутренней поверхности обратного кольцевого канала рекуператора	$Q_{\text{в3}} = \bar{\alpha}_{\text{в3}} (t_{\text{ст2}} - t_{\text{обр.к.к.}}) \pi d_4 l$	Вт	-	2371,05	1461,06
<b>Тепловой поток излучением от внешней трубы прямого кольцевого канала к внутренней</b>						
142	Площадь внешней поверхности прямого кольцевого канала рекуператора	$F_{\text{пр.к.к.}}^{\text{н}} = \pi d_3 l$	м <sup>2</sup>	-	0,497	0,497
143	Приведенная степень черноты системы	$\varepsilon_{\text{пр}} = \left[ \frac{1}{\varepsilon_{\text{с}}} + \frac{d_1}{d_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_{\text{с}}} - 1 \right) \right]^{-1}$	-	-	0,756	0,749
144	Тепловой поток излучением от внешней трубы прямого кольцевого канала к внутренней	$Q_{2-1}^{\text{н}} = 5,67 \varepsilon_{\text{пр}} \left[ \left( \frac{T_{\text{ст1}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{ст2}}}{100} \right)^4 \right] F_1$	Вт		6551,99	5381,95
145	Проверка температуры стенки внутренней трубы	При правильном выборе выполняется равенство $Q_{2-1}^{\text{н}} = Q_{\text{в1}} + Q_{\text{в3}}$ Расхождение должно быть менее 1 %	-	-	0,60	0,63
146	Проверка температуры стенки внешней трубы	При правильном выборе выполняется равенство $Q_1 = Q_{\text{в2}} + Q_{2-1}^{\text{н}}$ Расхождение должно быть менее 1 %	-	-	0,74	0,89
147	Проверка температуры воздуха на выходе из рекуператора $t_{\text{в}}''$	$Q_1 = V_{\text{в}} \cdot (c_{\text{в}}'' t_{\text{в}}'' - c_{\text{в}}' t_{\text{в}}')$ Расхождение должно быть менее 1 %	-	-	-0,93	-0,68
148	Теплота, вносимая в печь с подогретым воздухом, приходящимся на 1 м <sup>3</sup> газообразного топлива	$Q_{\text{в}} = V_{\text{д}} c_{\text{в}} t_{\text{в}}^{\text{вх}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	-	436,1	437,2
149	Теплота, вносимая в печь единицей объема подогретого топлива	$Q_{\text{т}}$ (топливо не подогревается)	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	-	0	0



150	Теплота, теряемая печью с уходящими газами, приходящимися на единицу топлива	$Q_2 = V_{\Gamma} c_{\Gamma}^{yx} t_{\Gamma}^{yx}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	-	20973	20973
151	Теплота, теряемая вследствие химической неполноты сгорания единицы	$Q_3 = \frac{q_3 Q_{\text{H}}^{\text{P}}}{100}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	-	0	181
152	Коэффициент использования теплоты топлива при исходных условиях	$\eta_{\text{н.т}} = \frac{Q_{\text{H}}^{\text{P}} + Q_{\text{в}} + Q_{\Gamma} - Q_2 - Q_3}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}$	-	-	0,428	0,428
153	Коэффициент использования теплоты топлива при подогретом воздухе в рекуператоре		-	-	0,521	0,529
<b>Аэродинамический расчет</b>						
<b>Расчет сопротивления генератора закрутки потока</b>						
154	Коэффициент, учитывающий условия истечения потока из циклонного генератора закрутки в кольцевой канал	$k_f = \left( 1 + 10 \frac{\bar{f}_{\text{вх}}}{\bar{d}_3^2 - \bar{d}_2^{n_2}} \right)^{-1,1}$	-	[42]	0,129	0,129
155	Коэффициент сопротивления циклонной камеры при присоединении к прямому кольцевому каналу	$\zeta_{\text{пр}}^{3.у.} = \left[ 1 + 0,345 (\bar{w}_{\text{фм}}^{3.у.})^{1,8} \left( \frac{1}{\bar{w}_{\text{фя}} \bar{r}_{\text{я}}} + 4,8 \right) \right] \exp \left[ 0,8 \left( 1 - \frac{T_{\text{вх}}}{T_{\text{к}}} \right) \right] k_f$	-		0,628	0,588
156	Коэффициент сопротивления циклонной камеры при присоединении к сужающемуся кольцевому каналу	$\zeta_{\text{суж.}}^{3.у.} = \zeta_{\text{пр}}^{3.у.} \left[ 0,952 + 0,048 \left( \frac{f_{\text{к}}^{\text{вхк}}}{f_{\text{к}}^{\text{вк}}} \right)^{-2} \right]$	-	Данная работа	0,628	0,736
157	Плотность воздуха на входе в генератор закрутки	$\rho_{\text{вх}} = \frac{353,05}{t'_{\text{в}} + 273,15}$	кг/м <sup>3</sup>	-	1,16	1,165
158	Потери полного давления в генераторе закрутки	$\Delta p_{\text{вх}}^{3.у.} = \zeta_{\text{суж.}}^{3.у.} \frac{\rho_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2}{2}$	Па	[89]	89,43	101,91
<b>Расчет сопротивления сужающегося кольцевого канала</b>						
159	Коэффициент гидравлического сопротивления на единицу длины сужающегося кольцевого канала	$\xi_{\text{пр.к.к}} = B_{\text{ф}} f_3 \text{Re}^{-n_{\text{ф}} f_4}$	-	Данная работа	0,964	0,332
	Коэффициенты, учитывающие влияние закрутки потока на сопротивление	$B_{\text{ф}} = 0,348 \left( 1 + 1,35 \bar{w}_{\text{фм}}^2 \right)$	-	[42]	4,84	1,867
		$n_{\text{ф}} = 0,25 \exp(-0,1 \bar{w}_{\text{фм}})$	-		0,18	0,21
	Функции, учитывающие влияние сужения канала	$f_3 = a + b \left( f_{\text{к}} / f_{\text{к}}^{\text{вк}} \right)$	-	Данная работа	1	1,705
$b = 0,5 + 1,35 \cdot \ln(f_{\text{к}}^{\text{вхк}} / f_{\text{к}}^{\text{вк}})$		-	Данная работа	0,5	-0,737	

		$a = (f_k^{\text{вых}} / f_k^{\text{вх}})^{-1} - 0.5$	-	Данная работа	0.5	2
		$f_4 = 1 + 2.25 \cdot \exp[-5.5(f_k / f_k^{\text{вх}})]$	-	Данная работа	1.009	1.2475
160	Коэффициент сопротивления выхода потока из сужающегося кольцевого канала	$\frac{\zeta_{\text{кон}}}{\zeta_{\text{пр}}} = 0.954 + 0.046 \left( \frac{f_{\text{вых}}}{f_{\text{вх}}} \right)^{-1.8}$	-	Данная работа	1.12	1.68
161	Средняя плотность воздуха в кольцевом канале	$\rho_{\text{пр.к.к}} = \frac{353,05}{(t_{\text{кк}} + 273,15)}$	кг/м <sup>3</sup>	-	0.748	0.685
162	Средняя плотность на выходе из кольцевого канала	$\rho_{\text{пр.к.к}}'' = \frac{353,05}{(t_{\text{кк}}'' + 273,15)}$	кг/м <sup>3</sup>	-	0.698	0.660
163	Потери полного давления в кольцевом канале	$\Delta p_{\text{пр.к.к}} = \xi_{\text{ф пр.к.к}} \frac{l_{\text{пр.к.к}} - \Delta}{d_3^{\text{пр.к.к}}} \cdot \frac{\rho_{\text{пр.к.к}} w_{\text{пр.к.к}}^2}{2} + \xi_{\text{пр.к.к}}^{\text{вых}} \frac{\rho_{\text{пр.к.к}}'' (w_{\text{пр.к.к}}'')^2}{2}$	Па	[42]	180	233
<b>Расчет сопротивления обратного кольцевого канала</b>						
164	Средняя плотность воздуха в кольцевом канале	$\rho_{\text{обр.к.к}} = \frac{353,05}{(t_2 + 273,15)}$	кг/м <sup>3</sup>	-	0.69	0.66
165	Коэффициент гидравлического сопротивления кольцевого канала при осевом течении потока	$\xi_{\text{обр.к.к}} = 0,246(1 - d_5/d_4)^{0,1} \text{Re}_{\text{обр.к.к}}^{-0,22}$	-	[23]	0.035	0.035
166	Потери полного давления в кольцевом канале	$\Delta p_{\text{обр.к.к}} = \xi_{\text{ф обр.к.к}} \frac{l_{\text{обр.к.к}} - \Delta}{d_3^{\text{обр.к.к}}} \cdot \frac{\rho_{\text{обр.к.к}} w_{\text{обр.к.к}}^2}{2}$	Па	[42]	12.02	12.45
<b>Расчет сопротивления канала со стороны дымовых газов</b>						
167	Средняя плотность воздуха дымовых газов	$\rho_{\text{дг}} = \frac{353,05}{(t_{\text{дг}} + 273,15)}$	кг/м <sup>3</sup>	-	0,27	0,27
168	Потери полного давления со стороны дымовых газов	$\Delta p_{\text{дг}} = \xi_{\text{дг}} \frac{L_{\text{кк}} + L_{\text{зг}}}{d_1''} \cdot \frac{\rho_{\text{дг}} w_{\text{дг}}^2}{2}$	Па	[42]	1985	2032

На основе проведённого сравнения можно сделать вывод о том, что сужение кольцевых каналов приводит к повышению интенсивности теплоотдачи, на внутренней стенке прямого кольцевого канала на 54%, а на внешней стенке прямого кольцевого канала на 0,6%. Зависимость температур стенок рекуператора, воздуха и дымовых газов от  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$  приведена на рисунке 6.3.

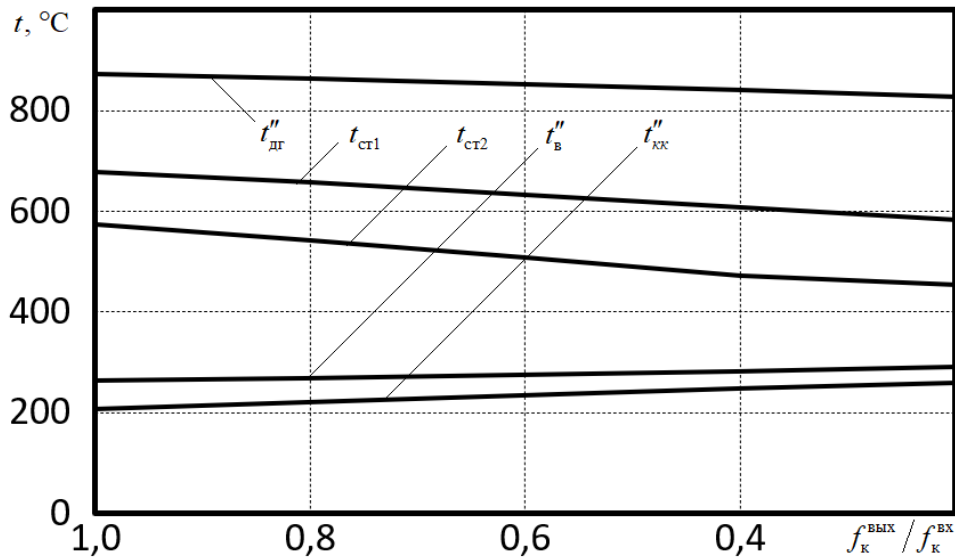


Рисунок 6.3 – Зависимость температур стенок рекуператора, воздуха и дымовых газов от  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$

Повышение теплоотдачи в свою очередь приводит к снижению температуры теплопередающей стенки  $t_{ст1}$  на 10% с 679°C до 607°C, а  $t_{ст2}$  на 17 % с 573°C до 473°C. Уменьшение температур стенок способствует повышению долговечности рекуператорно-горелочного блока в результате снижения тепловых нагрузок на металл рекуператора. При этом увеличивается температура нагреваемого воздуха  $t''_{в}$  на 10,5 % с 262°C до 283°C, что обеспечивает дополнительное снижение затрат на расход топлива.

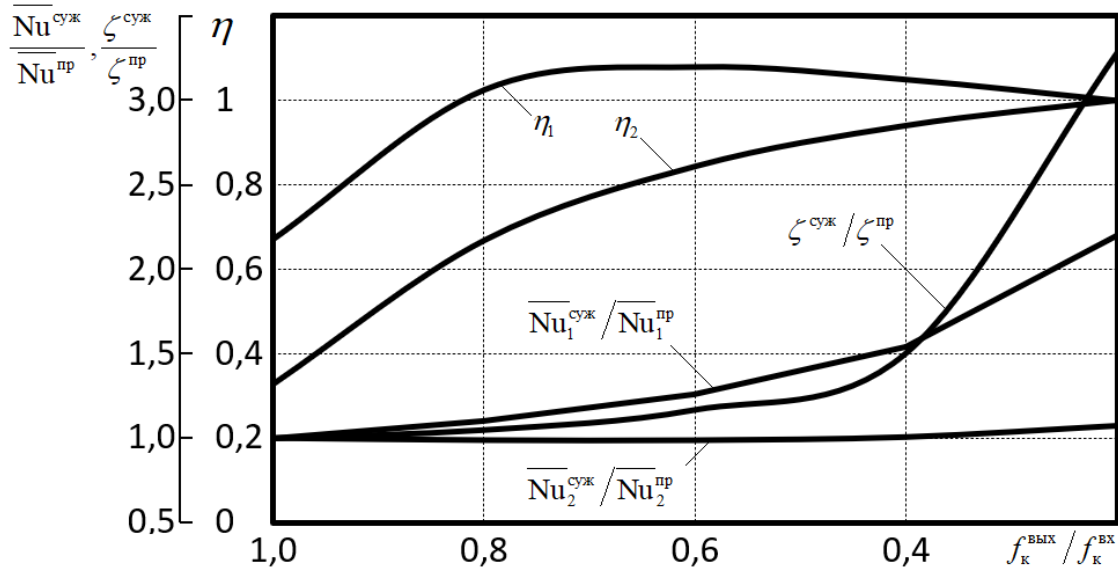
При использовании рекуперации коэффициент использования теплоты топлива увеличивается на 24% с 42.8% при исходных условиях до 52.9% при подогреве воздуха в рекуператоре.

Таким образом изменяя геометрические характеристики рекуператора, в том числе степень сужения канала, можно с помощью разработанной инженерной методики проанализировать условия его работы и выбрать оптимальные параметры и режимы работы для конкретно решаемой задачи.

По полученным результатам был определен процент сужения канала, который приносит наибольшую теплогидравлическую эффективность, определяемую по уравнению:

$$\eta = \frac{\overline{Nu}_1^{\text{кон}} / \overline{Nu}_1^{\text{пр}}}{\zeta_1^{\text{кон}} / \zeta_1^{\text{пр}}} \quad (6.2)$$

Полученный результат приведен на рисунке 6.4.



$\eta_1$  – на внутренней поверхности,  $\eta_2$  – на внешней поверхности

Рисунок 6.4 – Теплогидравлическая эффективность сужающихся кольцевых каналов

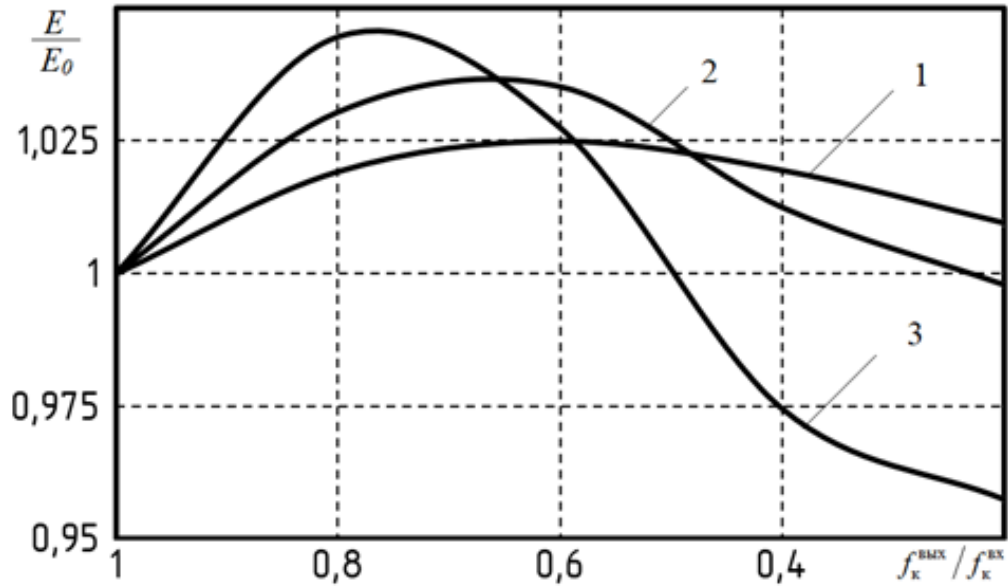
Исходя из полученных результатов максимальной теплогидравлической эффективностью обладают сужающиеся кольцевые каналы с отношением  $f_k^{\text{вых}} / f_k^{\text{вх}} = 0,6 \dots 0,8$ .

Энергетическая эффективность определялась по уравнению:

$$E = \frac{Q_n^p + Q_m + (Q_b + Q_p) - Q_2 - Q_3}{N_b + N_d} \quad (6.3)$$

где  $N_b$  и  $N_d$  – мощности электродвигателей привода вентилятора и дымососа.

Полученный результат приведен на рисунке 6.5.



мощность горелочного устройства: 1 – 140 кВт; 2 – 230 Вт; 3 – 390 кВт

Рисунок 6.5 – Энергетическая эффективность сужающихся кольцевых каналов

Исходя из полученных результатов максимальной энергетической и теплогидравлической эффективностью обладают сужающиеся кольцевые каналы с отношением  $f_k^{вых}/f_k^{вх} = 0,6$  за счет интенсификации теплообмена на внутренней поверхности кольцевого канала.

Однако, для более корректного анализа применения той или иной конструкции с точки зрения экономической целесообразности необходимо дополнительно провести расчет энергоэкономической эффективности.

## 6.2 Расчет энергоэкономической эффективности рекуперативного устройства с закрученным течением теплоносителя

На основе проведенного теплового и аэродинамического расчетов можно рассчитать энергоэкономическую эффективность данного рекуперативно-горелочного блока. При оценке экономической эффективности мероприятий по энергосбережению, связанных с рекуперацией тепловой энергии, целесообразно исходить из сравнения чистых дисконтированных доходов ЧДД, достигаемых за счет модернизации оборудования с необходимыми капиталовложениями.

Помимо этого, для оценки устойчивости проводимого проекта необходимо определить срок окупаемости  $T_{ок}$  и внутреннюю норму доходности  $E_{вн}$ . Для экономически эффективных проектов выполняется условие, что сделанные капитальные вложения окупаются в течение установленного расчетного периода  $T_p$ , то есть  $T_{ок} < T_p$ . А для определения устойчивости результатов инвестиционного проекта внутренняя норма доходности  $E_{вн}$  не должна попадать в диапазон  $E < E_{вн} < 1,1E$ .

Стоит отметить, что мероприятия по энергосбережению приводят не только к необходимости капитальных затрат на модернизацию оборудования, но и к изменению текущих затрат. Так, например, при использовании рекуперации тепловой энергии уменьшается расход потребляемого топлива, а следовательно, и плата за вредные выбросы в окружающую среду. Однако, полученная в данном результате экономия должна покрывать дополнительные затраты на текущий ремонт, электроэнергию и техническое обслуживание внедренного оборудования.

Исходя из этого, для проведения сравнительного анализа эффективности модернизации предприятия последовательно рассчитываются затраты на топливо, электроэнергию, плату за загрязнение окружающей среды и вложенных капитальных затрат. В таблице 6.3 приведен пример расчета энергоэкономической эффективности рекуперативно-горелочного блока.

Таблица 6.3 – Расчет энергоэкономической эффективности рекуперативно-горелочного блока

Расчет затрат на топливо					
Расход топлива в печи с рекуператором	$V_j$ , из теплового расчета	$\text{м}^3/\text{ч}$			11,25
Расход топлива в печи без рекуператора	$V_0$ , из теплового расчета	$\text{м}^3/\text{ч}$			13,92
Цена топлива	$\text{Ц}_\Gamma$	$\text{руб}/\text{м}^3$	[42]		5,01
Годовой фонд рабочего времени	$\tau$	ч	-		6180
Уменьшение годовых затрат на топливо в ценах базового периода	$(V_0 - V_j) \cdot \text{Ц}_\Gamma \cdot \tau$	$\text{руб}/\text{год}$	[42]		82668
Расчет затрат на электроэнергию					
Коэффициент запаса по производительности	$\beta_1$	-	[54]		1,1
Коэффициент запаса по давлению	$\beta_2$	-	[54]		1,2
Коэффициент запаса по мощности	$\beta_3$	-	[54]		1,1
Эффективный КПД дымососа и вентилятора	$\eta_\nu$	-	[42]		0,7
Объемный расход дымовых газов через рекуператор	$V_{\text{дг}}$ , из теплового расчета	$\text{м}^3/\text{ч}$	-		135,8
Объемный расход воздуха через рекуператор	$V_{\text{в}}$ , из теплового расчета	$\text{м}^3/\text{ч}$	-		122,4
Аэродинамическое сопротивление со стороны дымовых газов	$\Delta P_{\text{дг}}$ , из теплового расчета	кПа	-		2,032
Аэродинамическое сопротивление со стороны воздуха	$\Delta P_{\text{в}}$ , из теплового расчета	кПа	-		0,347
Мощность привода дымососа	$N_{\text{дг}} = \frac{\Delta P_{\text{дг}} V_{\text{дг}}}{3600 \eta_\nu} \beta_1 \beta_2 \beta_3$	кВт	[42]		0,159
Мощность привода вентилятора	$N_{\text{в}} = \frac{\Delta P_{\text{в}} V_{\text{в}}}{3600 \eta_\nu} \beta_1 \beta_2 \beta_3$	кВт	[42]		0,024
Общая мощность привода тягодутьевых устройств	$N_j = N_{\text{дг}} + N_{\text{в}}$	кВт	[42]		0,184
Стоимость эл/энергии	$\text{Ц}_\nu$	$\text{руб}/\text{кВт}\cdot\text{ч}$			5,4
Годовые затраты на привод тягодутьевых устройств в ценах базового периода	$N_j \cdot \text{Ц}_\nu \cdot \tau$	$\text{руб}/\text{год}$	[42]		6125
Расчет капитальных затрат					
Цена труб	$\text{Ц}_{\text{тр}}$	$\text{руб}/\text{т}$	[42]		46688
Стоимость изготовления рекуператора	$\text{Ц}_{\text{изг}}$	$\text{руб}/\text{т}$	[42]		107902
Стоимость монтажа рекуператора	$\text{Ц}_{\text{монт}}$	$\text{руб}/\text{т}$	[42]		1031
Индекс цен по капитальному строительству	$J_{\text{к}}$	-	[42]		142
Масса рекуператора	$m$	кг	[42]		9,41
Капитальные затраты на изготовление рекуператора	$K_{\text{рек}} = \frac{m}{10^3} [1,03(\text{Ц}_{\text{тр}} + \text{Ц}_{\text{изг}}) + 1,5 J_{\text{к}} \text{Ц}_{\text{монт}}]$	руб.	[42]		3565
Индекс цен по энергооборудованию	$J_N$	-	[42]		150
Стоимость 1 кВт установленной мощности тягодутьевых устройств	$\text{С}_n$	$\text{руб}/\text{кВт}\cdot\text{ч}$	[42]		70

Капитальные затраты на тягодутьевые устройства	$K_d = J_N C_n N_j$	руб/год	[42]	1927
Общие капитальные затраты	$K_j = K_{рек} + K_d$	руб.	[42]	5492
Норма расходов на обслуживание и текущий ремонт рекуператора (ТО)	$\alpha_{тр}$	-	[42]	0,1
Затраты на ТО	$ТО_j = \alpha_{тр} K_j$	руб.	[42]	549,2
<b>Расчет расходов на оплату загрязнения окружающей среды</b>				
Коэффициент индексации к плате	$K_{инд}$	-	[79]	1,93
Коэффициент экологической ситуации	$K_э$	-		1,86
Базовый норматив платы за NO <sub>2</sub>	$H_{6NO_2}$	руб/т	[62]	52
Базовый норматив платы за СО	$H_{6CO}$	руб/т		0,6
Базовый норматив платы за бензопирен	$H_{6бп}$	руб/т		2049801
Низшая теплота сгорания топлива	$Q_H^p$ , из теплового расчета	$\frac{кДж}{м^3}$	-	36190
Фактическая мощность печи с рекуператором по введенной теплоте	$Q_{тj} = B_j Q_H^p$	МВт	[42]	0,11
Фактическая мощность печи без рекуператора по введенной теплоте	$Q_{т0} = B_0 Q_H^p$			0,13993393 2
Удельный выброс NO <sub>2</sub> при сжигании газа в печи с рекуператором	$K_{NO_2} = 0,013\sqrt{Q_{тj}} + 0,03$	$\frac{кг}{ГДж}$	[42]	0,0344
Удельный выброс NO <sub>2</sub> при сжигании газа в печи без рекуператора				0,0349
Коэффициент, учитывающий конструкцию горелок	$\beta_k$	-	[57]	1
Коэффициент, учитывающий температуру воздуха	$\beta_t = 1 + 0,002(t_b - 30)$	-		1,480
Коэффициент, учитывающий влияние избытка воздуха	$\beta_\alpha$	-		1,226
Коэффициент, учитывающий рециркуляцию дымовых газов	$\beta_r$	-		0
Коэффициент, учитывающий ступенчатый ввод воздуха в печь	$\beta_\delta$	-		0
Коэффициент пересчета	$k_{п}$	-		0,001
Годовой расчетный расход топлива в печи с рекуператором	$B_p = B_j \tau \cdot 0,001$	$\frac{тыс.м^3}{год}$	[42]	69,53
Годовой расчетный расход топлива в печи без рекуператора	$B_p = B_0 \tau \cdot 0,001$			86,03
Суммарное количество NO <sub>2</sub> с рекуператором	$M_{NO_2} = B_p Q_H^p K_{NO_2} \beta_k \beta_t \beta_\alpha (1 - \beta_r) (1 - \beta_\delta) k_{п}$	$\frac{т}{год}$	[42]	0,157
Суммарное количество NO <sub>2</sub> без рекуператора				0,197
Потери тепла вследствие химической неполноты сгорания	$q_3$	%	[82]	0,5



Коэффициент, учитывающий долю потерь тепла	$R$	-	[57]	0,5
Потери тепла вследствие механической неполноты сгорания	$q_4$	-	[82]	0
Суммарное количество СО в печи с рекуператором	$M_{CO} = 0,001B_p q_3 R Q_H^p \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$	$\frac{т}{год}$	[42]	0,629
Суммарное количество СО в печи без рекуператора				0,778
Тепловое напряжение объема печи с рекуператором	$q_v = \frac{B_j Q_H^p}{V_r}$	$\frac{кВт}{м^3}$	[42]	122,93
Тепловое напряжение объема печи без рекуператора				152,1
Коэффициент, учитывающий влияние тепловой нагрузки	$K_d$	-	[57]	1
Коэффициент, учитывающий влияние ступенчатого сжигания	$K_{ст}$	-		1
Коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции	$K_p$	-		1
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_r$	-		1,12
Коэффициент учитывающий способ распыления мазута	$R$	-		1
Концентрация бенз(а)пирена для печи с рекуператором	$c_{бп} = 10^{-6} \frac{R(0,445q_v - 28,0)}{e^{3,5(\alpha_r - 1)}} K_d K_p K_{ст}$	$\frac{мг}{нм^3}$	[42]	$4,28 \cdot 10^{-6}$
Концентрация бенз(а)пирена для печи без рекуператора				$6,39 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент перерасчета	$k_{п}$	-	[42]	0,000001
Общий объем продуктов сгорания	$V_r$ , из теплового расчета	$\frac{м^3}{м^3}$	[42]	11,96
Объем водяных паров	$V_{H_2O}$ , из теплового расчета			2,183
Суммарное количество бензопирена выделяемое печью с рекуператором	$M = c_{бп} (V_r - V_{H_2O}) B_p k_{п}$	$\frac{т}{год}$	[42]	$2,91 \cdot 10^{-9}$
Суммарное количество бенз(а)пирена выделяемое печью без рекуператора				$5,38 \cdot 10^{-9}$
Коэффициент экологической ситуации и экологической значимости атмосферы в данном регионе (для городов и промышленных центров Архангельской области)	$k_3$	-	[42]	1,86
Коэффициент индексации к плате (по данным Госкомэкология)	$k_{инд}$	-	[42]	1,93
Затраты на оплату газовых выбросов для печи с рекуператором	$\Pi_{атм} = k_3 k_{инд} (H_{6NO_2} M_{NO_2} + H_{6CO} M_{CO} + H_{6бп} M_{бп})$	$\frac{руб}{год}$	[42]	30,68
Затраты на оплату газовых выбросов для печи без рекуператора				38,49
Налог на прибыль	$n_{п}$	-	-	0,2
Годовой темп инфляции	$i$	%	-	0,075
Норма дисконтирования	$E$	-	-	0,15
Расчетный период	$T_p$	год	-	3

	Чистый дисконтированный доход	$\text{ЧДД} = (1 - n_n) \left[ (B_0 - B_j) \Pi_{\tau} \tau_{\text{год}} - N_j \Pi_{\varepsilon} \tau_{\text{год}} - \text{ТО}_j + (\Pi_0 - \Pi_j) \right] \sum_{t=1}^{T_p} \frac{(1+i)^t}{(1+E)^t} + K_j$	руб.	[42]	154137
	Внутренняя норма доходности	$(1 - n_n) \left[ (B_0 - B_j) \Pi_{\tau} \tau_{\text{год}} - N_j \Pi_{\varepsilon} \tau_{\text{год}} - \text{ТО}_j + (\Pi_0 - \Pi_j) \right] \times \sum_{t=1}^{T_p} \frac{(1+i)^t}{(1+E_{\text{вн}})^t} = K_j$	%	[42]	11,97
	Срок окупаемости	$(1 - n_n) \left[ (B_0 - B_j) \Pi_{\tau} \tau_{\text{год}} - N_j \Pi_{\varepsilon} \tau_{\text{год}} - \text{ТО}_j + (\Pi_0 - \Pi_j) \right] \times \sum_{t=1}^{T_{\text{ок}}} \frac{(1+i)^t}{(1+E)^t} = K_j$	мес.	[42]	3

## Выводы по главе 6

В данной главе была рассмотрена инженерная методика расчета аэродинамики и теплообмена закрученного потока в прямых и сужающихся кольцевых каналах. На основе проведённого расчета можно сделать следующие выводы:

– Изменяя геометрические характеристики рекуператора, в том числе степень сужения канала, можно с помощью разработанной инженерной методики проанализировать условия его работы и выбрать оптимальные параметры и режимы работы для конкретно решаемой задачи.

– Исходя из полученных результатов максимальной теплогидравлической эффективностью обладают сужающиеся кольцевые каналы с отношением  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0.6$ ;

– Проведен анализ главных критериев экономической эффективности, таких как: чистый дисконтированный доход, внутренняя норма доходности и срок окупаемости. На основе анализа можно сделать вывод о высокой эффективности и рентабельности внедрения рекуперативного устройства при небольших единовременных капиталовложениях.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе анализа современного состояния исследований установлены основные закономерности аэродинамики закрученного потока и его влияния на теплоотдачу поверхностей кольцевого канала, в том числе и для сужающихся каналов;
2. Разработаны экспериментальные стенды для изучения аэродинамики и конвективного теплообмена закрученного потока в кольцевых каналах рекуператора, оценены погрешности прямых и косвенных измерений;
3. Численный расчет, основанный на сеточно-независимом и верифицированном с данными физического эксперимента решении, позволил исследовать аэродинамику и конвективный теплообмен закрученного потока в кольцевом канале, а также влияние вторичных течений на них;
4. Установлено, что основным параметром, определяющим аэродинамику и сопротивление сужающегося кольцевого канала, является соотношение площадей поперечных сечений на входе и выходе из него. Получены уравнения, позволяющие определить распределение по длине максимальной тангенциальной скорости, общее и гидравлическое сопротивление устройства в зависимости от  $f_k^{ВЫХ} / f_k^{ВХ}$  и числа Рейнольдса;
5. Установлено, что в сужающихся каналах за счет увеличения осевой составляющей полной скорости наблюдается повышение теплоотдачи внешней поверхности на 5...11 %. Повышение турбулентности потока и увеличение осевой скорости около внутренней поверхности интенсифицирует на ней среднюю теплоотдачу на 91...98 %. Локальная теплоотдача на внутренней поверхности вблизи выходного сечения выше в 3.6, а на внешней в 1.9 раза, чем в прямом канале;
6. Разработана инженерная методика теплового и аэродинамического расчета, а также проведен расчет энергоэкономической эффективности рекуперативного устройства с закрученным течением теплоносителя в кольцевых каналах при  $f_k^{ВЫХ} / f_k^{ВХ} = 0.2...1$ ;
7. Расчеты, выполненные по инженерной методике, позволили установить, что максимальной энергетической и теплогидравлической эффективностью обладают сужающиеся кольцевые каналы с отношением  $f_k^{ВЫХ} / f_k^{ВХ} = 0.6$ ;
8. По результатам исследований разработаны две конструкции рекуперативно-горелочных блоков и одной рекуперативной горелки, на которые получены патенты на изобретения. Предложены рекомендации по их проектированию.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 1171644 СССР, МПК F23D14/00. Горелка / В.В. Козырьков, Е.В. Крейнин, Ю.Л. Леухин, В.Н. Аптерман, С.И. Осташев, Н.И. Розенгауз и Э.Н. Сабуров. – №3606499/24-06; заявл. 15.06.83; опубл. 07.08.85, Бюл. № 29 – 4 с.
2. А. с. 1267109 СССР, МПК F23D14/00. Рекуперативная горелка / И.Н. Власов, В.В. Козырьков, Е.В. Крейнин, О.В. Ингберг, А.С. Бутылкин и В.Н. Аптерман. – №3895277/23-06; заявл. 02.04.85; опубл. 30.10.86, Бюл. № 40 – 2 с.
3. А. с. 1267113 СССР, МПК F23L15/04. Рекуператор / А.Н. Коротин, Л.А. Бровкин и Ю.В. Калязин. – №3888312/24-06; заявл. 24.04.85; опубл. 30.08.86, Бюл. № 40 – 4 с.
4. А. с. 1281821 СССР, МПК F23D14/00. Рекуперативная горелка / Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин, С.И. Осташев, А.Н. Орехов, Е.В. Крейнин и В.В. Козырьков. – №3900572/24-06; заявл. 27.05.85; опубл. 01.01.87, Бюл. № 1 – 3 с.
5. Бакластов, А.М. Методы интенсификации теплообмена в каналах путем турбулизации потока жидкости / А.М. Бакластов, А.Б. Бредихин // Тепло- и массообмен. – 1985. – Т. 54 – С. 27–32.
6. Барк, С.Е. Разработка и исследование циклонно-вихревых устройств для скоростного нагрева металлов / С.Е. Барк, А.Л. Бергауз, И.Н. Власова // Исполъэ. газа и подз. хранение нефти и газа. терм. добыча полез. ископаемых: тр. – 1975. – № 7 – С. 48–53.
7. Белозерова, О.А. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах с поперечной подачей заготовок: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук [05.14.04] / Белозерова Оксана Александровна; АГТУ. - Архангельск, 2003. - 18 с. / О.А. Белозерова.
8. Бергауз, А.Л. Повышение эффективности сжигания топлива в нагревательных и термических печах / А.Л. Бергауз, Э.И. Розенфельд. – Л: Недра, 1984. – 175 с.
9. Бирюков, А.Б. Современные аспекты использования рекуперативных горелок для отопления пламенных печей / А.Б. Бирюков // Черная металлургия. Бюллетень научно-технической и экономической информации. – 2015. – № 8 – С. 73–79.
10. Борисенко, А.И. Гидравлическое сопротивление и теплообмен в кольцевом канале с вращающимся потоком / А.И. Борисенко, К.Ф. Нечитайло, В.А. Сафонов, А.И. Яковлев // Инженерно-физический журнал. – 1971. – Т. 21 – № 1 – С. 38–42.
11. Вихревой эффект, Том 2: Технические приложения / В.В. Бирюк, Ш.А. Пиралишвили, С.В. Веретенников, А.И. Гурьянов. – М: Научтехлитиздат, 2014. – 216 с.

12. Вихревые технологии для энергетики / А.И. Леонтьев, С.В. Алексеенко, Э.П. Волчков, Б.В. Дзюбенко, Ю.Г. Драгунов, С.А. Исаев, А.А. Коротеев, Ю.А. Кузьма-Кичта, И.А. Попов, В.И. Терехов. – М: Издательский дом МЭИ, 2017. – 350 с.
13. Волчков, Э.П. О торцевом пограничном слое в вихревой камере / Э.П. Волчков, С.В. Семенов, В.И. Терехов // Структура вынужд. и термогравит. течений: сб.науч.тр. – 1981. – Т. 13 – № 3 – С. 33–41.
14. Вулис, Л.А. Об аэродинамике циклонной топочной камеры / Л.А. Вулис, Б.П. Устименко // Теплоэнергетика. – 1956. – № 4 – С. 36–39.
15. Голдобеев, В.И. Экспериментальные исследования локального теплообмена в короткой трубе при местной закрутке потока / В.И. Голдобеев, В.К. Щукин, А.А. Халатов. – 1973. – № 154 – С. 56–61.
16. Гольдштик, М.А. Вихревые потоки / М.А. Гольдштик. – Новосибирск: Наука, 1981.
17. Гупта, А. Закрученные потоки: Пер. с англ. / А. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред. – М: Мир, 1987. – 588 с.
18. Деветерикова, М.И. О новой аппроксимации для тангенциальной скорости при расчете аэродинамических характеристик циклонно-вихревых камер / М.И. Деветерикова, П.М. Михайлов // Информационное обеспечение, адаптация, динамика и прочность систем. – 1974. – С. 395–399.
19. Дьяков, С.В. Опыт применения горелок WS в нагревательных и термических печах / С.В. Дьяков, А.В. Дьяков, А.Е. Макий // Оборудование. Технический альманах. – 2009. – № 1 – С. 14–16.
20. Загоскин, А.А. О численном моделировании аэродинамики циклонных устройств / А.А. Загоскин, С.В. Карпов, Э.Н. Сабуров // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2014. – № 1 – С. 13–18.
21. Загоскин, А.А. Повышение эффективности циклонных нагревательных устройств за счет организации внешней рециркуляции газов: диссертация ... кандидата Технические науки: 05.14.04 / Загоскин Андрей Александрович - Воронеж, 2016.- 189 с. / А.А. Загоскин.
22. Иванов, И.Т. Исследование движения воздуха в щелевом кольцевом рекуператоре на моделях / И.Т. Иванов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 6 – С. 36–38.
23. Калинин, Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. – 3-е изд. перераб. и доп. изд. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
24. Калишевский, Л.Л. Циклонные топки / Л.Л. Калишевский, Б.Д. Кацнельсон, Г.Ф. Кнорре. – М.: Госэнергоиздат, 1958. – 216 с.

25. Карпов, С.В. Высокоэффективные циклонные устройства для очистки и теплового использования газовых выбросов / С.В. Карпов, Э.Н. Сабуров. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 2002. – 504 с.
26. Кожевников, К.Г. Энергоаудит. Сборник методических и научно-практических материалов / К.Г. Кожевников, А.Г. Вакулко. – М: Некоммерческое Партнерство «Энергоресурсосбережение», 1999. – 224 с.
27. Козулин, Н.А. Исследование теплообмена в циклонном аппарате с различным исполнением теплопередающих поверхностей / Н.А. Козулин, А.И. Ершов // Известия вузов. Энергетика. – 1961. – № 6 – С. 82–87.
28. Кораблев, В.А. Управление конвективным теплообменом на начальном участке кольцевого канала / В.А. Кораблев, А.В. Шарков // Инженерно-физический журнал. – 1985. – Т. 49 – № 1 – С. 22–28.
29. Кортюева, И.А. Аэродинамика и конвективный теплообмен в эллиптических циклонных нагревательных устройствах: диссертация ... кандидата технических наук: 05.14.04.- Архангельск, 2003.- 233 с.: ил. РГБ ОД, 61 03-5/3262-6 / И.А. Кортюева.
30. Курбатская, Н.А. Интенсификация теплообмена в кольцевых каналах воздухонагревательных устройств: дис. ... Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Н.А. Курбатская. – Санкт-Петербург, 2001. – 124 с.
31. Лемлех, И.М. Высокотемпературный нагрев воздуха в черной металлургии / И.М. Лемлех, В.А. Гордин. – Металлургиздат, 1963.
32. Леонтьев, А.И. Газодинамические методы температурной стратификации (обзор) / А.И. Леонтьев // Известия РАН. Механика жидкости и газа. – 2002. – № 4 – С. 6–26.
33. Леухин, Ю.Л. Теплоотдача в кольцевых каналах: Методические указания к изучению курса «Тепломассообмен» / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров. – Архангельск: РИО АЛТИ, 1988. – 32 с.
34. Леухин, Ю.Л. Движение газов в кольцевом канале с циклонным генератором закрутки / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев // Энергетика. – 1990. – № 7 – С. 62–67.
35. Леухин, Ю.Л. Конвективный теплообмен в кольцевом канале с циклонным генератором закрутки / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев // Энергетика (Изв. высш. учеб. заведений). – 1990. – № 9 – С. 86–90.
36. Леухин, Ю.Л. Теплоотдача круглой вставки в циклонной камере большой относительной длины / Ю.Л. Леухин, А.Н. Орехов, Э.Н. Сабуров // Известия вузов. Энергетика. – 1994. – С. 60–64.

37. Леухин, Ю.Л. Оптимизация конструктивных параметров рекуперативных устройств / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, А.С. Скачков, А.С. Ярунов // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности. – 2001. – С. 154–156.
38. Леухин, Ю.Л. Экспериментальное исследование гидродинамики кольцевого канала с закрученным течением теплоносителя / Ю.Л. Леухин, А.С. Скачков, Э.Н. Сабуров, В. Гарен // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Тр. XIII Школы-семинара молодых уч. и специалистов под рук. академ. РАН А.И. Леонтьева. – 2001. – Т. 2 – С. 345–348.
39. Леухин, Ю.Л. Гидравлическое сопротивление кольцевого канала с циклонным генератором закрутки потока / Ю.Л. Леухин // Наука северному региону: Сб. науч. тр. – 2002. – С. 128–133.
40. Леухин, Ю.Л. Влияние числа Рейнольдса на осредненные и турбулентные характеристики закрученного потока в кольцевом канале / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, В. Гарен // Известия высших учебных заведений: Проблемы энергетики. – 2007. – С. 3–11.
41. Леухин, Ю.Л. Исследование аэродинамики и теплоотдачи в кольцевых каналах циклонных рекуператоров / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров // Современная наука. Исследования, идеи, результаты, технологии. – 2013. – № 1 (12) – С. 123–129.
42. Леухин, Ю.Л. Циклонный модульный рекуператор: учебное пособие / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров. – Архангельск: Сев. (Арктич.) федер. ун-т им. М.В. Ломоносова, 2017. – 112 с.
43. Леухин, Ю.Л. Исследование аэродинамики и теплоотдачи сужающихся кольцевых каналов с закрученным течением потока / Ю.Л. Леухин, Е.В. Панкратов, С.В. Карпов // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2018. – № 1 (82) – С. 34–39.
44. Леухин, Ю.Л. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах с периферийным выводом газов: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук [05.14.05] / Леухин Юрий Леонидович; АЛТИ. - Архангельск, 1984. - 20 с. / Ю.Л. Леухин.
45. Локальная теплоотдача при турбулентном течении жидкости в кольцевом канале при постоянной температуре стенки / В.В. Анисимов, В.П. Гинкин, А.И. Грошев, В.М. Кашеев, В.В. Худаско. – Обнинск: ФЭИ, 1984.



46. Лукьянов, В.И. Исследование закономерностей течения и теплообмена закрученного потока воздуха в кольцевом канале / В.И. Лукьянов // Вихревой эффект и его промышленное применение. – 1981. – С. 299–303.
47. Лукьянов, В.И. Исследование закономерностей течения и теплообмена при движении закрученного потока газа в неподвижном кольцевом канале: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Лукьянов В.И. – Казань, 1979. – 16 с. / В.И. Лукьянов.
48. Ляховский, Д.Н. Исследование аэродинамики циклонной камеры / Д.Н. Ляховский // Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котел.-топоч. процессах: сб. науч. тр. – 1958. – С. 114–150.
49. Лященко, С.В. Чугунные игольчатые рекуператоры на нагревательных печах ТЕХСО, № 2264 / С.В. Лященко. – 1940.
50. Мартыновский, В.С. Вихревой эффект охлаждения и его применение / В.С. Мартыновский, В.П. Алексеев // Холодильная техника. – 1953. – № 3 – С. 23–31.
51. Медиокритский, Е.Л. О тепловом расчете радиационных рекуператоров / Е.Л. Медиокритский. – 1972. – № 5 – С. 34–36.
52. Медиокритский, Е.Л. Аэродинамика и конструирование щелевых цилиндрических рекуператоров//Кузнечно-штамповочное производство / Е.Л. Медиокритский // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – С. 26–28.
53. Медиокритский, Е.Л. Нагрев и нагревательные устройства : Конспект лекций / Е.Л. Медиокритский. – Ростов: РИСХМ, 1984. – 51 с.
54. Мезенцев, А.П. Эффективность применения утилизаторов теплоты в огнетехнических агрегатах / А.П. Мезенцев. – Л.: Недра, 1987. – 127 с.
55. Мельниченко, Е.Ф. Пути экономии топлива в пламенных печах / Е.Ф. Мельниченко, Г.Г. Немзер, И.К. Энно. – М: Машиностроение, 1989. – 152 с.
56. Меркулов, А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / А.П. Меркулов. – М: Машиностроение, 1969. – 183 с.
57. Методика определения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании топлива в котлах производительностью менее 30 тонн пара в час или менее 20 Гкал в час. - М.: ГК РФ по охране окр.среды, 1999. - 56с.
58. Митрофанова, О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах с завихрителями (Аналитический обзор) / О.В. Митрофанова. – 2003. – Т. 41 – № 4 – С. 587–633.
59. Митрофанова, О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок / О.В. Митрофанова. – М: ФИЗМАТЛИТ, 2010. – 288 с.

60. Митрофанова, О.В. Методы математического моделирования гидродинамики и теплообмена закрученных потоков в каналах с завихрителями : Дис. ... д-ра техн. наук : 01.04.14 : Москва, 2002 321 с. / О.В. Митрофанова.
61. Михайлов, П.М. О влиянии условий входа и выхода греющего потока на аэродинамику вихревых нагревательных устройств / П.М. Михайлов, Э.Н. Сабуров // Кузнечно-штамповочное производство. – 1966. – № 8 – С. 40–43.
62. О нормативах платы за выбросы в атмосферный воздух загрязняющих веществ стационарными и передвижными источниками, сбросы загрязняющих веществ в поверхностные и подземные водные объекты, размещение отходов производства и потребления: постановление правительства РФ от 12 июня 2003 г. № 344 - М. 2003.
63. Онохин, Д.А. Исследование теплоотдачи в циклонной камере / Д.А. Онохин, А.Н. Орехов, Э.Н. Сабуров. – Архангельск: Сев. (Арктич.) федер. ун-т им. М.В. Ломоносова, 2018.
64. Орехов, А.Н. Повышение эффективности использования топлива в циклонных нагревательных устройствах на основе оптимизации относительной длины и других характеристик: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук [11.00.11] / Орехов Алексей Николаевич; АГТУ. - Архангельск, 1995. - 23 с. / А.Н. Орехов.
65. Осташев, С.И. Расчет циклонных секционных нагревательных устройств: монография / С.И. Осташев, Э.Н. Сабуров. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2008. – 202 с.
66. Осташев, С.И. Моделирование тепловых и аэродинамических процессов циклонных секционных нагревательных устройств: учеб. пособие / С.И. Осташев, Э.Н. Сабуров. – Архангельск: Северный (Арктический) федеральный ун-т, 2011. – 195 с.
67. Панкратов, Е.В. Влияние уменьшения площади поперечного сечения кольцевого канала рекуператора на эксплуатационную надежность рекуперативной горелки / Е.В. Панкратов, Ю.Л. Леухин // Труды Юбилейной конференции Национального комитета РАН по тепло- и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы теплообмена» и XXI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках». – 2017. – Т. 2 – С. 176–179.
68. Пат. 2033592 Российская Федерация, МПК F28D 7/12, F28F 1/16, F28F 13/12. Теплообменный элемент [Текст] / заяв. Сударев А.В., Сударев Б.В., Сударев В.Б., Кондратьев А.А., Цуриков А.Н.; патентообладатель Научно-производственное предприятие «Тарк»; заявл. 24.02.1993 ; опубл. 20.04.1995.

69. Пат. 2278329 Российская Федерация, МПК F23L15/04 Размещение рекуператоров / Э.Н. Сабуров.: заявитель и патентообладатель Арханг. гос. техн. ун-т. – заявл. 11.01.2005; опубл. 20.08.2006. – 2 с.
70. Пат. 2279608 Российская Федерация, МПК F23L15/04 Размещение рекуператоров / Э.Н. Сабуров.: заявитель и патентообладатель Арханг. гос. техн. ун-т. – заявл. 11.01.2005; опубл. 10.07.2006. – 2 с.
71. Пат. 2282106 Российская Федерация, МПК F23L15/04 Размещение рекуператоров / Э.Н. Сабуров.: заявитель и патентообладатель Арханг. гос. техн. ун-т. – заявл. 11.01.2005; опубл. 20.08.2006. – 2 с.
72. Пат. 2282107 Российская Федерация, МПК F23L15/04 Размещение рекуператоров / Э.Н. Сабуров.: заявитель и патентообладатель Арханг. гос. техн. ун-т. – заявл. 11.01.2005; опубл. 20.08.2006. – 2 с.
73. Пат. 2624676 Российская Федерация, МПК F23D 14/66. Рекуперативная горелка [Текст] / Ю.Л. Леухин, Е.В. Панкратов ; заяв. и патентообладатель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова» (САФУ). – № 2016118142; заявл. 10.05.2016 ; опубл. 05.07.2017, Бюл. № 19.
74. Пат. 2682202 Российская Федерация, МПК F23L 15/04. Рекуперативно-горелочный блок [Текст] / Ю.Л. Леухин, Е.В. Панкратов ; заяв. и патентообладатель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова» (САФУ). – № 2018117155; заявл. 08.05.2018 ; опубл. 15.03.2019, Бюл. № 8.
75. Пат. 2682214 Российская Федерация, МПК F23L 15/04. Рекуперативно-горелочный блок [Текст] / Ю.Л. Леухин, Е.В. Панкратов ; заяв. и патентообладатель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова» (САФУ). – № 2018125464; заявл. 11.07.2018 ; опубл. 15.03.2019, Бюл. № 8.
76. Петухов, Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках. Учебное пособие для вузов. / Б.С. Петухов, Л.Г. Генин, Ковалев С.А. – М: Атомиздат, 1974. – 408 с.
77. Пиралишвили, Ш.А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / Ш.А. Пиралишвили, В.М. Поляев, М.Н. Сергеев. – М: УНПЦ «Энергомаш», 2000. – 412 с.
78. Пиралишвили, Ш.А. Вихревой эффект, Т. 1 : Физическое явление, эксперимент, теоретическое моделирование / Ш.А. Пиралишвили. – М: Научтехлитиздат, 2013. – 343 с.

79. Порядок определения платы за загрязнение окружающей природной среды, размещение отходов, другие виды вредного воздействия на территории Архангельской области: распоряжение администрации Архангельской области от 15 октября 1996 г. - Архангельск, 1996.
80. Пуговкин, А.У. Рециркуляционные пламенные печи в машиностроении / А.У. Пуговкин. – Л: Машиностроение, 1987. – 158 с.
81. Раменская, Е.С. Пламенные печи и сушилка для машиностроительной промышленности / Е.С. Раменская. – Металлургия, 1966.
82. Расчет нагревательных и термических печей: справочное издание / под ред. В.М. Тымчака и В.Л. Гусовского. – М: Металлургия, 1983. – 480 с.
83. Рекуперативные устройства с повышенной тепловой эффективностью: учебное пособие / Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин, С.И. Осташев, А.Н. Орехов. – 1987. – 84 с.
84. Российская Федерация. Правительство. Энергетическая стратегия России на период до 2035 года [Текст] : [Распоряжение Правительства РФ от 09.06.2020 N 1523-р].
85. Российская Федерация. Президент РФ. Об утверждении приоритетных направлений развития науки, технологий и техники в Российской Федерации и перечня критических технологий Российской Федерации [Текст] : [Указ Президента РФ от 7 июля 2011 г. N 899].
86. Сабуров, Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах / Э.Н. Сабуров. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1982. – 239 с.
87. Сабуров, Э.Н. Теплообмен и аэродинамика закрученного потока в циклонных устройствах / Э.Н. Сабуров, С.В. Карпов, С.И. Осташев. – Л: Изд-во ЛГУ, 1989. – 276 с.
88. Сабуров, Э.Н. Циклонные устройства в деревообрабатывающем и целлюлозно-бумажном производстве / Э.Н. Сабуров, С.В. Карпов. – М: Экология, 1993. – 368 с.
89. Сабуров, Э.Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом / Э.Н. Сабуров. – Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995. – 341 с.
90. Сабуров, Э.Н. Аэродинамика продольно оребренного кольцевого канала рекуперативного устройства с циклонным генератором закрутки / Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин, С.И. Осташев // Известия вузов. Энергетика. – 1997. – № 7 – С. 56–61.
91. Сабуров, Э.Н. Теплоотдача в оребренном шипами кольцевом канале циклонного рекуператора / Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин, С.И. Осташев // Известия вузов. Энергетика. – 1998. – № 2.

92. Сабуров, Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в кольцевом канале циклонного рекуператора / Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин, С.И. Осташев // Известия высших учебных заведений: Лесной журнал. – 1999. – № 5 – С. 129–140.
93. Сабуров, Э.Н. Теория и практика циклонных сепараторов, топок и печей / Э.Н. Сабуров, С.В. Карпов. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 2000. – 568 с.
94. Сабуров, Э.Н. Разработка циклонных рекуператоров для уменьшения тепловых выбросов в атмосферу / Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин, С.И. Осташев, А.Н. Орехов // Экология северных территорий России. Проблемы, прогноз ситуации, пути развития, решения: Материалы Международной. Конференции. – 2002. – Т. 2.
95. Сабуров, Э.Н. Конвективный теплообмен в циклонных секционных нагревательных устройствах / Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2004. – 192 с.
96. Сабуров, Э.Н. Аэродинамика циклонных секционных нагревательных устройств / Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2005. – 264 с.
97. Сабуров, Э.Н. Исследование аэродинамики и конвективного теплообмена на натурной модели струйного модульного рекуператора / Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев, А.Н. Орехов, Ю.Л. Леухин, В.А. Никифоров, Е.В. Крейнин, И.Э. Шагинян. – С. 33–36.
98. Сапожников, С.З. Основы градиентной теплотрии / С.З. Сапожников, В.Ю. Митяков, А.В. Митяков. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 203 с.
99. Сидельковский, Л.Н. Циклонные энерготехнологические установки/Л.Н. Сидельковский, А.П. Шурыгин. – М: Госэнергоиздат, 1962. – 80 с.
100. Смолина, Н.В. Повышение эффективности использования топлива и снижение выбросов вредных веществ в циклонных нагревательных устройствах с двухсторонним выводом газов оптимизацией их геометрических параметров: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук [11.00.11, 05.14.04] / Смолина Наталья Владимировна; АГТУ. - Архангельск, 2000. - 23 с. / Н.В. Смолина.
101. Сударев, А.В. Теплоотдача закрученной струи воздуха при движении по внутренней поверхности цилиндра / А.В. Сударев, Л.А. Кузнецов // Энергомашиностроение. – 1968. – № 1 – С. 18–21.
102. Сударев, А.В. Камеры сгорания газотурбинных установок: Теплообмен / А.В. Сударев, В.И. Антоновский. – Л: Машиностроение, 1985. – 272 с.

103. Тебеньков, Б.П. Исследование щелевого радиационного рекуператора для условий применения на кузнечных камерных печах / Б.П. Тебеньков, Е.С. Раменская, Тихомиров Ю.А. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 8 – С. 40–42.
104. Тебеньков, Б.П. Рекуператоры для промышленных печей / Б.П. Тебеньков. – М: Металлургия, 1975. – 294 с.
105. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). - 3-е издание. – СПб: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
106. Терехов, В.И. Аэродинамика и теплообмен в ограниченных закрученных потоках: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.14.05 / Терехов Виктор Иванович. – Новосибирск, 1987. – 32 с. / В.И. Терехов.
107. Тимопольский, В.И. Концепция реконструкции и модернизации парка нагревательных печей металлургических и машиностроительных предприятий Республики Беларусь: от теории к практике (проблемные вопросы) / В.И. Тимопольский, М.Л. Герман // Литье и металлургия. – 2007. – № 2 – С. 21–28.
108. Тонконогий, А.В. Исследование структуры процесса горения в циклонной камере с плоской диафрагмой / А.В. Тонконогий, М.Р. Курмангалиев, А.А. Конирбаев // Пробл. теплоэнергетики и прикл. теплофизики. – 1964. – № 1 – С. 286–295.
109. Уральская компания Теплосторой [Электронный ресурс]: [официальный сайт] / Техническое перевооружение термической печи с выкатным подом котельно-заготовительного цеха №23 ОАО «Уралхиммаш», г.Екатеринбург. – Режим доступа: <http://ucsts.ru/content/tehnicheskoe-perevooruzhenie-termicheskoy-pechi-s-vykatnym-podom-kotelno-zagotovitel'nogo-tse>, свободный (дата обращения : 23.03.2020). – Загл. с экрана.
110. Усачев, И.С. Исследование конвективного теплообмена и разработка методики расчета промышленных вертикальных циклонных нагревательных устройств : диссертация ... кандидата технических наук : 05.14.04 / Усачев Илья Александрович; [Место защиты: Череповец. гос. ун-т].- Архангельск, 2009.- 194 с.: ил. РГБ ОД, 61 09-5/2200 / И.С. Усачев.
111. Филоненко, Г.К. Гидравлическое сопротивление трубопроводов / Г.К. Филоненко. – 1954. – № 4 – С. 40–44.
112. Халатов, А.А. Теория и практика закрученных потоков / А.А. Халатов. – АН УССР. Институт технической теплофизики – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
113. Хигир, Б. Распределение скорости и статического давления в закрученных воздушных струях, вытекающих из кольцевых и расширяющихся сопел / Б. Хигир. – 1964. – № 4 – С. 185–194.

114. Хмельницкий, Р.З. Стальные рекуператоры. Расчет и основы проектирования / Р.З. Хмельницкий. – М: МЭИ, 1970. – 63 с.
115. Шипко, А.А. Топливоснабжение при нагреве металла в печах машиностроительных предприятий / А.А. Шипко, И.А. Трусова, И.Н. Плющевский, С.В. Корнеев, А.В. Толстой // *Литье и металлургия*. – 2010. – № 2 (55) – С. 53–58.
116. Штым, А.Н. К аэродинамике закрученного потока в циклонно-вихревых камерах / А.Н. Штым, П.М. Михайлов // *Известия высших учебных заведений: Энергетика*. – 1965. – № 11 – С. 50–53.
117. Штым, А.Н. Исследование и освоение вихревой технологии сжигания топлива / А.Н. Штым, К.А. Штым, Е.Г. Воротников, О.В. Распутин // *Вестник ДВГТУ*. – № 2(4) – С. 43–59.
118. Щукин, В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. - 2-е изд., перераб. и доп. / В.К. Щукин. – М: Машиностроение, 1980. – 240 С.
119. Щукин, В.К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах / В.К. Щукин, А.А. Халатов. – М: Машиностроение, 1982. – 200 с.
120. Algifri, A.H. Prediction of the Decay Process in Turbulent Swirl Flow / A.H. Algifri, R.K. Bhardwaj, Y.V.N. Rao // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. – 1987. – Vol. 201 – № 4 – P. 279–283 – doi:10.1243/PIME\_PROC\_1987\_201\_121\_02.
121. Bettocchi, R. Experimental investigation into vortex flow in a straight annular section channel / R. Bettocchi, G. Cantore // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 1984. – T. 5 – № 3 – С. 185–189.
122. Biegger, C. Flow and heat transfer measurements in swirl tubes with one and multiple tangential inlet jets for internal gas turbine blade cooling / C. Biegger, Y. Rao, B. Weigand // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2018. – Vol. 73 – P. 174–187 – doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.07.011.
123. Burgers, J.M. A Mathematical Model Illustrating the Theory of Turbulence [Электронный ресурс] / J.M. Burgers // *Advances in Applied Mechanics*. – Elsevier, 1948. – Vol. 1 – P. 171–199 – doi:10.1016/S0065-2156(08)70100-5.
124. Cavazzuti, M. Convective heat transfer of turbulent decaying swirled flows in concentric annular pipes / M. Cavazzuti, M.A. Corticelli // *Applied Thermal Engineering*. – 2017. – Vol. 120 – P. 517–529 – doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.04.015.
125. Chen, B. Fluid dynamics and heat transfer investigations of swirling decaying flow in an annular pipe Part 2: Fluid flow / B. Chen, K. Ho, Y.A. Abakr, A. Chan // *International*

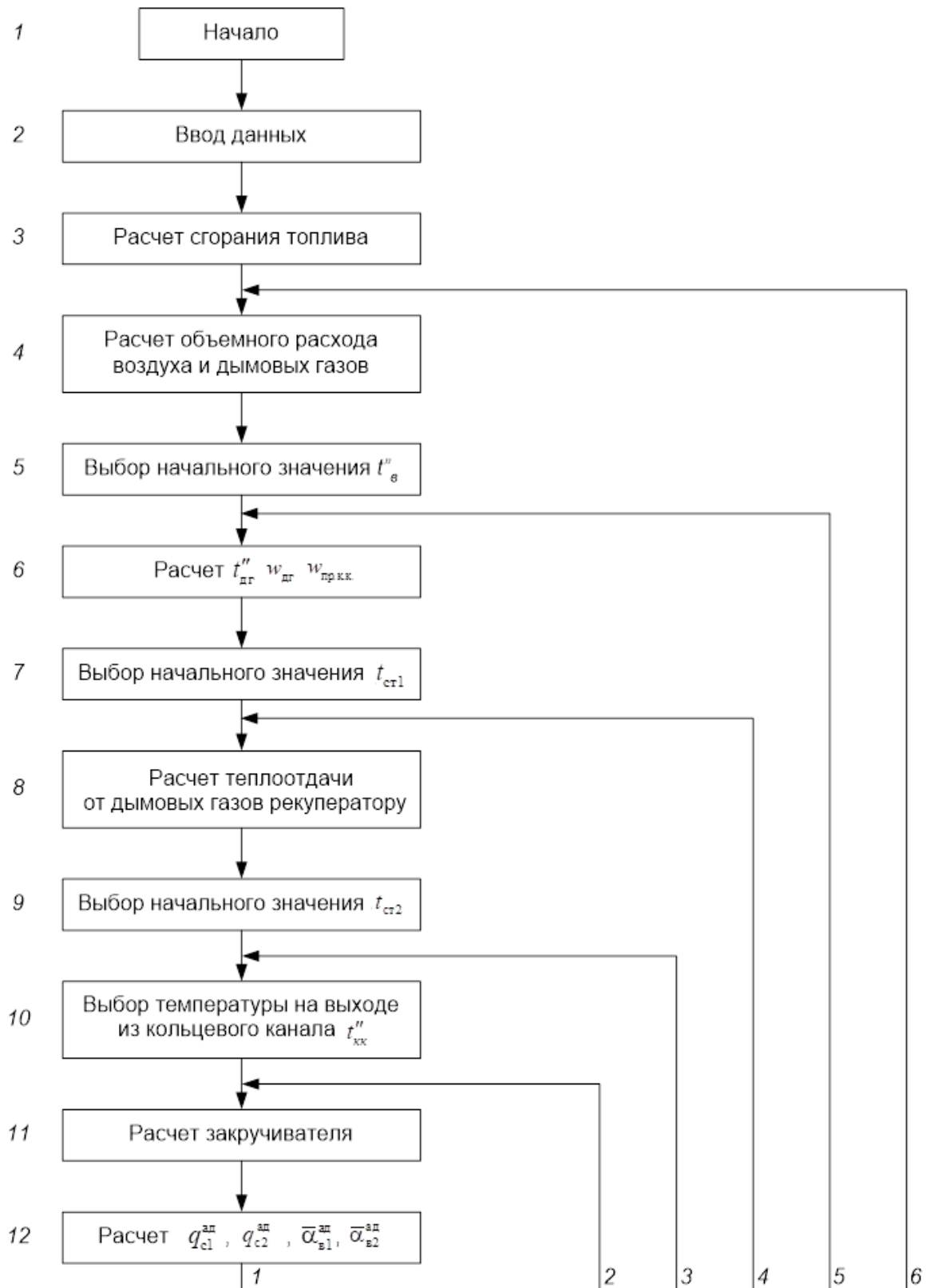
- Journal of Heat and Mass Transfer. – 2016. – Vol. 97 – P. 1012–1028 – doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.069.
126. Chigier, N.A. Velocity and Static-Pressure Distributions in Swirling Air Jets Issuing From Annular and Divergent Nozzles / N.A. Chigier, J.M. Bee'r // Journal of Basic Engineering. – 1964. – Vol. 86 – № 4 – P. 788–796 – doi:10.1115/1.3655954.
127. Clayton, B.R. Determination of principal characteristics of turbulent swirling flow along annuli / B.R. Clayton, Y.S.M. Morsi // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 1984. – Vol. 5 – № 4 – P. 195–203 – doi:10.1016/0142-727X(84)90051-1.
128. Couette, M.M. Études sur le frottement des liquides / M.M. Couette. – 1890. – T. 21 – № 6 – C. 433–510.
129. Darvish Damavandi, M. Pareto optimal design of swirl cooling chambers with tangential injection using CFD, GMDH-type of ANN and NSGA-II algorithm / M. Darvish Damavandi, S.M. Mousavi, H. Safikhani // International Journal of Thermal Sciences. – 2017. – Vol. 122 – P. 102–114 – doi:10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.016.
130. Dittus, F.W. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type / F.W. Dittus, L.M.K. Boelter // University of California publications in Engineering. – 1930. – T. 2 – № 13 – C. 443–461.
131. Dreitser, G.A. Modern Problems of Intensification of Heat Exchange in Channels / G.A. Dreitser // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2001. – T. 74 – № 4 – C. 884–894 – doi:10.1023/A:1012342919950.
132. Görtler, H. Dreidimensionales zur Stabilitätstheorie laminarer Grenzschichten / H. Görtler. – 1955. – № 35.
133. Gostinets, Y.A. Kinematic similarity of a turbulent swirled flow in a pipe / Y.A. Gostinets, V.M. Zaitsev // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 1971. – № 20 (3) – C. 311–314.
134. Hay, N. Heat Transfer in Free Swirling Flow in a Pipe / N. Hay, P.D. West // Journal of Heat Transfer. – 1975. – Vol. 97 – № 3 – P. 411–416 – doi:10.1115/1.3450390.
135. Kitoh, O. Experimental study of turbulent swirling flow in a straight pipe / O. Kitoh // Journal of Fluid Mechanics. – 1991. – № 225 – C. 245–479.
136. Lading, L. Optical Diagnostics for Flow Processes [Электронный ресурс] / L. Lading, G. Wigley, P. Buchhave. – 1994. – URL: <http://link.springer.com/openurl?genre=book&isbn=978-1-4899-1273-2> (дата обращения: 21.05.2020).
137. Leukhin, Y.L. Investigation into aerodynamics and heat transfer of tapering annular channel with a swirling fluid flow [Электронный ресурс] / Y.L. Leukhin, E.V. Pankratov,

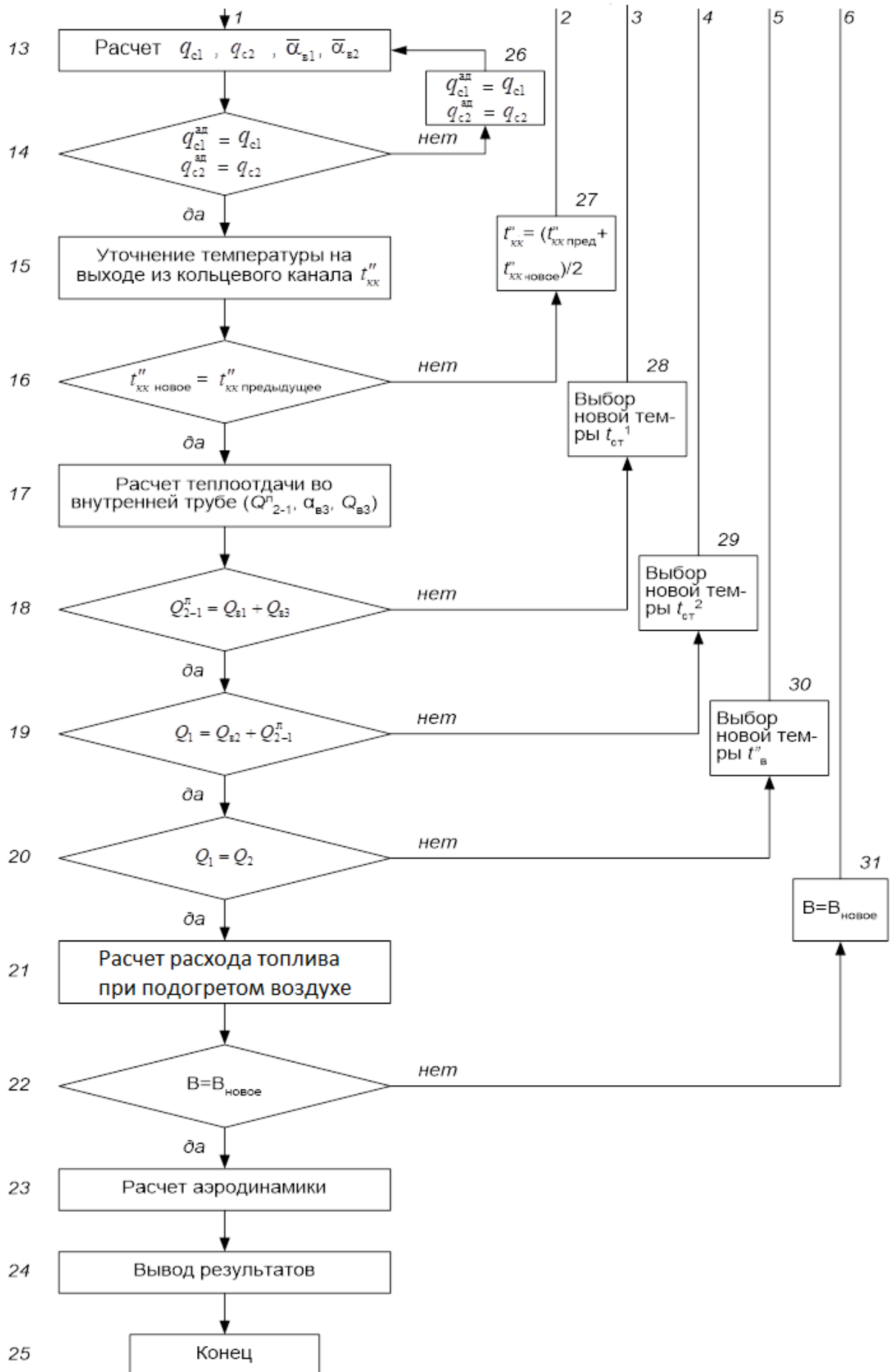


- S.V. Karpov // Cherepovets State University Bulletin. – 2018. – T. 1 – № 82 – doi:10.23859/1994-0637-2018-1-82-4.
138. Lin, G. Investigation on heat transfer enhancement and pressure loss of double swirl chambers cooling / G. Lin, K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, M. Kazari // Propulsion and Power Research. – 2013. – Vol. 2 – № 3 – P. 177–187 – doi:10.1016/j.jprr.2013.07.003.
139. Mallock, A. Experiments on Fluid Viscosity / A. Mallock // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character. – 1896. – Vol. 187 – P. 41–56 – doi:10.1098/rsta.1896.0003.
140. Menter, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications / F.R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – T. 32 – № 8 – C. 1598–1605.
141. Mousavi, S.M. Numerical study on the effects of multiple inlet slot configurations on swirl cooling of a gas turbine blade leading edge / S.M. Mousavi, B. Ghadimi, F. Kowsary // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2018. – Vol. 90 – P. 34–43 – doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.10.012.
142. Naumkin, V.S. Modeling of the laminar regime of the air flow in Ranque-Hilsch vortex tube [Электронный ресурс] / V.S. Naumkin, V.I. Terekhov // The 1st international conference on physics and applied physics (THE 1ST ICP&AP) 2019: Fundamental and Innovative Research for Improving Competitive Dignified Nation and Industrial Revolution 4.0. – Medan, Indonesia, 2020. – C. 060002 – doi:10.1063/5.0000930.
143. Petukhov, B.S. Teploobmen v yadernykh energeticheskikh ustanovkakh [Heat transfer in nuclear power plants] / B.S. Petukhov, L.G. Henin, S.A. Kovalev. – Moscow: Energoatomizdat, 1986.
144. Rao, Y. Heat transfer and pressure loss in swirl tubes with one and multiple tangential jets pertinent to gas turbine internal cooling / Y. Rao, C. Biegger, B. Weigand // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2017. – Vol. 106 – P. 1356–1367 – doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.119.
145. Reader-Harris, M.J. The decay of swirl in a pipe / M.J. Reader-Harris // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 1994. – № 15 (3) – C. 212–217.
146. Reynolds, O. On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion / O. Reynolds // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. – 1895. – № 186 – C. 123–161.
147. Sieder, E.N. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes / E.N. Sieder, G.E. Tate // Industrial & Engineering Chemistry. – 1936. – Vol. 28 – № 12 – P. 1429–1435.

148. Steenbergen, W. The rate of decay of swirl in turbulent pipe flow / W. Steenbergen, J. Voskamp // *Flow Measurement and Instrumentation*. – 1998. – № 9 (2) – С. 67–68.
149. Sudarev, A.V. Heat transfer and drag of a turbulent swirling air stream in the entrance section of an annular channel / A.V. Sudarev // *Journal of Engineering Physics*. – 1968. – Vol. 15 – № 5 – P. 1049–1052 – doi:10.1007/BF00830007.
150. Taylor, G.I. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders / G.I. Taylor // *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character*. – 1923. – Vol. 223 – № 605–615 – P. 289–343 – doi:10.1098/rsta.1923.0008.
151. Vasilyuk, O.V. The laminar regime of the flow in the vortex tube [Электронный ресурс] / O.V. Vasilyuk, Sh.A. Piralishvili // *The 1st international conference on physics and applied physics (THE 1ST ICP&AP) 2019: Fundamental and Innovative Research for Improving Competitive Dignified Nation and Industrial Revolution 4.0*. – Medan, Indonesia, 2020. – С. 060005
152. Veretennikov, S.V. The unsteady numerical simulation of the swirling flow in the vortex tube [Электронный ресурс] / S.V. Veretennikov // *The 1st international conference on physics and applied physics (THE 1ST ICP&AP) 2019: Fundamental and Innovative Research for Improving Competitive Dignified Nation and Industrial Revolution 4.0*. – Medan, Indonesia, 2020. – С. 060008
153. Whitaker, S. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles / S. Whitaker // *AIChE Journal*. – 1972. – Vol. 18 – № 2 – P. 361–371
154. Zhang, Z. LDA Application Methods [Электронный ресурс] / Z. Zhang. – Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. – doi:10.1007/978-3-642-13514-9.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А. . БЛОК-СХЕМА АЛГОРИТМА ТЕПЛОВОГО И  
АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА РЕКУПЕРАТОРА**





## ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ЛИСТИНГ ПРОГРАММНОГО КОДА ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ

```

from math import log1p, pi, sqrt, exp, log10, tanh
from scipy import integrate

def func_d2(z):
    return ((-1.2419*fвых_fвх+1.2511)*(z/(d3 - d22))+(d22*1000))*0.001
#Эквивалентный диаметр сужающегося кольцевого канала
def func_dэ(z):
    return (d3 - func_d2(z))
#Эквивалентная длина сужающегося кольцевого канала
def func_zэ(z):
    return (z / func_dэ(z))
#Площадь кольцевого канала
def func_fкк(z):
    return (pi*(d3**2 - func_d2(z)**2))/4
def func_wz(z):
    return ((4*fвх*fвх*ровх)/(pi*(d3**2-func_d2(z)**2)*рокк))
#Максимальная тангенциальная скорость в сужающемся кольцевом канале
def func_wfm(z):
    return ((wфмзу)*(awfm+bwfm*(1+(z/cwfm)**0.77)**(-1)))
#Число Рейнольдса в сужающемся кольцевом канале
def func_Reпркк(z):
    return ( func_wz(z) * func_dэ(z) ) / nuпркк
def func_k1(z):
    return (1 + (900 / func_Reпркк(z)))
def func_thetaпркк(z):
    return ((1.82 * log10(func_Reпркк(z)) - 1.64)**(-2))
def func_Nuпркк(z):
    return ((func_thetaпркк(z)/8)*func_Reпркк(z)*Prпркк) /
((1+3.4*func_thetaпркк(z))+11.7+1.8*Prпркк**(-
1/3))*sqrt(func_thetaпркк(z)/8)*((Prпркк**(2/3))-1))
#Адиабатное число Нуссельта для внутренней поверхности
def func_Nuад1(z):
    return func_Nuпркк(z)*(1-(0.45/(2.4+Prпркк))*((func_d2(z)/d3)**(-
0.16*Prпркк**(-0.15))))
#Среднеинтегральное значение числа Нуссельта для внутренней поверхности
учитывающее сужение канала
def func_Nуcрад1_1(z):
    return func_Nuад1(z) * ((1.1*(func_wfm(z)/func_wz(z))-
2.4)*1.1)*((func_fкк(z)/fвхкк)**(-1))
def func_Nуcрад1_2(z):
    return func_Nuад1(z) *
(1.21+0.33*log1p(func_wfm(z)/func_wz(z)))*((func_fкк(z)/fвхкк)**(-0.2))
#Среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи для внутренней поверхности
кольцевого канала учитывающее сужение канала
def func_alphaсрад1_1(z):
    return (1/lnуч)*((func_Nуcрад1_1(z) * lambdaпркк) / func_dэ(z))
def func_alphaсрад1_2(z):
    return (1/(Lкк-lnуч))*((func_Nуcрад1_2(z) * lambdaпркк) / func_dэ(z))
#Адиабатное число Нуссельта для внутренней поверхности
def func_Nuад2(z):
    return func_Nuпркк(z)*(1-(0.45/(2.4+Prпркк))*((func_d2(z)/d3)**(0.6)))
#Среднеинтегральное значение числа Нуссельта для внешней поверхности
кольцевого канала учитывающее сужение канала
def func_Nуcрад2_1(z):

```

```

return func_Nuad2(z) *
(0.89+0.82*(func_wfm(z)/func_wz(z)))*(func_фкк(z)/фвхкк)**(0.15)
#Среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи для внешней поверхности
кольцевого канала учитывающее сужение канала
def func_alphaрад2_1 (z):
return (1/Лкк)*((func_Нусрад2_1(z) * lambdaпркк) / func_dэ(z))
# НАЧАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ
тв1 = 30 #температура воздуха на входе в рекуператор
тдг1 = 1200 #температура дымовых газов
### ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ###
# 0.152 0.1589 0.1655 0.1719 0.1781
d21 = 0.1781 #диаметр прямого кольцевого канала на выходе
d22 = 0.152 #диаметр прямого кольцевого канала на входе
d11 = d21-0.01 #диаметр у выходного отверстия дымового канала
d12 = 0.142 #диаметр у входного отверстия дымового канал
d3 = 0.184 #диаметр у выходного отверстия дымового канала
d4 = 0.194 #иаметр у выходного отверстия дымового канала
d5 = 0.226 #диаметр у выходного отверстия дымового канала
Лзу = 0.1265 #длина закручивателя
Дзу = 0.259 #диаметр закручивателя
Лкк = 0.86 #длина кольцевого канала
l1 = (Лзу + Лкк)/2 #длина радиационной ступени рекуператора
l11 = (Лзу + Лкк)/2 #длина конвективной ступени рекуператора
hвх = 0.035 #Высота шлица
bвх = 0.07 #Длина шлица
#Состав газообразного топлива:
СН4 = 97.5 #метан СН4
С2Н4 = 0 #этилен С2Н4
С2Н2 = 0 #ацетилен С2Н2
С2Н6 = 1.23 #этан С2Н6
С3Н8 = 0.36 #пропан С3Н8
С4Н10 = 0.12 #бутан С4Н10
С5Н12 = 0.03 #пентан С5Н12 и более тяжелые предельные углеводороды
СО = 0 #окись углерода СО
Н2 = 0 #водород Н2
О2 = 0 #ислород
Н2S = 0 #сероводород Н2S
N2 = 0.76 #Азот N2
N = 140 #расчетная тепловая мощность агрегата N
a = 1.12 #коэффициент избытка воздуха в камере
# РАСЧЕТ
# Площадь входных шлицов
фвх = hвх * bвх
# Расчет площади кольцевого канала
фвхкк = (pi*(d3**2 - d22**2))/4
фвыхкк = (pi*(d3**2 - d21**2))/4
фвых_фвх = фвыхкк / фвхкк
#геометрия
d1cp = (d11 + d12) / 2 #среднее значение отверстия дымового канала
d2cp = (d21 + d22) / 2 #среднее значение отверстия прямого кольцевого канала
## ВЫВОД ИНФОРМАЦИИ
Qph = 127.7*СО + 108*Н2 + 358*СН4 + 590*С2Н4 + 555*С2Н2 + 636*С2Н6 + 913*С3Н8 +
1185*С4Н10 + 1465*С5Н12 + 234*Н2S #Низшая теплота сгорания топлива
V0 = 0.0476 * (0.5 * СО + 0.5 * Н2 + 1.5 * Н2S +
(((1+4/4)*СН4)+((2+4/4)*С2Н4)+((2+2/4)*С2Н2)+((2+6/4)*С2Н6)+((3+8/4)*С3Н8)+((4+10/
4)*С4Н10)+((5+12/4)*С5Н12)) - О2)#Теоретический расход воздуха О2
V0N2 = 0.79 * V0 + N2/100 #Теоретический объем азота N2
V0H2O = 0.01 * (Н2S + Н2 +
(((4/2)*СН4)+((4/2)*С2Н4)+((2/2)*С2Н2)+((6/2)*С2Н6)+((8/2)*С3Н8)+((10/2)*С4Н10)+((
12/2)*С5Н12))) + 0.0161 * V0 #Теоретический объем водяных паров Н2О

```

```

VC02 = 0.01 * (CO +
((1*CH4)+(2*C2H4)+(2*C2H2)+(2*C2H6)+(3*C3H8)+(4*C4H10)+(5*C5H12))) #Объем
углекислого газа CO2
VS02 = 0.01 * H2S #Объем SO2
VH2O = V0H2O + 0.0161 * (a - 1) * V0 #Объем водяных паров H2O
Vг = VC02 + VS02 + VH2O + V0N2 + (a - 1) * V0 #Общий объем продуктов сгорания
B = N * 3600 / Qph # Расход топлива
I = 0
невязкаB = 100
while abs(невязкаB) > 1.0 :
    Vd = a * V0 # Действительный расход воздуха на горение
    Vдг = Vг * B # Объемный расход дымовых газов через рекуператор
    Vв = Vd * B # Объемный расход воздуха через рекуператор
    rCO2 = (VC02+VS02)/2 #Объемные доли трехатомных газов
    rH2O = VH2O/Vг #Объемная доля водяных паров
    rN2 = (V0N2 + 0.79 * (a-1)*V0)/Vг #Объемная доля азота
    rO2 = (0.21*(a-1)*V0)/Vг #Объемная доля кислорода
    cCO2 = 2.153 #Средняя теплоемкость CO2
    cH2O = 1.684 #Средняя теплоемкость H2O
    cN2 = 1.374 #Средняя теплоемкость N2
    cO2 = 1.458 #Средняя теплоемкость O2
    сдг = cCO2*rCO2+cH2O*rH2O+cN2*rN2+cO2*rCO2 #Теплоемкость продуктов сгорания
    wп = 7 #Приведенная скорость воздуха в каналах рекуператора
    Fв = Vв / (3600 * 5) #Необходимая площадь кольцевого канала для прохождения
воздуха
    Fпркк=pi * ((d3/2)**2-(d2cp/2)**2) #Площадь прямого кольцевого канала
    Fобркк=pi * ((d5/2)**2-(d4/2)**2) #Площадь обратного кольцевого канала
    Fдг=pi * (d1cp/2)**2 #Площадь дымового канала
    wпркк1=Vв/(Fпркк*3600)#Действительная приведенная скорость воздуха в прямом
кольцевом канале
    wobркк1=Vв/(Fобркк*3600)#Действительная приведенная скорость в обратном
кольцевом канале
    wдг1=Vдг/(Fдг*3600)#Действительная приведенная скорость в дымовом канале
#Средняя скорость потока во входных шлицах закручивателя
    wвх = (Vв/(3600*fвх)) * ((tv1+273.15)/273.15)
#Расчет скорости на входе в кольцевой канал
    wzvхкк = wвх * (fвх / fвхкк)
    tv11 = 300 #Предварительная температура воздуха на выходе из рекуператора
    невязкаQ1утв = 100
    while abs(невязкаQ1утв) > 1.0 :
        tv11 = ((tv11+невязкаQ1утв)+tv11)/2
        #Предварительная температура дымовых газов на выходе из рекуператора
        тдг11пред = 800
        св1 = (((0.3433*4.184)+(((0.315*4.184)-(0.3433*4.184))/(0-1000))*(tv1-
1000)) #Теплоемкость воздуха на входе
        св11 = (((0.3433*4.184)+(((0.315*4.184)-(0.3433*4.184))/(0-1000))*(tv11-
1000))#Теплоемкость воздуха на выходе
        сдг1 = (1.4374+(((1.3189-1.4374))/(0-1000))*(тдг1-1000))#Теплоемкость газов
на входе
        сдг11 = (1.4374+(((1.3189-1.4374))/(0-1000))*(тдг11пред-1000))#Теплоемкость
газов на выходе
        n1 = 0.78#Коэффициент выбывания дымовых газов из рабочего пространства
печи
        n2 = 0.7#Коэффициент, учитывающий теплотери рекуператором в окружающую
среду
        тдг11 = тдг1 * (сдг1/сдг11) - ((Vв * (св11*tv11 - св1*tv1))
/(сдг11*Vдг*n1*n2))#Температура дымовых газов на выходе из рекуператора
        тсрдг = (тдг1 + тдг11) / 2 #Средняя температура дымовых газов
        тсрв = (tv1 + tv11) / 2
        тст1 = 500 #Средняя температура стенки рекуператора
        невязкаQ1 = 100

```

```

while abs(невязкаQ1) > 1.0:
    tcт1 = ((tcт1+невязкаQ1)+tcт1)/2
    #Расчетная скорость дымовых газов
    wdг1 = wdг1 * ((tcрдг+273.15)/273.15)
    #Плотность дымовых газов тдг
    родг = (0.275+((1.295-0.275)/(0-1000))*(tcрдг-1000))
    #Кинематический коэффициент вязкости дымовых газов тдг
    нудг = (221+((12.2-221)/(0-1200))*(tcрдг-1200))*10**(-6)
    #Коэффициент теплопроводности дымовых газов тдг
    lambdaдг = (12.62+((2.28-12.62)/(0-1200))*(tcрдг-1200))*1.163*10**(-2)
    #Число Прандтля для дымовых газов тдг
    Prдг = 0.56+((0.72-0.56)/(0-1200))*(tcрдг-1200)
    #Число Рейнольдса для дымовых газов
    Redг = (wdг1*d1cp)/нудг
    #Суммарная объемная доля трехатомных газов
    rn = rCO2 + rH2O
    #Парциальное давление газов
    p = 0.1
    #Объем радиационной ступени рекуператора
    Vдг11 = (1/3)*pi*0.49*(((d11/2)**2)+((d11/2)*(d12/2))+((d12/2)**2))
    #Площадь поверхности теплообмена радиационной ступени рекуператора
    Fст11 = pi*((d11/2)+(d1cp/2))*sqrt((l1**2)+((d11/2)-(d1cp/2))**2)
    #Эффективная толщина излучающего слоя
    s = 3.6 * (Vдг11 / Fст11)
    #Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами
    k1л = ((2.47+5.06*rH2O)/sqrt(p*rn*s)-0.1)*(1-0.37*((tcрдг+273.15)/1000))*rn
    #Степень черноты потока дымовых газов при расчетной температуре тдг
    едг = 1 - exp(1) ** (-k1л*p*s)
    #Степень черноты стенки дымового канала
    ест = 0.85
    #Приведенная степень черноты
    епр = ( едг*ест ) / (ест+едг*(1-ест))
    #Коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания на модуль рекуператора
    alpha1л = (епр*5.67*0.04*(((tcрдг+273)+(tcт1+273))/2)/100)**3)
    #Сопrotивление трения в гладких трубах
    theta1к = (1.82 * log10 (Redг) -1.64)**(-2)
    #Коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса
    k1к = 1 + (900/Redг)
    #Число Нуссельта для круглой трубы
    Nu1к=((theta1к/8)*(Redг)*Prдг)/(k1к+12.7*sqrt(theta1к/8)*(Prдг**(2/3)-1))
    #Средний коэффициент теплоотдачи поверхности теплообмена в конвективной ступени рекуператора
    alpha1к = (Nu1к * lambdaдг) / d1cp
    #Суммарный коэффициент теплоотдачи от газов к наружной поверхности модуля
    alpha1=alpha1л+alpha1к
    #Количество теплоты, переданное дымовыми газами в конвективной ступени рекуператора
    Q11 = alpha1 * Fст11 * (tcрдг - tcт1)
    #Радиус отверстия в перфорированном стакане
    Rotв = 0.004
    #Количество отверстий в перфорированном стакане
    потв = 204
    #Суммарная площадь вдувных отверстий перфорированного цилиндра
    фотв = pi * (Rotв**2) * потв
    #Площадь поверхности теплообмена конвективной ступени рекуператора
    Fст12 = 2 * pi * (d1cp/2) * l11
    #Параметр

```



```

Af = fотв / Fст12
#Число Нуссельта на поверхности теплообмена в конвективной ступени
рекуператора
Nu2к = 0.177 * (Af ** 0.8) * (Редг ** 0.935)
#Средний коэффициент теплоотдачи поверхности теплообмена в
конвективной ступени рекуператора
alpha2к = (Nu2к * lambdaдг) / d1ср
#Количество теплоты, переданное дымовыми газами в конвективной ступени
рекуператора
Q12 = alpha2к * Fст12 * (tсрдг - tст1)
#Количество теплоты, переданное дымовыми газами
Q1= Q11 + Q12
#Средняя температура стенки внутренней трубы
tст2 = 356
невязкаQл2_1 = 100
while abs(невязкаQл2_1) > 1.0 :
    tст2 = ((tст2+невязкаQл2_1)+tст2)/2
    #Температура воздуха на выходе из прямого кольцевого канала
    ткк11 = 250
    ткк11ут = 250
    невязкаткк = 100
    while abs(невязкаткк) > 1.0 :
        ткк11 = (ткк11ут + ткк11) / 2
        #Средняя температура воздуха в прямом кольцевом канале
        тсркк = (tv1 + ткк11)/ 2
        #Средняя скорость воздуха в прямом кольцевом канале
        wпркк = wпркк1 * ((тсркк+273.15)/273.15)
        delta = 0
        Lсрзу = Lзу / Dзу
        hсрвх = hvх / Dзу
        fвх = hvх * bvх
        fсрвх = (4*fвх)/(pi*(Dзу**2))
        fср = (pi * fсрвх) / (4 * Lсрзу * hсрвх)
        rсрвх = 1 - hсрвх
        deltаср = delta / Dзу
        rсря = 0.99 * rсрвх * (fср ** 0.088) * (1 - 10*deltаср)
        wсрфя=(4.8*hсрвх+0.75)*tanh((855*fсрвх)/((Lсрзу+100*hсрвх+4)*
        (Lсрзу+0.8)))*(1-1.688*(deltаср**0.28)*(Lсрзу**0.2))
        dср3 = d3 / Dзу
        dср1с= dср3*(1-((100*fсрвх)/(115*fсрвх*
        (Lсрзу**(-0.8))+60*dср3)))
        усрфмс = (dср1с)/((5.7-200*deltаср)*dср1с+((3)/(Lсрзу+1.8)))
        rср1 = (d1ср / 2) / (Dзу / 2)
        rсрфм = rср1 + усрфмс
        ня = (rсря - rср1)/(rсрфм-rср1)
        b= rср1 / (rсрфм-rср1)
        ея = (0.53+0.47*ня)**(ня/(ня+b))
        wсрфмзу = ея*wсрфя
        wвх = (Vв/(3600*fвх)) * ((tv1+273.15)/273.15)
        дэпркк = d3 - d2ср
        lср = Lкк - delta /дэпркк
        wфмзу = wсрфмзу * wвх
        пиввх = (177+((13.2-177)/(0-1000))*(tv1-1000))*10**(-6)
        Rвхпркк = (wвх * дэпркк) / пиввх
        пипркк = (177+((13.2-177)/(0-1000))*(тсркк-1000))*(10**(-6))
        lambdaпркк=(8.07+((2.44-8.07)/(0-1000))*(тсркк-1000))*(10**(-
        2))
        Rпркк = 0.72+((0.7-0.72)/(0-1000))*(тсркк-1000)
        #Плотность на входе
        rhoвх = 353.05 / (tv1+273.15)
        #Средняя плотность в сужающемся кольцевом канале

```

```

рокк = 353.05 / (ткк11+273.15)
#Коэффициент кинематической вязкости воздуха при t'вх
нувхкк = (177+((13.2-177)/(0-1000))*(тв1-1000))*10**(-6)
# Эквивалентный диаметр на входе в кольцевой канал
дэвх = d3 - d22
#Число Рейнольдса на входе в кольцевой канал
Ревхкк = ( wzvхкк * дэвх )/нувхкк
# Коэффициенты для расчета максимальной тангенциальной
скорости в кольцевом канале
awfm = 0.0744*log1p(Ревхкк)-(0.63-
0.38*(фвых_фвх)+0.960*((фвых_фвх)**2))
bwfm = (1.595-0.425*(фвых_фвх)+0.983*((фвых_фвх)**2))-
0.069*log1p(Ревхкк)
cwfм = 3.792*log1p(Ревхкк) - (12.1+26.9*(фвых_фвх)-
48.2*((фвых_фвх)**2))
#Осевая скорость в сужающемся кольцевом канале
integral_cwz = lambda z: func_wz(z)
integral_wz_answer = integrate.quad(integral_cwz, 0, Lкк)
wz = integral_wz_answer[0]
#Максимальная тангенциальная скорость в сужающемся кольцевом
канале
integral_wfm = lambda z: func_wfm(z)
funcwfm_answer = integrate.quad(integral_wfm, 0, Lкк)
wfm = funcwfm_answer[0]
#Число Рейнольдса в сужающемся кольцевом канале
integral_Reпкк = lambda z: func_Reпкк(z)
integral_Reпкк_answer = integrate.quad(integral_Reпкк,0,Lкк)
Reпкк = integral_Reпкк_answer[0]
#Число Нуссельта для круглых каналов
integral_Nупкк = lambda z: func_Nупкк(z)
integral_Nупкк_answer = integrate.quad(integral_Nупкк,0,Lкк)
Nупкк = integral_Nупкк_answer[0]
#Адиабатное число Нуссельта для внутренней поверхности в
integral_Nуад1 = lambda z: func_Nуад1(z)
integral_Nуад1_answer = integrate.quad(integral_Nуад1, 0, Lкк)
Nуад1 = integral_Nуад1_answer[0]
#Среднеинтегральное значение числа Нуссельта для внутренней
поверхности кольцевого канала учитывающее сужение канала
lnуч = 0.15
integral_Nуcрад1_1 = lambda z: func_Nуcрад1_1(z)
integral_Nуcрад1_2 = lambda z: func_Nуcрад1_2(z)
integral_Nуcрад1_1_answer=integrate.quad(integral_Nуcрад1_1,
0, lnуч)
integral_Nуcрад1_2_answer = integrate.quad(integral_Nуcрад1_2,
lnуч, Lкк)
Nуcрад1 =
(integral_Nуcрад1_1_answer[0]+integral_Nуcрад1_2_answer[0])
#Среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи для
внутренней поверхности кольцевого канала учитывающее сужение
канала
integral_alphasрад1_1 = lambda z: func_alphasрад1_1(z)
integral_alphasрад1_2 = lambda z: func_alphasрад1_2(z)
integral_alphasрад1_1_answer =
integrate.quad(integral_alphasрад1_1, 0, lnуч)
integral_alphasрад1_2_answer =
integrate.quad(integral_alphasрад1_2, lnуч, Lкк)
alphасрад1 = (integral_alphasрад1_1_answer[0] * lnуч
+integral_alphasрад1_2_answer[0]* (Lкк - lnуч)) / Lкк
#Среднеинтегральное значение числа Нуссельта для внешней
поверхности кольцевого канала учитывающее сужение канала
integral_Nуад2 = lambda z: func_Nуад2(z)

```

```

integral_Nuад2_answer = integrate.quad(integral_Nuад2, 0, Lкк)
Nuад2 = integral_Nuад2_answer[0]
#Среднеинтегральное значение числа Нуссельта для внешней
поверхности кольцевого канала учитывающее сужение канала
integral_Nуcрад2_1 = lambda z: func_Nуcрад2_1(z)
integral_Nуcрад2_1_answer = integrate.quad(integral_Nуcрад2_1,
0, Lкк)
Nуcрад2 = (integral_Nуcрад2_1_answer[0])
#Среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи для
внешней поверхности кольцевого канала учитывающее сужение
канала
integral_alphasрад2_1 = lambda z: func_alphasрад2_1(z)
integral_alphasрад2_1_answer =
integrate.quad(integral_alphasрад2_1, 0, Lкк)
alphасрад2 = (integral_alphasрад2_1_answer[0])
#Уточненное значение плотности теплового потока
qсрад1 = alphасрад1 * (tст1 - tсрkk)
qсрад2 = alphасрад2 * (tст2 - tсрkk)
#Коэффициент кинематической вязкости воздуха при tсрkk
nуcрkk = (177+((13.2-177)/(0-1000))*(tсрkk-1000))*10**(-6)
# Эквивалентный диаметр на входе в кольцевой канал
dэср = ((d3-d22) + (d3-d21))/2
#Число Рейнольдса на входе в кольцевой канал
Reсрkk = ( wпрkk * dэср )/nуcрkk
#Адиабатная температура стенки
Oас1=22*(0.27*((d2ср/d3)**2)-1)*Reсрkk**(-0.87)
*Pгпрkk**(-1.05)
Oас2 = Oас1*((d2ср/d3)**2)
#Невязки плотности теплового потока
невязкаq1 = 1.1
невязкаq2 = 1.1
while abs(невязкаq1) > 1.0 or abs(невязкаq2) > 1.0 :
    #Число Нуссельта к воздуху при теплообмене через обе
    стенки
    Nуcр1 = Nуcрад1*(1+Nуcрад1*Oас1*(qсрад2/qсрад1))
    Nуcр2 = Nуcрад2*(1+Nуcрад2*Oас2*(qсрад1/qсрад2))
    #Коэффициент теплоотдачи к воздуху при теплообмене через
    обе стенки
    alphаср1 = (Nуcр1 * lambdaпрkk) / dэср
    alphаср2 = (Nуcр2 * lambdaпрkk) / dэср
    #Уточненное значение плотности теплового потока
    qср1 = alphаср1 * (tст1 - tсрkk)
    qср2 = alphаср2 * (tст2 - tсрkk)
    невязкаq1 = (abs((qср1) - (qсрад1)) / abs(qср1))*100
    невязкаq2 = (abs((qср2) - (qсрад2)) / abs(qср2))*100
    qсрад1 = qср1
    qсрад2 = qср2
    Qв1 = alphаср1 * (tст1 - tсрkk) * pi * d2ср * Lкк
    Qв2 = alphаср2 * (tст2 - tсрkk) * pi * d3 * Lкк
    ткк11ут = (3.6*(Qв1+Qв2)+Vв*св1*тв1)/(Vв*св11)
    невязкаткк = 100*(ткк11-ткк11ут)/ткк11
тобрkk = (тв11 + ткк11ут) / 2
wобрkk= wобрkk1 * ((тобрkk+273.15)/273.15)
dэобрkk = d5 - d4
побрkk = (177+((13.2-177)/(0-1000))*(тобрkk-1000))*(10**(-6))
lambdaобрkk=(8.07+((2.44-8.07)/(0-1000))*(тобрkk-1000))*(10**(-2))
Pобрkk = 0.72+((0.7-0.72)/(0-1000))*(тобрkk-1000)
Reобрkk = (wобрkk * dэобрkk) / побрkk
thetaобрkk = (1.82 * log10 (Reобрkk) -1.64)**(-2) #Сопротивление
трения в гладких трубах
кобрkk = 1 + (900/Reобрkk)#Коэффициент, зависящий от числа

```

```

Рейнольдса
Nuобркк = ((thetaобркк/8)*(Reобркк)*Пробркк)/(кобркк+12.7*
sqrt(thetaобркк/8)*(Пробркк**(2/3)-1))
Nuад3=Nuобркк*(1-(0.45/(2.4+Пробркк))*((d4/d5)**
(-0.16*Пробркк**(-0.15))))
alpha3 = (Nuад3 * lambdaобркк) / dэобркк
Qв3 = alpha3 * (tст2 - тобркк) * pi * d4 * Lкк
Fнпркк = pi * d3 * Lкк
епр2 = (1/((1/ест)+(d2сп/d3)*((1/ест)-1)))
Qл2_1 = 5.67 * епр2 * (((tст1+273.15)/100)**4-
((tст2+273.15)/100)**4)*Fнпркк
Qл2_1ут = Qв1 + Qв3
невязкаQл2_1 = 100*(Qл2_1-Qл2_1ут)/Qл2_1
#print("невязкаQл2_1", невязкаQл2_1)
Q1ут = Qв2 + Qл2_1ут
невязкаQ1 = 100*((Q1-Q1ут)/Q1)
print("невязкаQ1", невязкаQ1)
Q1утв = (Vв/3.6) * (св11*тв11-св1*тв1)
невязкаQ1утв = 100*((Q1-Q1утв)/Q1)
print("невязкаQ1утв", невязкаQ1утв)
Qв0 = Vд * св11 * тв1
#Теплота, вносимая в печь с подогретым воздухом, приходящимся на 1 м3
газообразного топлива
Qв1 = Vд * св11 * тв11
#Теплота, вносимая в печь с подогретым воздухом, приходящимся на 1 м3
газообразного топлива
Q2 = Vг * сдг1 * тдг1
#Теплота, вносимая в печь единицей объема подогретого топлива
Qт = 0
#Теплота, теряемая вследствие химической неполноты сгорания единицы
Q3 = (0.5 * Qph) / 100

if I < 0.5:
    eff0 = (Qph + Qв0 + Qт - Q2 - Q3) / Qph
    eff1 = (Qph + Qв1 + Qт - Q2 - Q3) / Qph
    Qв1пред = Qв1
    eff00 = eff0
    В0 = В
    I = I + 1.0
else:
    eff0 = (Qph + Qв1пред + Qт - Q2 - Q3) / Qph
    eff1 = (Qph + Qв1 + Qт - Q2 - Q3) / Qph
    I = I + 1.0
В1 = В * (eff0/eff1)
невязкаВ = 100*((В - В1) / В1)
Qв1пред = Qв1
В = В1
print("Конец расчета")

```

## ПРИЛОЖЕНИЕ В. ПАТЕНТЫ НА ИЗОБРЕТЕНИЯ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2624676

**РЕКУПЕРАТИВНАЯ ГОРЕЛКА**

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова" (САФУ) (RU)*


Авторы: *Леухин Юрий Леонидович (RU),  
Панкратов Евгений Владимирович (RU)*

Заявка № 2016118142

Приоритет изобретения 10 мая 2016 г.

Дата государственной регистрации в  
Государственном реестре изобретений  
Российской Федерации 05 июля 2017 г.Срок действия исключительного права  
на изобретение истекает 10 мая 2036 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2682202

## Рекуперативно-горелочный блок

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова" (RU)*

Авторы: *Леухин Юрий Леонидович (RU),  
Панкратов Евгений Владимирович (RU)*

Заявка № 2018117155

Приоритет изобретения 08 мая 2018 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 15 марта 2019 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 08 мая 2038 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2682214

## Рекуперативно-горелочный блок

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова" (RU)*

Авторы: *Леухин Юрий Леонидович (RU),  
Панкратов Евгений Владимирович (RU)*

Заявка № 2018125464

Приоритет изобретения 11 июля 2018 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 15 марта 2019 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 11 июля 2038 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Излиев* Г.П. Излиев

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г. АКТЫ О ВНЕДРЕНИИ

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова»



**УТВЕРЖДАЮ**

Первый проректор по стратегическому  
развитию и науке

доктор технических наук, профессор

П.А. Марьяндышев

2021 г.

### АКТ

О внедрении результатов диссертационной работы Панкратова Евгения  
Владимировича в учебный процесс

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационной работы Панкратова Евгения Владимировича «Повышение эффективности рекуперативных устройств с закрученным течением теплоносителя» внедрены в учебный процесс на кафедре теплоэнергетики и теплотехники высшей школы энергетики, нефти и газа Северного (Арктического) федерального университета имени М.В. Ломоносова.

Научные результаты и выводы, полученные при экспериментальном исследовании аэродинамики и конвективного теплообмена закрученного потока в рекуперативных устройствах используются в учебном процессе при чтении лекций, проведении практических и лабораторных занятий по дисциплинам «Гидрогазодинамика», «Тепломассообмен» и «Численные методы решения инженерных задач» для студентов направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника». Методики экспериментального исследования и инженерного расчета рекуперативных устройств с закрученным течением теплоносителя, предложенные в диссертационной работе, и разработанные экспериментальные стенды для исследования аэродинамики и конвективного теплообмена успешно используются студентами-бакалаврами и магистрантами при выполнении выпускных квалификационных работ.

Заведующий кафедрой теплоэнергетики и  
теплотехники, Высшей школы энергетики,  
нефти и газа Северного (Арктического)  
федерального университета имени М.В.  
Ломоносова, д. т. н., профессор

 В.К. Любов





Общество с ограниченной  
ответственностью  
«Мезенская  
теплоснабжающая  
компания»

163000, Архангельская обл., г. Архангельск,  
набережная Свверной Двины, д.36, а/я 1/4  
e-mail: office@mtk29.ru  
тел. 8(991)468-23-38

24.03.2021 г. № \_\_\_\_\_

на № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

### АКТ

О внедрении результатов диссертационной работы

Результаты диссертационной работы Панкратова Евгения Владимировича «Повышение эффективности рекуперативных устройств с закрученным течением теплоносителя» обладают новизной, актуальностью, представляют практический интерес и могут быть использованы при разработке методик и конструкций рекуперативных устройств для утилизации тепловой энергии.

Указанные в работе результаты применялись при разработке рекомендаций по повышению эффективности проектов, направленных на сокращение потребления тепловой энергии, и при проектировании энергосберегающих решений, что позволило снизить себестоимость термообработки изделий и уменьшить удельный расход топлива.

Акт составлен для предоставления в диссертационный совет.

Генеральный директор



24.03.2021

В.А. Хромцов