

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Казанский национальный исследовательский  
технический университет имени А.Н.Туполева – КАИ»

*На правах рукописи*



**Мионов Александр Александрович**

**ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОДИНАМИКА ПРИ ТЕЧЕНИИ ОДНОФАЗНОГО  
ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ЩЕЛЕВЫХ КАНАЛАХ С ПОВЕРХНОСТНЫМИ  
ВИХРЕГЕНЕРАТОРАМИ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ**

2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
Попов Игорь Александрович

Казань - 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	6
ВВЕДЕНИЕ.....	8
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ	
ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ	
ПОВЕРХНОСТНЫХ ВИХРЕГЕНЕРАТОРОВ В ВИДЕ ТРЕХМЕРНЫХ	
ВЫЕМОК РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ.....	
	16
1.1 Исследования гидродинамики и теплоотдачи на поверхностях с трехмерными выемками различной формы.....	16
1.2 Генезис трехмерных хорошообтекаемых форм поверхностных интенсификаторов теплообмена в виде выемок .....	31
1.3 Применение интенсификаторов в виде выемок различной формы в практических приложениях.....	39
1.4 Выводы по главе 1 и постановка цели и задач исследований .....	46
ГЛАВА 2 – МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ БАЗА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ	
ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ И	
ТЕПЛООТДАЧИ В ПЛОСКИХ ЩЕЛЕВЫХ КАНАЛАХ С	
ВИХРЕГЕНЕРАТОРАМИ В ВИДЕ СИСТЕМ ВЫЕМОК ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ	
КОНВЕКЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ.....	
	49
2.1. Визуализация картин обтекания одиночных вихрегенераторов.....	49
2.1.1. <i>Описание экспериментального стенда .....</i>	<i>49</i>
2.1.2 <i>Методика проведения высокоскоростной визуализации.....</i>	<i>53</i>
2.1.3 <i>Методика проведения гидравлических исследований при течении воды.....</i>	<i>55</i>
2.1.4. <i>Методика обработки экспериментальных данных .....</i>	<i>56</i>
2.2. Визуализация температурных полей при обтекании одиночных вихрегенераторов .....	57
2.2.1 <i>Описание экспериментального стенда .....</i>	<i>57</i>
2.2.2 <i>Методика проведения тепловизионной визуализации .....</i>	<i>60</i>

2.3 Исследование гидравлического сопротивления и теплоотдачи в плоских щелевых каналах с вихерегенераторами при вынужденной конвекции теплоносителя .....	61
2.3.1 Описание экспериментального стенда .....	61
2.3.2 Методика проведения исследований .....	65
2.3.3 Методика обработки экспериментальных данных .....	66
2.3.4 Оценка неопределенности измерений .....	69
2.4.5 Результаты тестовых опытов .....	71
2.4 Выводы по главе .....	74
ГЛАВА 3 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ С ОВАЛЬНО-ТРАНШЕЙНЫМИ ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ТЕПЛООТДАЧИ....	
3.1 Объект исследования .....	75
3.2 Анализ результатов численных исследований систем овално-траншейных выемок, отобранных для последующего обобщения .....	78
3.3. Визуализация обтекания одиночных овално-траншейных выемок.....	86
3.4. Исследование распределения температур в рельефах с овално-траншейными выемками.....	87
3.5. Особенности течения в щелевых каналах с удлиненными выемками .....	89
3.6 Исследование коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с системами овално-траншейных выемок .....	91
3.6.1 Результаты исследования коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с однорядной системой овално-траншейных выемок .....	91
3.6.2 Результаты исследования коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с многорядной системой овално-траншейных выемок .....	93
3.7 Исследование средних коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с системами овално-траншейных выемок в щелевых каналах.....	94
3.7.1 Результаты исследования коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с однорядными системами овално-траншейных выемок в щелевых каналах.....	94

3.7.2 Результаты исследования коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с многорядными системами овално-траншейных выемок в щелевых каналах.....	96
3.8 Оценка теплогидравлической эффективности щелевых каналов с системами овално-траншейных выемок.....	97
3.9 Верификация результатов численных исследований теплогидравлических характеристик в каналах с системами овално-траншейных выемок .....	98
3.10 Сравнительный анализ эффективности каналов с различными типами выемок .....	100
3.11 Прогнозирование теплогидравлических характеристик каналов с овално-траншейными выемками .....	101
3.11.1 Рекомендации для расчетной оценки теплогидравлических характеристик каналов с овално-траншейными выемками .....	101
3.11.2 Рекомендации для расчетной оценки теплогидравлических характеристик каналов с овално-траншейными выемками .....	103
3.12 Выводы по главе 3 .....	104
<b>ГЛАВА 4 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ С ОВАЛЬНО-ДУГОВЫМИ ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ТЕПЛООТДАЧИ .....</b>	
4.1. Объект исследования .....	107
4.2. Визуализация обтекания одиночных овално-дуговых выемок .....	110
4.3. Исследование распределения температур в рельефах с овално-дуговыми выемками.....	112
4.4.1 Результаты исследования коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с однорядной системой овално-дуговых выемок .....	114
4.4.2 Результаты исследования коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с многорядной системой овално-дуговых выемок .....	115
4.5 Исследование средних коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с системами овално-дуговых выемок в щелевых каналах.....	117

4.5.1 Результаты исследования коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с однорядными системами овально-дуговых выемок в щелевых каналах .....	117
4.5.2 Результаты исследования коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с многорядными системами овально-дуговых выемок в щелевых каналах .....	118
4.6 Оценка теплогидравлической эффективности щелевых каналов с системами овально-дуговых выемок.....	120
4.7. Выводы по главе 4.....	121
ГЛАВА 5 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООТДАЧИ В КАНАЛЕ С ВЫЕМКАМИ В ФОРМЕ БУМЕРАНГА .....	123
5.1 Объект исследования .....	123
5.2 Методология численного исследования.....	125
5.2.1 Основные уравнения .....	126
5.2.2. Модель турбулентности .....	128
5.2.4 Расчетная сетка .....	138
5.2.5 Граничные условия .....	140
5.2.6 Задание теплофизических свойств .....	141
5.2.7 Валидация и верификация результатов расчета.....	141
5.3 Анализ результатов численного исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с выемкой в форме бумеранга.....	143
5.4 Выводы по главе 5.....	151
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	152
Список литературы .....	154
Приложение 1 .....	176
Приложение 2 .....	177

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$a$  – линейный размер, м

$b$  – ширина, м

$C_p$  - удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·К)

$D, d$  - диаметр, м;

$E$  – эффективность

$F, f$  – площадь поверхности, м<sup>2</sup>

$f$  – фактор трения

$g$  – гравитационная постоянная, м/с<sup>2</sup>

$h$  – глубина, высота, м

$I$  – сила тока, А

$H$  – высота, м

$P$  – давление, Па

$Q$  – тепловая мощность, Вт

$q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>

$r$  - радиус, м

$s$  - шаг, м

$T$  – температура, К

$t$  - шаг, м

$U$  – скорость, м/с

$u$  – толщина, м

$w$  – скорость, м/с

$y$  – высота вязкого подслоя, м

$\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\alpha_0$  - коэффициент теплоотдачи для гладкостенного канала, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\beta$  - линейный коэффициент расширения

$\Delta$  – толщина, м

$\Delta U$  – падение напряжения, В

$\delta$  - толщина, м

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)

$\xi$  - коэффициент сопротивления

$\xi_0$  - коэффициент сопротивления для гладкостенного канала

$\mu$  - динамический коэффициент вязкости, Па·с

$\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>

$\nu$  - кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с

$\theta$  - угол, град.

$\tau$  - касательные напряжения, Н/м<sup>2</sup>

$Eu$  – число Эйлера

$Re$  – число Рейнольдса

$Nu$  - число Нуссельта

$Nu_0$  - число Нуссельта для гладкостенного канала

$Pr$  – число Прандтля

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.**

Вся тепловая энергия с момента получения в теплогенерирующей установке до своего использования проходит 2-4 раза преобразования в различных теплообменных аппаратах и теплотехнологических установках. От эффективности этих теплотехнических установок зависит энергоемкость производства подавляющего количества продукции. Задача повышения эффективности теплотехнических установок удачно решается использованием интенсификации теплоотдачи, которая не только позволяет сократить энергопотребление, но и снизить металлоемкость и повысить надежность теплотехнических установок.

В последние 15-20 лет проведены обширные исследования вихревой интенсификации теплоотдачи с использованием симметричных и асимметричных сферических выемок. Сегодня сформирована база данных по сопротивлениям и теплоотдаче каналов с различными геометриями расположения сферических выемок, установлены и описаны механизмы и уровни интенсификации, даны рекомендации по прогнозированию коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления, разработаны, созданы и испытаны образцы теплообменного оборудования с данными интенсификаторами. Однако были выявлены существенные недостатки данной формы поверхностного интенсификатора. Основное направление исследований на данном этапе исследований - поиск рациональных форм интенсификаторов. Работы по поиску формы, обеспечивающей сопоставимый, а желательно опережающий прирост теплоотдачи по сравнению с гидравлическим сопротивлением, вызывают огромный интерес у производителей и потребителей теплообменного оборудования и ставят данный вопрос перед исследователями. Здесь необходим комплексный выбор формы выемок, шага между выемками и взаимного расположения к потоку, обеспечивающие максимальную интенсификацию теплоотдачи при умеренном росте гидравлического сопротивления. В настоящее время практически отсутствуют рекомендации по прогнозированию коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления для каналов с пер-



спективными типами вихрегенераторов. Данная работа направлена на экспериментальное исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с отдельными видами поверхностных интенсификаторов теплообмена. Использование в работе численного эксперимента позволило детально оценить влияние различных режимных (режимов обтекания, внешних и начальных условий, теплофизических свойств теплоносителей и т.д.) и конструктивных (размеры, форма и расположение выемок, влияние формы каналов и т.д.) параметров и выявить рациональные значения данных параметров с точки зрения теплогидравлической эффективности.

**Степень разработанности:** В работе проведен критический анализ многочисленных работ по исследованиям гидродинамики и теплообмена на поверхностях теплообменного оборудования с поверхностными вихрегенераторами в виде выемок различной формы, в том числе приведенных в работах Г.И. Кикнадзе, А.И. Леонтьева, Я.П. Чудновского, В.И. Терехова, С.А. Исаева, В. Sundén, А.П. Козлова, А.А. Халатова, А.В. Щукина, Г.П. Нагоги, Ю.М. Анурова, Р.М. Ligrani, Ю.Ф. Гортышова, И.А. Попова, М.А. Готовского, Ю.И. Шанина, А.В. Воскобойника, С.З. Сапожникова, А.А. Цынаевой, Н.И. Михеева, А.В. Щелчкова, С.А. Бурцева, S.D. Hwang и многих других. Также уделено внимание практическому использованию результатов исследований в теплотехнологических и теплоэнергетических устройствах.

**Предмет исследования** - гидравлическое сопротивление и теплоотдача в каналах с поверхностными интенсификаторами в условиях вынужденной конвекции.

**Объект исследования** - способ интенсификации теплоотдачи за счет применения систем выемок в виде овально-траншейных, овально-дуговых выемок и выемок в форме бумеранга.

**Цель работы** - разработка рекомендаций для прогнозирования теплоотдачи и гидравлического сопротивления при вынужденной конвекции теплоносителя в

щелевых каналах с поверхностными вихревыми интенсификаторами на основе комплексного экспериментального и численного исследования.

**Задачи исследования:**

1. Провести критический анализ имеющихся на сегодняшний день научных публикаций, посвященных экспериментальному моделированию процесса интенсификации теплоотдачи с использованием овально-траншейных выемок в условиях вынужденной конвекции; сформировать базу данных величин коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления; обосновать выбор и характерные диапазоны влияния определяющих безразмерных геометрических симплексов и режимных параметров потока.

2. Выполнить экспериментальное исследование гидравлического сопротивления и теплоотдачи в условиях вынужденной конвекции в щелевых каналах с поверхностными вихрегенераторами для определения зависимости величин коэффициентов теплоотдачи и сопротивления от режимных параметров.

3. Выполнить экспериментальное исследование распределения локальных температур и визуализацию течения для обоснования механизмов интенсификации теплоотдачи.

4. Провести верификацию результатов численных исследований С.А.Исаева по поверхностным вихревым интенсификаторам на основе полученных экспериментальных данных.

5. Провести численное исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с поверхностными интенсификаторами нового типа.

6. Разработать рекомендации для прогнозирования уровня интенсификации теплоотдачи и повышения коэффициентов гидравлического сопротивления в условиях вынужденной конвекции в щелевых каналах на основе нейросетевого и регрессионного анализов процесса интенсификации теплообмена, с последующим обоснованием основных рациональных размеров рельефа.

**Научная новизна:**

1. Предложены и запатентованы новые формы поверхностных интенсификаторов в виде овально-траншейных, овально-дуговых выемок и выемок в форме бумеранга, а также рациональные размеры интенсификаторов для турбулентного режима течения;

2. Выполнено экспериментальное исследование картин течения, гидравлического сопротивления и теплоотдачи в условиях вынужденной конвекции в щелевых каналах с поверхностными вихрегенераторами в виде различных компоновок систем овально-траншейных и овально-дуговых выемок;

3. Впервые определены зависимости величин коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления от режимных и геометрических параметров для однорядных систем овально-траншейных выемок;

4. Проведена верификация результатов численных исследований С.А.Исаева по поверхностным вихревым интенсификаторам на основе полученных экспериментальных данных;

5. Проведено численное исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с поверхностным интенсификатором нового типа – в виде бумеранга;

6. Разработаны рекомендации для прогнозирования уровня интенсификации теплоотдачи и повышения коэффициентов гидравлического сопротивления в условиях вынужденной конвекции в щелевых каналах на основе нейросетевого и регрессионного анализов процесса интенсификации теплообмена.

**Полученные результаты имеют теоретическую значимость:**

1. Получены новые сведения о гидродинамике и теплоотдаче в каналах с системами выемок различных форм в условиях вынужденной конвекции.

2. Представлен новый подход к прогнозированию значений коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в зависимости от геометрических параметров поверхности с использованием искусственной нейронной сети.

3. Проведена верификация ранее выполненных численных исследований

С.А.Исаева по гидродинамике и теплообмену в каналах с различными типами вихрегенераторов.

**Практическая значимость полученных результатов заключается в следующем:**

Разработаны новые рекомендации по выбору рациональных геометрических параметров поверхностных интенсификаторов теплообмена, позволяющие производить расчет и проектирование систем охлаждения энергетического оборудования и теплообменных аппаратов.

Работа выполнена в рамках реализации проектов по соглашению с Министерством высшего образования и науки РФ № 14.Z50.31.0003, 075-03-2020-051/3, 075-03-2023-032, РФФИ №18-38-00356, 20-58-04002.

**Методология и методы исследования** - оценка влияния геометрических параметров поверхностных вихрегенераторов и режимных параметров рабочей жидкости на теплоотдачу в условиях вынужденной конвекции производилась путем проведения экспериментального исследования. Экспериментальное исследование производилось в условиях вынужденной конвекции, с аттестованными приборами измерения температуры, давления, расхода, напряжения и силы тока. Подвод тепла к рабочим поверхностям осуществлялся калориметрическим путем. Оценка неопределенности измерения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления осуществлялась по ГОСТ-34100-1-2017. Геометрические параметры исследуемых поверхностей определялись с использованием стереомикроскопа с цифровой камерой. Обработка экспериментальных данных и их обобщение производилось в программе Origin, построение нейронной сети производилось в программном комплексе Matlab, а численное моделирование – в пакете прикладных программ VP2/3.

**Положения, выносимые на защиту:**

1) Результаты исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления в щелевых каналах с различными типами поверхностных интенсификаторов в условиях вынужденной конвекции.

2) Выбор и обоснование основных рациональных размеров рельефа поверхностей каналов с различными типами поверхностных интенсификаторов.

3) Универсальные рекомендации по расчету значений коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления каналов с различными типами поверхностных интенсификаторов в условиях вынужденной конвекции, полученные на основе регрессионного и нейросетевого моделирования.

**Достоверность** представленных результатов исследования обеспечивается:

1) Применением сертифицированного и тарированного оборудования и средств измерения с соответствующим уровнем точности.

2) Оценкой неопределенности, что позволяет сравнивать полученные данные с данными других авторов.

3) Использованием современных программных комплексов и компьютерных технологий и техники для обработки и прогнозирования данных.

**Апробация результатов и публикации:**

По теме диссертационной работы опубликовано 32 работы, из них 5 статьи в рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК по специальности диссертации, 4 - в рецензируемых научных изданиях, индексируемых в международной базе данных SCOPUS, 1 - в международном рецензируемом научном журнале, 19 – в материалах докладов на международных и всероссийских конференциях, 3 патента РФ на изобретения. Отдельные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на X Международной теплофизической школе “Теплофизические исследования и измерения при контроле качества веществ, материалов и изделий” (Душамбе, 2016), X школе-семинаре под руководством акад. РАН В.Е. Алемасова «Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении» (Казань, 2016), школе-семинаре молодых ученых и специалистов под рук-вом акад. РАН А.И. Леонтьева (СПб, 2017), XXXIII, XXXVI, XXXVII и XL Сибирском теплофизическом семинаре (Новосибирск, 2017, 2020, 2021, 2024), II и III Международной конференции «Современные проблемы теплоэнергетики и теплофизики» (Москва, 2017, 2020), международной

конференции «Гидродинамика и тепломассообмен в закрученных потоках» (Новосибирск, 2017), Международной конференции «Информационно-сенсорные системы в теплофизических исследованиях» (Тамбов, 2018), XXV и XXVI Международной конференции «Туполевские чтения» (Казань, 2021, 2023), Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Новые технологии, материалы и оборудование российской авиакосмической отрасли» (Казань, 2018), VII и VIII Российских национальных конференциях по теплообмену (Москва, 2018, 2022), XII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов с международным участием «Будущее машиностроения России» (Москва, 2019), XVI Минском международном форуме по тепло- и массообмену (Минск, 2022).

**Диссертация соответствует паспорту специальности 2.4.6. «Теоретическая и прикладная теплотехника»** по пунктам паспорта: 4 – «Процессы переноса массы, импульса и энергии при свободной и вынужденной конвекции в широком диапазоне свойств теплоносителей и характеристик теплопередающих поверхностей, в одно- и многофазных системах и при фазовых превращениях»; 5 – «Научные основы и методы интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты».

**Личный вклад.** Постановка цели и задач исследования сформулированы автором совместно с руководителем. При анализе и обобщении данных по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче совместно использованы данные исследований автора и С.А. Исаева, заимствованные из открытой научной литературы с соответствующими ссылками. Автором лично проведен критический анализ описанных в литературе экспериментальных исследований процессов интенсификации теплоотдачи; получены рекомендации и обобщающие зависимости для расчета величин коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления; разработан алгоритм и программа на основе применения искусственных нейронных сетей; предложены рациональные параметры поверхностей с различными типами вихрегенераторов. Поверхности с вихрегенераторами изготовлены автором. При содействии С.А. Исаева про-

ведено обучение технике использования вычислительных технологий и постановка численных исследований. Численные исследования и их анализ проведен автором самостоятельно.

Автор выражает благодарность научному руководителю, д.т.н., профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения КНИТУ-КАИ, руководителю лаборатории моделирования физико-технических процессов Попову Игорю Александровичу за руководство и поддержку, ведущему ученому лаборатории моделирования физико-технических процессов, д.ф.-м.н. Исаеву Сергею Александровичу за поддержку и обучение технике вычислительных технологий, д.т.н., профессору Щелчкову Алексею Валентиновичу за совместную организацию экспериментальных исследований и всем, кто помогал в создании экспериментальной базы проведения исследований.

## ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВИХРЕГЕНЕРАТОРОВ В ВИДЕ ТРЕХМЕРНЫХ ВЫЕМОК РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ

В данной главе рассмотрены результаты исследований интенсификации теплоотдачи с использованием трехмерных вихревых поверхностных интенсификаторов теплоотдачи различной формы. Показаны достигнутые уровни повышения коэффициентов теплоотдачи. Дан анализ достоинств и недостатков различных форм интенсификаторов. Представлены примеры использования интенсификаторов в различных теплоэнергетических и теплотехнических устройствах. На основе проведенного анализа сформулирована цель и основные задачи исследования.

### 1.1 Исследования гидродинамики и теплоотдачи на поверхностях с трехмерными выемками различной формы

Начало использования трехмерных выемок различной формы для повышения эффективности охлаждения или нагрева относится еще к 19 веку [1]. Однако рост интереса к ним возник в 1990-х годах. Это связано с работами [2-6] по исследованиям сферических выемок. За прошедший период накоплен большой массив экспериментальных данных и результатов численных исследований по изучению структуры течения, гидравлического сопротивления и теплоотдачи в каналах с выемками. Основные результаты исследования сферических выемок описаны в работах [1, 6, 8, 9].

Интенсификация теплоотдачи в каналах со сферическими выемками связана с отрывом потока и возникновением вихревых структур [2, 7, 10-13] (рис.1.1 и 1.2). В зоне присоединения потока увеличение локальных коэффициентов теплоотдачи может достигать 3,5-7 раз за счет повышения давления и обновления пограничного слоя [2, 14]. За выемкой коэффициенты теплоотдачи достаточно быстро снижаются до уровня гладкого канала по мере течения теплоносителя [15,



16] (рис.1.3,б). Высокий уровень теплоотдачи поддерживается на удалении 2-5 диаметров от задней по потоку кромки выемки за счет обновления пограничного слоя и повышенной турбулентности потока. Однако в самой выемке возникает зона рециркуляции – вихревая зона, за счет отрыва потока от передней кромки выемки. В этой зоне пониженное давление и скорость рециркуляции составляет около 0,25-0,35 от скорости основного потока. Вследствие этого, коэффициенты теплоотдачи в выемке достаточно низкие и составляют около 0,35 от уровня гладкого канала (рис.1.3,а и 1.4). Но, вследствие, того, что уровень повышения коэффициент теплоотдачи на задней кромке высок, то средний коэффициент теплоотдачи при плотном расположении сферических выемок повышается в среднем 1,5-2,5 раза.



Рисунок 1.1 – Структура отрывного обтекания сферической выемки и механизмы, ответственные за улучшение теплоотдачи [17]

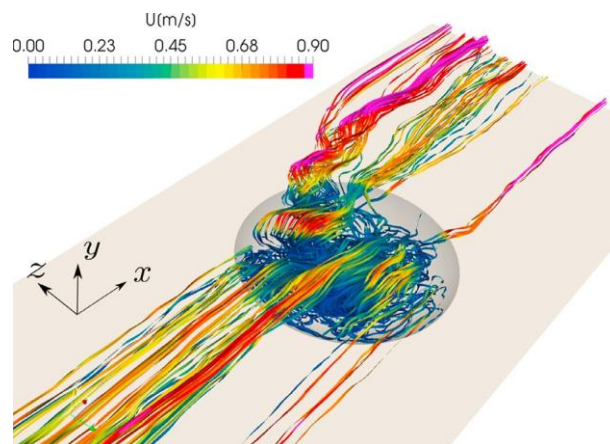


Рисунок 1.2 - Линии тока в окрестности одиночной сферической выемки [18]

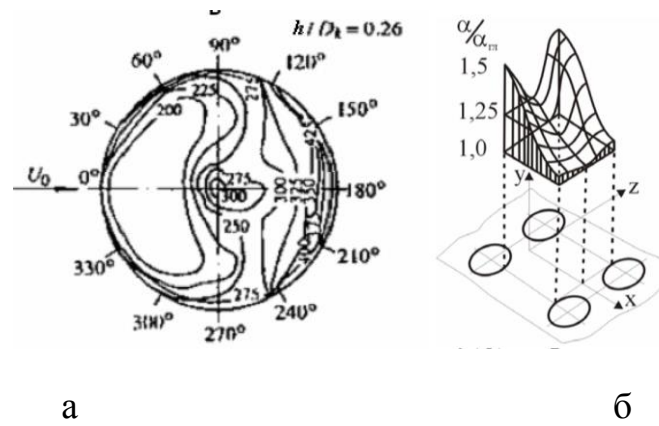


Рисунок 1.3 - Изолинии постоянных коэффициентов теплоотдачи [19] (а) и распределение местных относительных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{сф}/\alpha_{zл}$  в окрестности полусферической выемки [15] (б)

Исследования структуры потока в выемке показал, что существует несколько режимов обтекания выемок [20]. При малых скоростях и небольших относительных глубинах выемок возможно безотрывное обтекание выемок, которое с практической точки зрения не интересно для рассмотрения. При ламинарном обтекании выемок в них возникает зона рециркуляции, подобная обтеканию выступа. С ростом скорости и переходом к турбулентному течению в зоне рециркуляции рождается вихревая торнадо-образная структура, при этом эпицентр структуры переключается (рис.1.5). Именно этому эффекту причисляли часто интенсификацию теплоотдачи. Однако со временем было установлено, что на поддержание вихревой структуры и переключающегося режима затрачивается значительное количество энергии потока, что приводит к росту сопротивления.

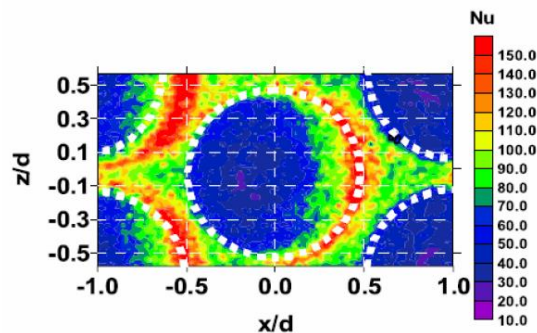


Рисунок 1.4 - Распределение локальных коэффициентов теплоотдачи в выемке и в следе за ней [14]

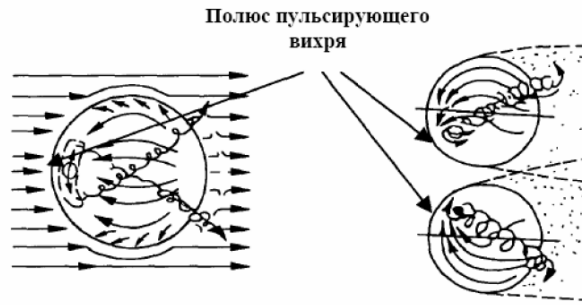


Рисунок 1.5 - Угловые флуктуации вихря внутри глубокой выемки ( $h/D = 0,5$ ) при высоких значениях числа Рейнольдса [11]

Интерес к сферическим выемкам как к эффективным интенсификаторам теплообмена был вызван с тем, что при исследовании поперечно обтекаемых пучков труб с выемками на поверхности и при нанесении выемок на криволинейные поверхности в местах отрыва потока, было установлено сохранение или даже снижение сопротивления, за счет предотвращения отрыва потока. Однако в последствие, для прямых поверхностей и каналов данный факт не всегда подтверждался. Обычно сопротивление росло быстрее, чем интенсификация теплоотдачи. Более быстрый или сопоставимый рост теплоотдачи по сравнению с сопротивлением подтвердился в каналах только для выемок очень малой относительной глубины, для которых интенсификация теплообмена была минимальной и составляла около 10%.

В табл.1.1 приведен краткий обзор источников по исследованию потерь давления и теплоотдачи в каналах со сферическими выемками. Показано, что в среднем интенсификация теплоотдачи ( $Nu/Nu_0$ ) составляет 1,2-3,5 раз в зависимости от режима течения и геометрических параметров выемок и канала. При этом увеличение сопротивления каналов ( $\xi/\xi_0$ ) составляло 1,25-3 раз. Это обеспечивало достаточно высокую теплогидравлическую эффективность  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  подобных каналов.

Учитывая, что нанесение выемок производится либо штамповкой, либо механическим выдавливанием, то на противоположной стороне пластин или труб с выемками возникали системы выступов. В каналах со сферическими выступами в

среднем интенсификация теплоотдачи ( $Nu/Nu_0$ ) составляет 2,0-3,5 раза в зависимости от режима течения и геометрических параметров выступов, но увеличение сопротивления каналов ( $\xi/\xi_0$ ) при рациональных параметрах выступов сопоставимо с интенсификацией теплоотдачи и теплогидравлическая эффективность ( $Nu/Nu_0$ )/( $\xi/\xi_0$ ) обычно около 1,0. Исследованию гидродинамики и теплообмена в них также посвящено достаточное количество работ, часть которых приведена также в табли.1.1.

Но кроме течения в каналах постоянного сечения с выемками, интерес вызывают конфузорные и диффузорные каналы, поперечно обтекаемые пучки труб, криволинейные каналы, кольцевые зазоры и т.д. Со временем интерес стали представлять не только геометрия поверхностей, на которые наносятся выемки, но и формы самих выемок – стали появляться исследования каплевидных, овальных, траншейных, волнистых выемок и т.д. Некоторые результаты исследований вышеописанных геометрий также приведены в табл.1.1. Анализ показывает, что в среднем интенсификация теплоотдачи ( $Nu/Nu_0$ ) в каналах сложной формы составляет 1,5-3 раз в зависимости от режима течения и геометрических параметров выемок и канала. При этом увеличение сопротивления каналов ( $\xi/\xi_0$ ) составляло 1,5-2,28 раз.

Установлено, что исключение переключающегося режима и создание моновихревой структуры в выемке позволяет снизить уровень гидравлического сопротивления при росте уровня теплогидравлической эффективности.

Сегодня основное направление исследований - поиск рациональных форм интенсификаторов. Работы по поиску формы, обеспечивающей сопоставимый, а желательно опережающий прирост теплоотдачи по сравнению с гидравлическим сопротивлением, вызывают огромный интерес у производителей и потребителей теплообменного оборудования и ставят данный вопрос перед исследователями. Здесь необходим комплексный выбор формы выемок, шага между выемками и взаимного расположения к потоку, обеспечивающие максимальную интенсификацию теплоотдачи при умеренном росте гидравлического сопротивления.

Таблица 1.1 - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

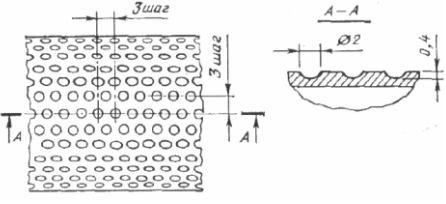
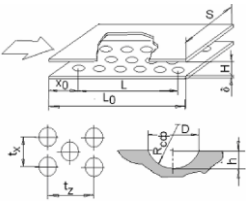
Автор	Тип исследования	Тип выемок / расположение	Результат
1	2	3	4
А.А.Александров и др. [21]	Экспериментальное	Сферические выемки на внешней стороне трубы при продольном обтекании 	Повышение сопротивления на 25-40%. Интенсификация до 2,25 раз.
Почуева В.П. [22]	Экспериментальное	Сферические выемки на поверхности	Повышение сопротивления на 25-40%. Интенсификация теплоотдачи до 2,9 раз.
Туркин А.В. и др. [23]	Экспериментальное	Щелевой канал со сферическими выемками на поверхности	Повышение сопротивления в 1,5 раза. Интенсификация теплоотдачи 1,35-1,75 раз.
Сударев А. и др. [129]	Экспериментальное	Узкий канал со сферическими выемками на поверхности	Повышение сопротивления в 1,25 раза
Нагога Г.П. и др. [24, 25]	Экспериментальное	Щелевой канал со сферическими выемками 	Повышение сопротивления в 1,8-3 раза в зависимости от геометрии выемок. Интенсификация теплоотдачи в 1,2-2,7 раза.
Ануров Ю.М. [26]	Экспериментальное	Щелевой канал со сферическими выемками	Повышение сопротивления в 1,5-6 раза в зависимости от геометрии выемок, Интенсификация теплоотдачи составляет 1,5-2,3 раза

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

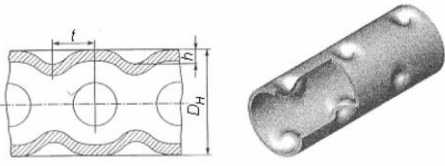
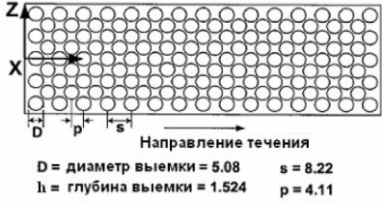
1	2	3	4
Муныбин К.Л. [27]	Экспериментальное	<p>Сферические выемки на внешней стороне трубы в зазоре, и выступы внутри трубы.</p> 	<p>Максимальный рост сопротивления в кольцевом зазоре до 1,6 раза, в трубе почти до 7,5 раз. Рост теплоотдачи в кольцевом зазоре в 2–3 раза, а внутри трубы - примерно в 1,30–1.75 раза.</p>
Бурджесс Н.К. и Лиграни Ф.М. [28]	Экспериментальное	<p>Канал со сферическими выемками</p>  <p>D = диаметр выемки = 5.08    s = 8.22 h = глубина выемки = 1.524    p = 4.11</p>	<p>Рост фактора трения в интенсифицированном канале по сравнению с гладким до 2,7-3 раза.</p> <p>Увеличение теплоотдачи в 1,35-2,2 раза.</p>
Мун Х.-К. и др. [29]	Экспериментальное	<p>Канал с шахматным расположением сферических выемок на одной стороне прямоугольного канала</p>	<p>Увеличение сопротивления по сравнению с гладким каналом в 1,6...2,0 раз. Интенсификация среднего теплообмена составила около 2,1</p>
Беленький М.Я., Готовский М.А. и др [30,31]	Экспериментальное	<p>Кольцевой зазор, внутренняя труба которого имела поверхность со сферическими выемками, а также поперечное обтекание пучка коридорных и шахматных труб с выемками</p>	<p>Для кольцевого зазора наблюдается рост потерь давления в 1,4-2 раза. При поперечном обтекании шахматного и коридорного пучков труб зафиксировано снижение гидравлического сопротивления в пучках труб с выемками по сравнению с гладкими для коридорного пучка на 25% и для шахматного пучка на 35%.</p>

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

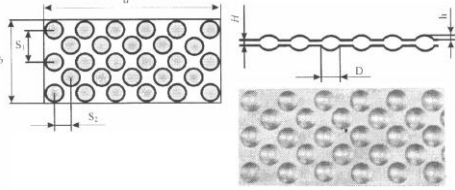
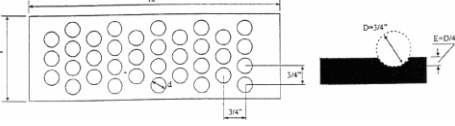
1	2	3	4
			<p>Максимальный рост теплоотдачи па поверхности с выемками по сравнению с гладкой составил ~2,4 раза. Интенсификация теплоотдачи в канале составляет порядка 40–45 %.</p>
<p>Халатов А.А. и др [32]</p>	<p>Экспериментальное</p>	<p>Щелевой канал с двухсторонним нанесением сферических выемок</p> 	<p><math>\xi/\xi_0</math> достигает величины 2,25. Рост теплоотдачи в 2,07-3,7 раз.</p>
<p>Гриффит Т.С. и др. [33]</p>	<p>Экспериментальное</p>	<p>Канал прямоугольного сечения со сферическими выемками</p>	<p><math>Nu/Nu_0</math> около 2,0</p>
<p>Афанасьев В. и др. [34,35]</p>	<p>Экспериментальное</p>	<p>Прямоугольный канал с многорядной системой мелких выемок</p>	<p>Исследования показали <math>Nu/Nu_0</math> от 1,35 до 1,40 при незначительном увеличении потерь давления по сравнению с гладким каналом.</p>
<p>Чуи К.М.К., Х.Динг Й.Ю, и др. [36]</p>	<p>Экспериментальное</p>	<p>Плоский канал с односторонним и двухсторонним нанесения сферических выемок</p> 	<p>При одностороннем рельефе гидросопротивление увеличивается в 1,3-2 раза по сравнению с гладким каналом. При двухстороннем нанесении выемок гидросопротивление увеличивается в 1,75-3,2 раза.</p>
<p>Шанин Ю.И. и Шанин О.И. [37,38]</p>	<p>Экспериментальное</p>	<p>Канал с одно- и двухсторонним нанесением сферическим выемок</p>	<p>Увеличение сопротивления в 1,1-1,3 раза. Максимальная интенсификация теплоотдачи составляет при двухстороннем нанесении выемок – 1,58 раз, при одностороннем – 1,29.</p>

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

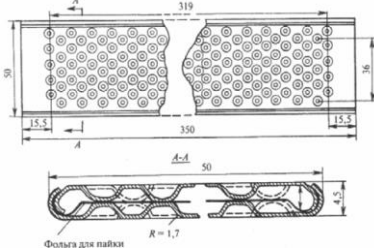
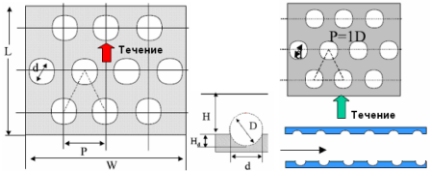
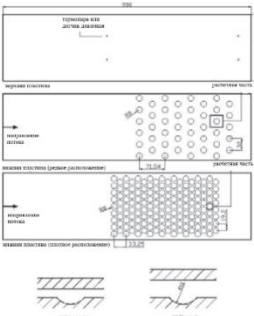

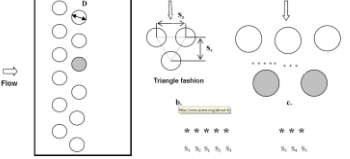
1	2	3	4
Баев С.Ф. [39]	Экспериментальное	<p>Плоские трубы со сферическими выемками на внешней стороне, и выступами внутри труб</p> 	Теплоотдача в 2–3 раза превосходит теплоотдачу гладких круглых труб
Хванга С.Д. и Чо Х.Х. [14]	Экспериментальное	<p>Плоский канал со сферическими выемками</p> 	Интенсификация средней теплоотдачи в канале с выемками составляет 2.2 раза по сравнению с гладким каналом.
Shin S. и др. [40]	Экспериментальное	<p>Выемка в канале сферической формы с разной высотой канала</p> 	Тепловая эффективность для всех каналов более 1, увеличивается с уменьшением высоты канала и плотности расположения выемок, достигая значения 3.
Suresh S. и др. [41]	Экспериментальное	<p>Олуненная трубка со спиральным расположением выемок:</p> 	Теплогидравлическая эффективность повысилась до 1,04 для чистой воды и до 1,09-1,11 при использовании наножидкости
Khalatov A.A. и др. [42]	Экспериментальное	<p>Обтекание сферических и цилиндрических выемок: -</p> 	Выявлен более ранний ламинарно-турбулентный режим при использовании рядов цилиндрических выемок



Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

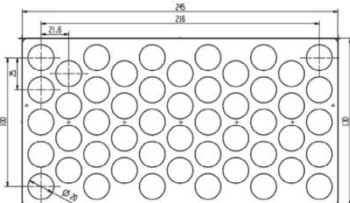
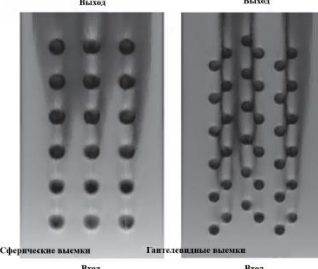
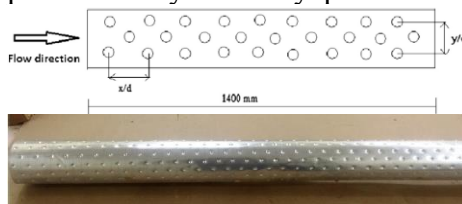
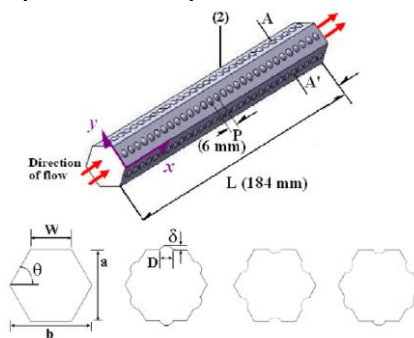
1	2	3	4
Rao et al. [43]	Экспериментальное/ Численное	Канал с поверхностью со сферическими выемками 	Повышение теплогидравлической эффективности по мощности до 1,52 раз при росте тепловой эффективности в 1,5 раз.
Tsynaeva and Nikitin [44]	Численное	Канал с двумя типами размещения сферических выемок 	За счет расположения выемок относительно друг друга возможно снижение сопротивления канала с ними.
Kumar P. и др. [45]	Экспериментальное	Труба с выемками на внешней стороне и выступами внутри. 	Интенсификация теплоотдачи в 3,43 раза, а повышение теплогидравлической эффективности в 2,31 раза
Chang S.W. и др. [46]	Экспериментальное	Шестигранная труба со сферическими выемками или выступами на внутренней поверхности 	Интенсификация теплоотдачи в 1,7-2,2 раза, а повышение потерь давления в 2,5-3,6 раз при турбулентном течении.

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

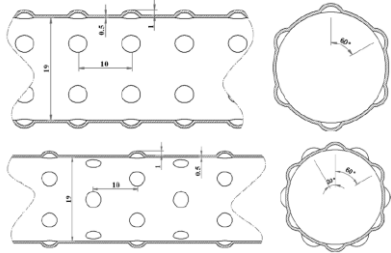

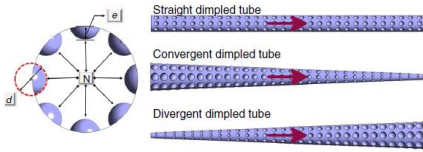
1	2	3	4
Wang Y. и др. [47]	Экспериментальное	<p>Труба со сферическими выемками внутри трубы в шахматном и коридорном порядке</p> 	<p>Интенсификация теплоотдачи на 18,6-22,7%, в то время как коэффициент трения труб увеличился на 18,6-25,9% при коридорном расположении и на 14,3-29,8% при расположении в шахматном порядке. <math>(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}</math> максимально повысился на 19%.</p>
Аууб Z.Н. и др. [48]	Экспериментальное	<p>Трубка с выемками снаружи и выступами внутри и твердой пластиковой стержневой вставкой для создания кольцевого канала</p> 	<p>Интенсификация теплоотдачи в зазоре в 2,5 раза при однофазном течении.</p>
Каоод А. и др. [49]	Численное	<p>Сферические выемки на внешней поверхности конических труб</p> 	<p>Скорость генерации энтропии для труб с выемками ниже, чем для соответствующих гладких труб, особенно для сходящихся труб с выемками. Средние значения относительной скорости генерации энтропии для сужающихся трубок составляет от 50,54% до 3,61% в зависимости от скорости потока.</p>

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

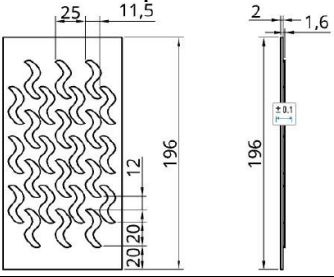
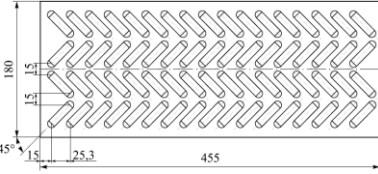
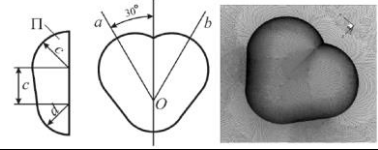
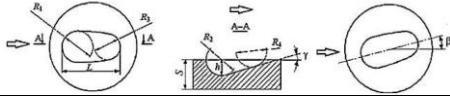
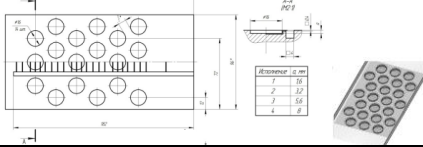
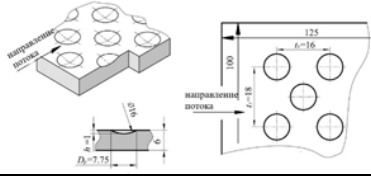
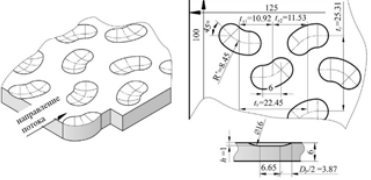
1	2	3	4
А.А.Цынаева и др. [50, 51]	Численное	Система волнообразных выемок 	Теплогидравлическая эффективность возрастает до 1,17 раз по сравнению с гладкой стенкой в диапазоне $3000 \leq Re \leq 10000$ .
Михеев Н.И. и др. [52]	Экспериментальное	Система овально-траншейных выемок 	Прирост сопротивления в турбулентном режиме равен $\xi/\xi_0 = 1,5 - 3,2$ . Получена 1,5-кратная интенсификация теплоотдачи
Щукин А.В. [53]	Экспериментальное / численное	Система двуполостных диффузорных выемок 	Интенсификация теплоотдачи при использовании двуполостных диффузорных выемок - в 3 раза.
Щукин А.В. [54, 55]	Экспериментальное / численное	Система однополостных диффузорных выемок 	Интенсификация теплоотдачи 1,5 раза
Попов И.А. и др. [56-58]	Экспериментальное / численное	Система конических выемок 	Повышение теплосъема составляет до 36% при соизмеримом росте гидросопротивления.
Бурцев С.А. и др. [59]	Экспериментальное / численное	Система сферических выемок с острыми кромками 	Интенсификация теплообмена в 1,17-1,25 раз, повышение сопротивления в 1,1 раза
Бурцев С.А. и др. [59]	Экспериментальное / численное	Система овально-дуговых выемок 	Интенсификация теплообмена в 1,2-1,22 раз, повышение сопротивления в 1,25 раза

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

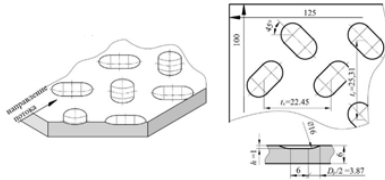
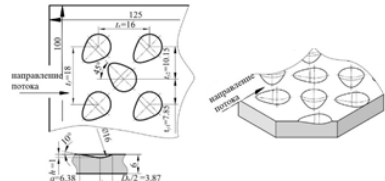
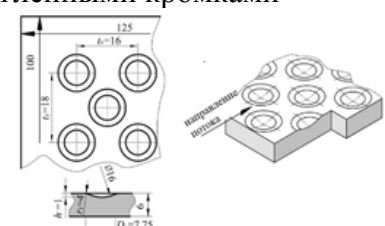
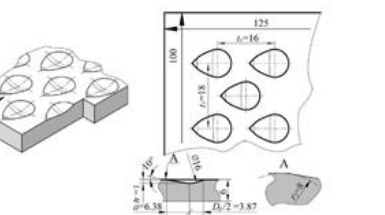
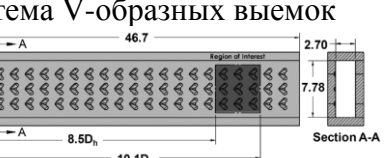
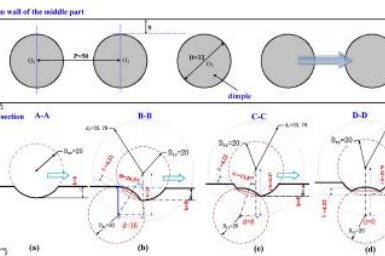
1	2	3	4
Бурцев С.А. и др. [59]	Экспериментальное / численное	<p>Система овальных выемок</p> 	Интенсификация теплообмена в 1,18-1,25 раз, повышение сопротивления в 1,5-1,65 раза
Бурцев С.А. и др. [59]	Экспериментальное / численное	<p>Система каплевидных выемок выемок под углом к потоку</p> 	Интенсификация теплообмена в 1,15-1,3 раз, повышение сопротивления в 1,45-1,65 раза
Бурцев С.А. и др. [59]	Экспериментальное / численное	<p>Система сферических выемок со скругленными краями</p> 	Интенсификация теплообмена в 1,15-1,25 раз, повышение сопротивления в 1,05 раза
Бурцев С.А. и др. [59]	Экспериментальное / численное	<p>Система каплевидных выемок по потоку</p> 	Интенсификация теплообмена в 1,19-1,25 раз, повышение сопротивления в 1,55 раза
Jordan N. и др. [60]	Численное	<p>Система V-образных выемок</p> 	Интенсификация теплообмена в 1,9-2,75 раз, повышение сопротивления в 1,6-2,8 раза
Хие G. и др. [61]	Численное	<p>Квадранный канал с выемками с внутренними выступами различной геометрии</p> 	Наличие выступов в сферической выемке повышает теплоотдачу на 5-10% и снижает потери давления. Выступ за передней кромкой максимально повышает теплогидравлическую эффективность канала.

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

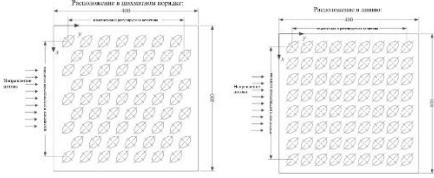
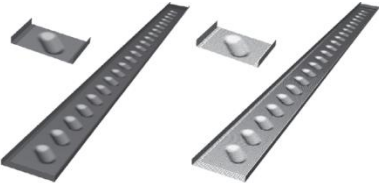
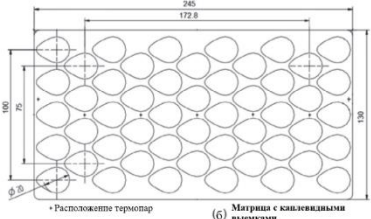
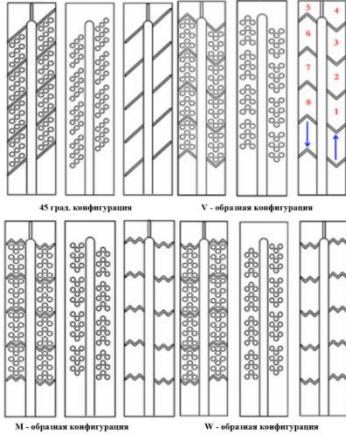
1	2	3	4
Katkhaw et al. [62]	Экспериментальное	<p>эллипсоидные выемки на плоской поверхности с расположением в коридорном или шахматном порядке</p> 	Интенсификация теплоотдачи 15,8-21,7%
Исаев С.А. и др.. [63]	Численное	<p>Щелевой канал с однорядными овальными выемками:</p> 	Повышение теплогидравлической эффективности до 1,01-1,53 раз, при повышении тепловой эффективности до 1,91 раз.
Rao et al. [64]	Экспериментальное/ Численное	<p>Канал с поверхностью с каплевидными выемками</p> 	Повышение теплогидравлической эффективности по мощности до 1,4 раз при росте тепловой эффективности в 1,75 раз.
Singh et al. [65]	Экспериментальное	<p>Комбинированное применение турбулизаторов и сферических выемок в двухпроходном квадратном канале:</p> 	Повышение теплогидравлической эффективности в 1,1-2,2 раза для V-ребер и выемок между ними

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

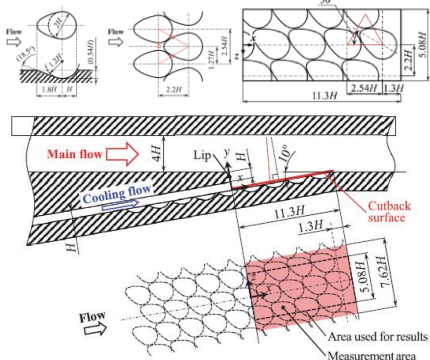
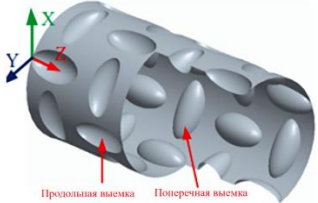
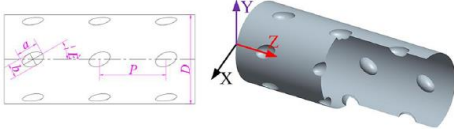
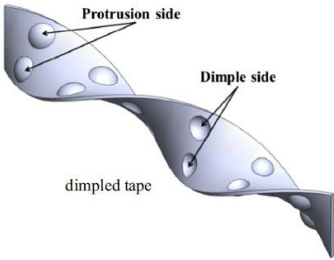
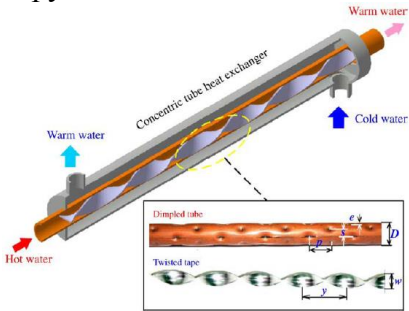
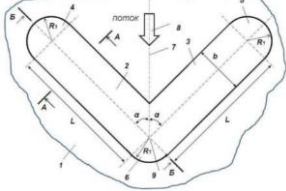
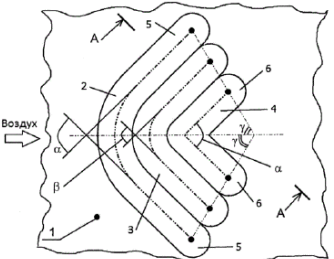
1	2	3	4
Murata et al. [66]	Экспериментальное	<p>Щелевой канал системы охлаждения лопатки с каплевидными выемками с тремя углами поворота <math>30^\circ</math>, <math>45^\circ</math>, <math>60^\circ</math> к потоку, с шахматным и линейным расположением на поверхности</p> 	Интенсификация теплоотдачи в канале повысилась от 1,5 до 5 раз.
Xie et al. [67]	Численное	<p>Труба с поперечными и продольными выемками, течение в трубе:</p> 	Тепловая эффективность повысилась до 1,58.
Liang Z. и др. [68]	Численное	<p>Труба с овальными выемками на внешней поверхности трубы.</p> 	Оптимальный выбор параметров выемок увеличивает теплоотдачу в трубе до 130,9% и увеличивает потерю давления до 103,2%.
Zheng L. и др. [69]	Численное	<p>Сферические выемки и выступы на вставке в трубы в виде скрученной ленты</p> 	Со стороны выемки, так и со стороны выступа значительно улучшается теплоотдача, но со стороны выемки она лучше по сравнению с выступами. Использование выемок приводит к увеличению коэффициента конвективной теплопередачи на 25,53% по сравнению с гладкой лентой.

Таблица 1.1 (продолжение) - Анализ результатов исследований интенсификации теплоотдачи в каналах с различными типами трехмерных выемок

1	2	3	4
Thianprong С. и др. [70]	Экспериментальное	<p>Труба с выемками наружи трубы и выступами внутри с вставкой в виде скрученной ленты</p> 	Увеличение сопротивления в трубе в 2,5-3,7 раз при росте сопротивления в 5,5-5,7 раз.
Гувернюк С.В. и др. [165]	Экспериментальное	<p>V-образная выемка для плоских и цилиндрических поверхностей</p> 	Увеличение эффективности теплообменной поверхности
Горелов Ю.Г. и др. [166]	Численное	<p>Λ-образная система выемка-уступ-выемка</p> 	Увеличение теплоотдачи от теплообменной поверхности, повышение эффективности охлаждения теплонапряженных элементов

## 1.2 Генезис трехмерных хорошообтекаемых форм поверхностных интенсификаторов теплообмена в виде выемок

На сегодняшний день теплообмен и гидродинамика обтекания поверхностных интенсификаторов хорошо изучены для сферических выемок. Интерес к ним был связан с возможностью сопоставимого роста гидравлического сопротивления и теплоотдачи при обтекании поверхностей с различными системами их нанесения. Однако последующие исследования показали, что данный эффект надежно проявляется только на криволинейных поверхностях или в каналах с градиентами давления, когда сферические выемки наносятся в зоне отрыва потока. Возникающие

в выемки зоны пониженного давления «засасывают» поток в выемку и не позволяют развиваться отрыву потока. Для случая нанесения выемок на прямолинейной поверхности каналов или на свободных поверхностях все таки в основном наблюдается опережающий рост сопротивления  $\xi/\xi_0$  по сравнению с повышением теплоотдачи  $Nu/Nu_0$ . Исключение составляют наиболее «мелкие» выемки, к которым относятся сферические выемки с относительной глубиной не более  $h/d = 0,1$ . Здесь теплогидравлическая эффективность часто составляет  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0) = 1,0-1,1$ , однако тепловая эффективность достаточно мала и не превышает  $Nu/Nu_0 = 1,1$ . Опережающий рост сопротивления  $\xi/\xi_0$  по сравнению с теплообменом связан с целым комплексом факторов, основные из которых это значительная диссипация энергии на перестроение потока с формированием вихревой структуры застойной зоны в выемке и поддержание переключающегося режима вихревой структуры в выемке (переключение эпицентров вихревой структуры в выемке) и значительно меньшими коэффициентами теплоотдачи в самой выемке, особенно при увеличении относительной глубины выемки  $h/d$  и увеличения площади поверхности выемки с пониженными коэффициентами теплоотдачи, из-за того, что скорость в вихревой структуре в выемке не превышает 0,2-0,3 от скорости основного потока в канале  $w_\infty$ .

Для решения проблемы многими исследователями были предложены технические решения, которые изменили структуру потока в выемке. Здесь основное направление – сохранение механизмов интенсификации теплоотдачи за счет выемок при увеличении коэффициентов теплоотдачи в самой выемке и снижении гидравлического сопротивления.

На первом этапе для снижения гидравлического сопротивления поверхностей с выемками предложены решения, позволяющие исключить диссипацию энергии на поддержание переключающегося режима обтекания выемок. Для этого предлагались ассиметричные выемки – в виде ассиметричных сфероидальных выемок, стабилизаторов течения в них в виде стержней и перегородок, овальных и каплевидных выемок с наклоном к основному потоку, сердцеподобных, V-



образных выемок и т.д. При использовании подобных форм выемок в них формируются стабильные моновихревые структуры и находящиеся в одном положении в выемке, что снижает затраты энергии на перестроение вихревой структуры. Здесь наиболее изучены выемки овальной формы. Имеются как многочисленные экспериментальные, так и численные исследования, в которых показано, что использование подобных форм выемок сохраняет основные механизмы интенсификации теплообмена на поверхностях с ними и стабилизируют течения в них. Теплогидравлическая эффективность поверхностей и каналов с овальными выемками стала составлять  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  до 1,5-2, что значительно выше, чем при использовании сферических выемок и оптимум относительной глубины  $h/b$  ( $h/d$ ) по теплогидравлической эффективности сместился к значениям 0,25-0,33. Однако, в самой выемке коэффициенты теплоотдачи остаются достаточно низкими, так как скорость вторичного течения в выемке остается  $(0,3-0,4)w_\infty$ .

Следующим шагом исследований стал поиск способов повышения скорости вторичного течения в вихревой структуре в выемке. На основе численных исследований в диапазоне относительной длины овальных выемок  $l/b = 1,0-7,0$  было установлено, что удлинение протяженности вытянутых выемок приводит к росту скорости вторичного течения в выемки (рис.1.6). Максимальные значения скорости вторичного течения могут составлять до  $(0,8-0,9)w_\infty$  при относительном удлинении выемки до  $l/b = 7,0$ . Экспериментальное исследование структуры течения в овальных выемках и теплоотдачи в их окрестности исследованы в работах [52, 63]. Данные выемки с относительным удлинением  $l/b=3-7$  получили название овально-траншейных выемок [71-86]. Теплогидравлическая эффективность составляет  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0) = 1,47$  однако тепловая эффективность достаточно уже составляет  $Nu/Nu_0 = 1,95$ . В ходе комплекса численных исследований установлено, что рациональные значения геометрических параметров выемок составляют  $l/b = 5,78$  или  $l_d/b = 6,78$ ;  $\varphi=45^\circ$ ;  $h/b = 0,25-0,33$ ;  $r = 0,025 \times b$ . При нанесении систем овально-траншейных выемок шаг размещения выемок в продольный к потоку ряд составляет  $s/b = 2,0$ .

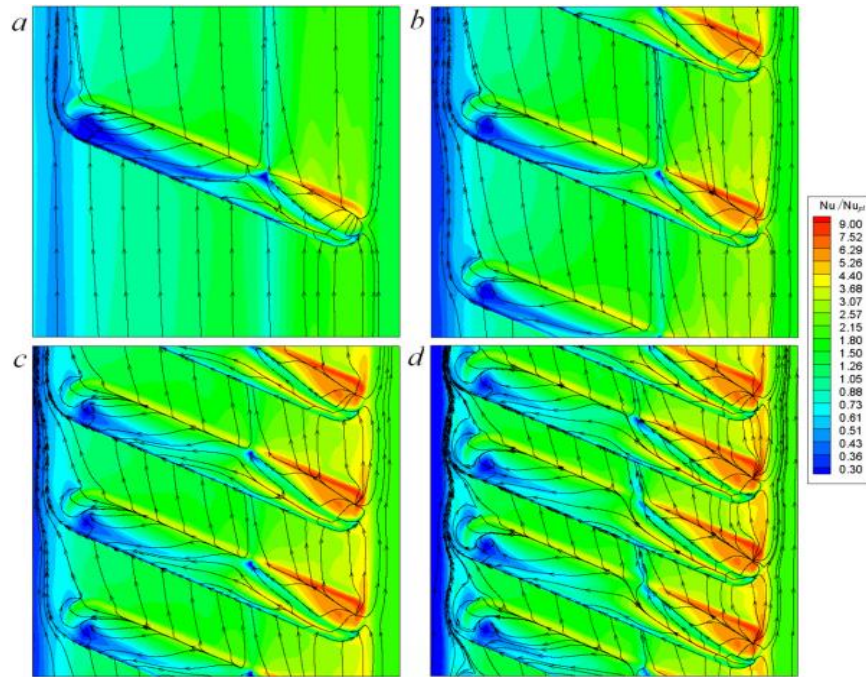


Рисунок 1.6 - Сравнение полей относительных чисел Нуссельта  $Nu/Nu_{pl}$  на стенке периодической секции канала с овально-траншейными выемками нанесенными картинками растекания при различных шагах между ними: а –  $H/b=8$ ; б – 4; с – 2.667; д – 2.

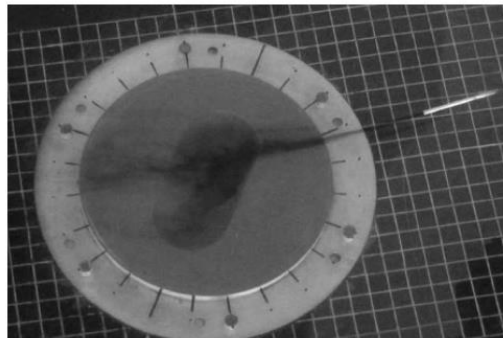


Рисунок 1.7 - Формирование веретенообразной моновихревой структуры в овально-траншейной выемке [89,90,93]

Результаты численных исследований гидродинамики и теплообмена в каналах с овально-траншейными выемками получили подтверждение в экспериментальных работах. Первые подтверждения были получены в работах [87-89]. Результаты по исследованию теплоотдачи и сопротивления в каналах с различными системами овально-траншейных выемок описаны в данной работе в разделе 3 и выносятся на защиту. Позднее исследования были проведены в работах [52, 91, 92], которые

подтвердили результаты численных исследований и результаты первых экспериментальных работ как для одиночной выемки (рис.1.7-1.9), так и для систем выемок (рис.1.10-1.14), выявив новые особенности, например, влияние размещения рядов выемок в каналах.

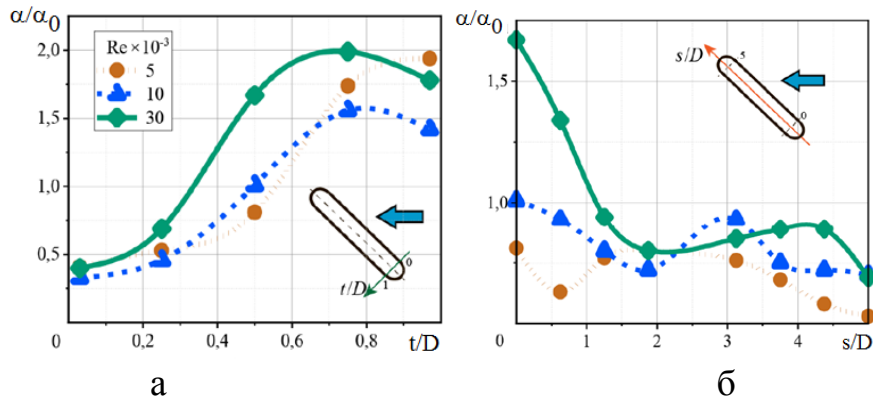


Рисунок 1.8 - Распределения локальных коэффициентов теплоотдачи в овально-траншейных выемках [94]

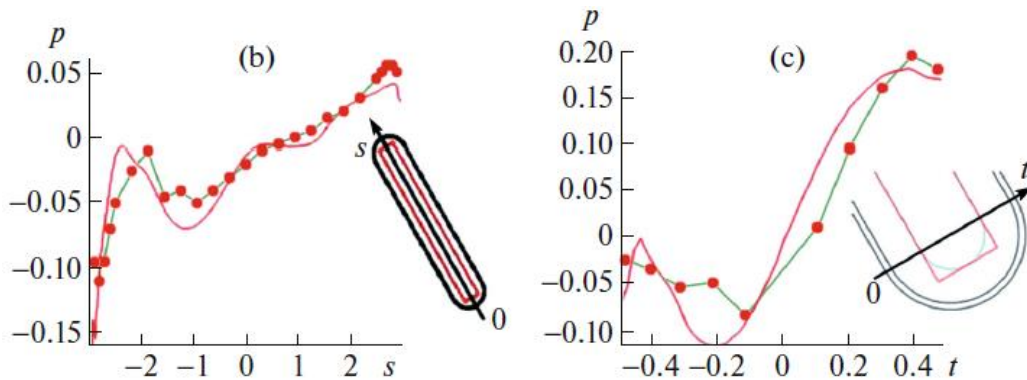


Рисунок 1.9 - Сравнение экспериментальных данных (точки) и результатов численных исследований (линия) по распределению давления в овально-траншейных выемках [95]

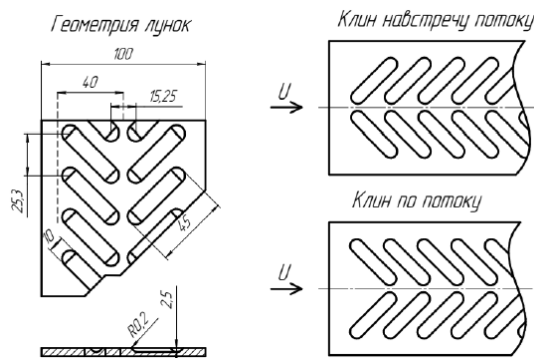


Рисунок 1.10 - Форма экспериментально исследованной теплообменной поверхности с системой овально-траншейных выемок [96]

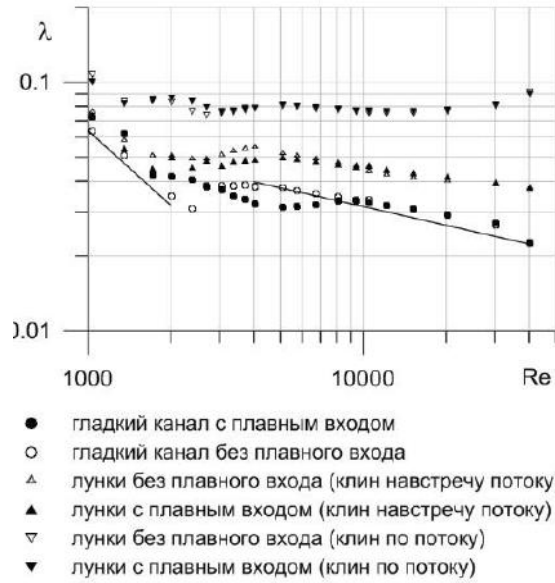


Рисунок 1.11 - Результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления [96]

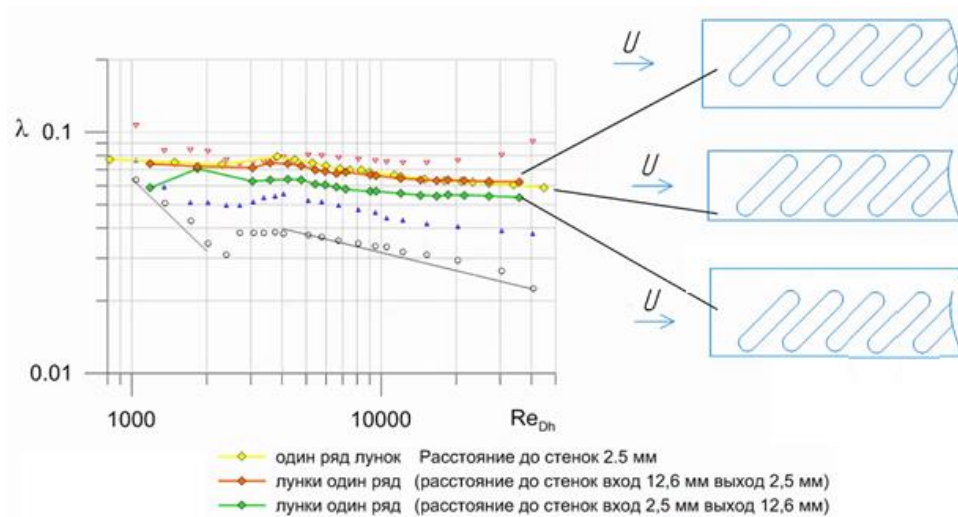


Рисунок 1.12 - Результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления [96]

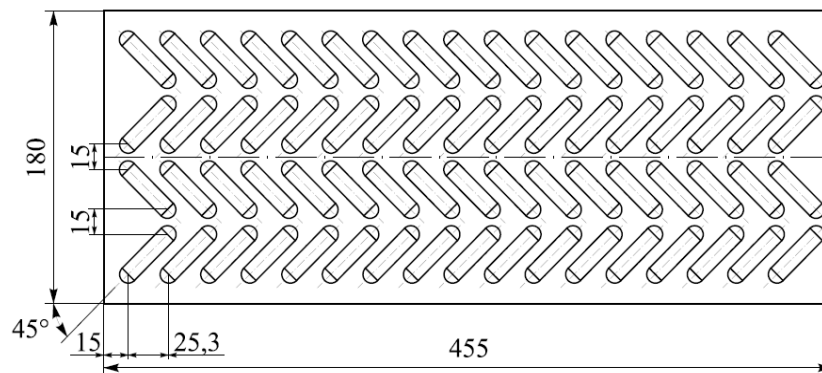


Рисунок 1.13 - Форма экспериментально исследованной теплообменной поверхности с системой овально-траншейных выемок [97]

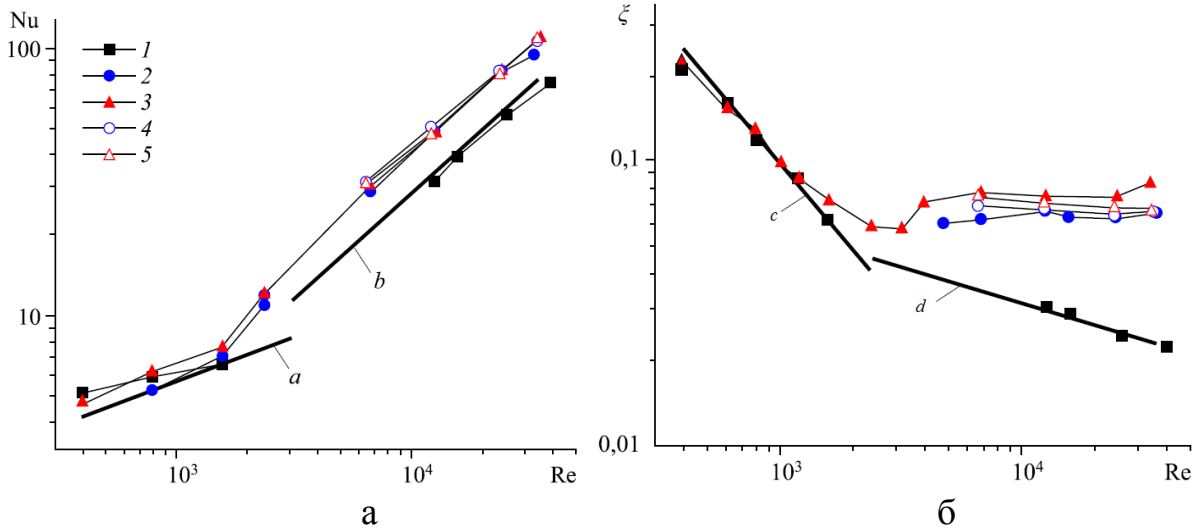


Рисунок 1.14 - Результаты экспериментального исследования теплоотдачи (а) и гидравлического сопротивления (б) в каналах с овально-траншейными выемками [97]:  $Nu_0 = 1,86Re^{1/3}Pr^{1/3}(d/L)^{1/3}$  (а),  $Nu_0 = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43}$  (б);  $\xi_0 = 64/Re$  (с),  $\xi_0 = 0,3164/Re^{0,25}$  (d). 1 — гладкая стенка; стенка с 4 рядами лунок: 2 — поток справа налево; 3 — поток слева направо, стенка с 2 рядами лунок: 4 — поток справа налево, 5 — поток слева направо.

Исследования структуры течения в овально-траншейных выемках показал, что скорость вторичного течения повышается не по всей длине овально-траншейной выемки - в области крайней по ходу течения кромки овально-траншейной выемки возникают области с пониженными скоростями, а значит с малыми локальными коэффициентами теплоотдачи. Уменьшение длины выемки невозможно, так как с уменьшением относительной длины уменьшаются и значения тепловой и теплогидравлической эффективности. Поэтому для сохранения высоких значений скоростей вторичного течения в выемках, но повышения тепловой и теплогидравлической эффективности была предложена геометрия в виде овально-дуговых выемок. Численные исследования овально-дуговых выемок проведены в работах [98, 99] (рис.1.15). Теплогидравлическая эффективность составляет  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0) = 1,47$ . Тепловая эффективность достаточно высока и уже составляет  $Nu/Nu_0 = 1,95$ . Экспериментальное исследование овально-дуговых выемок впервые было проведено в [63, 87, 88]. Согласно [100], рациональные значения геометрических параметров овально-дуговых выемок составляют при тур-

булентном течении  $l/b = 5,78$  или  $l_d/b = 6,78$ ;  $\varphi=45^\circ$ ;  $h/b = 0,25-0,33$ ;  $r = 0,025 \times b$ . Результаты исследований гидродинамики и теплообмена в каналах с различными системами овално-дуговых выемок проведено в данной работе, приведены в главе 4 и выносятся на защиту.

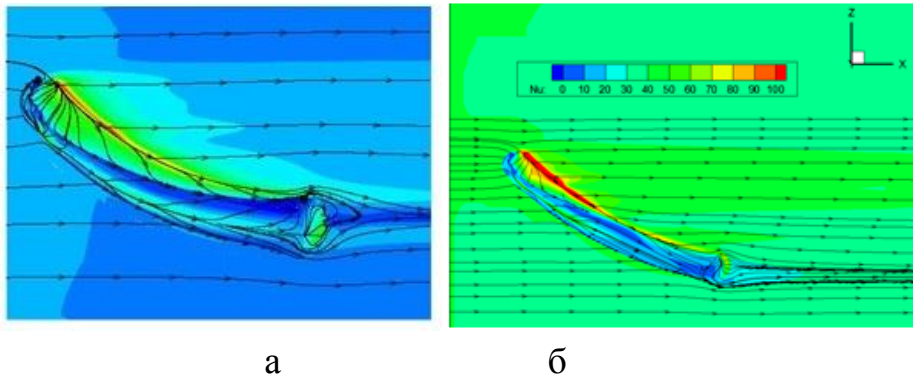


Рисунок 1.15 - Линии тока при обтекании овално-дуговой выемки (а) и поля локальных коэффициентов теплоотдачи поверхности с овално-дуговой выемкой (б).

Дальнейший анализ результатов исследований овално-дуговых выемок показал, что особое влияние может оказывать место перелома выемки по длине. Для этого предложена и исследована выемка в форме бумеранга (рис.1.16). Численные исследования подобной выемки проведены в данной работе и [101, 102], представлены в главе 5 и выносятся на защиту. Максимальная теплогидравлическая эффективность составляет  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0) = 1,47$ , однако максимальная тепловая эффективность сохраняется на уровне  $Nu/Nu_0 = 1,95$ .

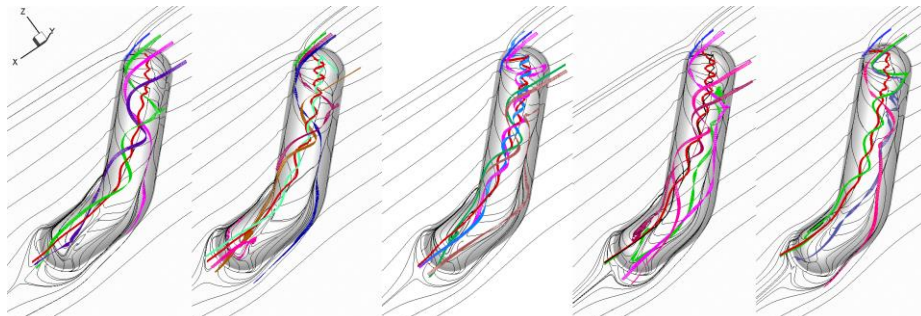


Рисунок 1.16 - Формирование вихревой структуры в выемке в форме бумеранг [102]

### 1.3 Применение интенсификаторов в виде выемок различной формы в практических приложениях

Вся вырабатываемая тепловая энергия до своего использования 2–3 раза проходит преобразование в различных теплообменных устройствах. Поэтому эффективность при производстве, передаче и использовании энергии напрямую зависит от эффективности теплоэнергетического и теплотехнологического оборудования, в том числе теплообменных аппаратов (ТА). Задача повышения эффективности и компактности ТА в основном решается использованием новых перспективных способов интенсификации теплообмена в ТА и применением новых схем ТА.

Наилучший метод повышения эффективности ТА - это метод, при котором большее количество тепла может передаваться при минимальной затраченной мощности на прокачку теплоносителей. Данный принцип выражается как  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0) \rightarrow \max$  или  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)^{1/3} \rightarrow \max$ . Кроме того, необходимо обеспечивать уменьшение веса и объема ТА. Использование поверхности с различными типами вихрегенераторов в виде трехмерных выемок различной формы обеспечивает высокие значения коэффициентов теплоотдачи при низких гидравлических потерях.

Обзоры практического использования выемок различной формы в ТА приведены в работах [1, 9, 20, 103]. В таблице 1.2 представлены результаты исследований и внедрений теплообменного оборудования с различными типами вихрегенераторов в виде выемок.

Таблица 1.2 - Результаты исследований и внедрений теплообменного оборудования с различными типами вихрегенераторов в виде выемок.

Автор	Тип исследования	Тип теплообменника	Тип выемок / расположение	Основной результат
1	2	3	4	5
Morcus [104]	Экспериментальное	Противоточный кожухотрубный регенератор теплоты отходящих газов дизельного двигателя	<p>dimensions in mm, <math>d_1/d_2 = 0.80</math>, <math>L = 1000</math>mm, <math>L/L = 0.20</math></p>	Повышение теплоотдачи на 80% и 35% при фиксированной мощности прокачки теплоносителя
Chen et al. [105]	Экспериментальное	Теплообменник типа труба-в-трубе		Повышение теплоотдачи в 1,15–1,84 раза при фиксированной мощности прокачки теплоносителя
Seo и др. [106]	Экспериментальное / Численное	Кожухопластинчатый охладитель в системе рециркуляции газов дизельного двигателя		Повышение тепловой эффективности ТА на 20-27%
Shah I.H., Detwal P. [107]	Численное	Кожухотрубчатый охладитель в системе рециркуляции газов дизельного двигателя		Повышение тепловой эффективности ТА на 66%



Таблица 1.2 (продолжение) - Результаты исследований и внедрений теплообменного оборудования с различными типами вихрегенераторов в виде выемок.

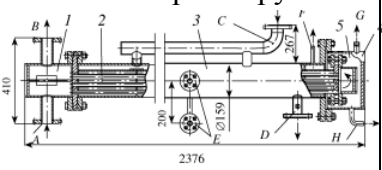
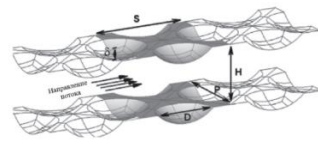
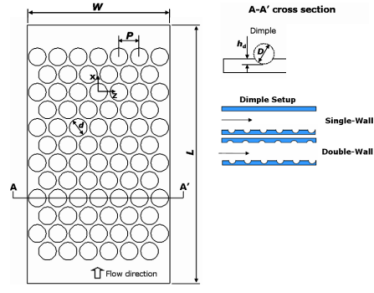
1	2	3	4	5
Witry and Najeri [108]	Аналитическое/ Экспериментальное	Кожухопластинчатый теплообменник	Шестиугольные выемки на пластине	Увеличение тепловой эффективности до 30%.
Balunov et al. [109]	Экспериментальное	Кожухотрубный водоподогреватель	Сферические выемки на внешней стороне труб 	теплопередача увеличилась на 60%, а сопротивление увеличилось в 2,1 раза.
Elyuan et al. [110]	Численное	Пластинчато-ребристый ТА, на ребрах которого нанесены в шахматном порядке выемки и выступы напротив друг друга	Сферические выемки на ребрах 	Повышение теплоотдачи в 1,9 раза при росте потерь давления в 3 раза.
Hwang et al. [111]	Экспериментальное	Пластинчатый теплообменник	Выемки и выступы с различным расположением в прямоугольном канале 	Повышение тепловой эффективности в 7 раз при $Re < 1000$ и выемках на противоположных стенках канала при малых числах Рейнольдса и $Re > 10000$ - до 3 раз.

Таблица 1.2 (продолжение) - Результаты исследований и внедрений теплообменного оборудования с различными типами вихрегенераторов в виде выемок.

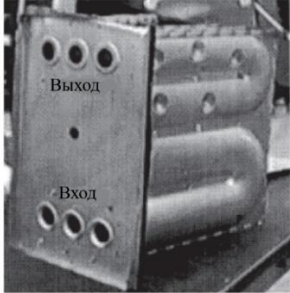

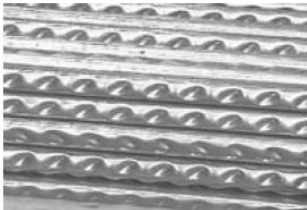
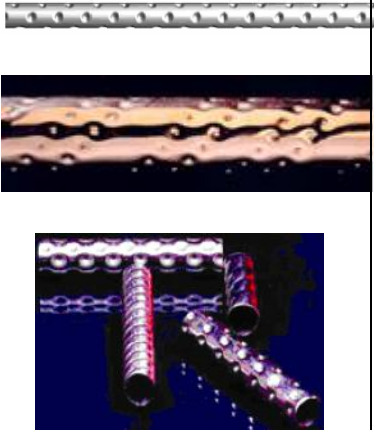
1	2	3	4	5
Fang et al. [112]	Экспериментальное	Теплообменника для бытовых газовых котлов	Разряженное расположение сферических выемок на внешней части теплообменника 	Увеличение тепловой эффективности на 1-1,5%
Компания Noval (Лихтенштейн) [1]	Производство	Газотрубные котлы Мах-3	Сферические выемки с внешней стороны дымогарных труб 	
Компания Omnimat (Германия) [1]	Производство	Газотрубные котлы Мах-3	Сферические выемки с внешней стороны дымогарных труб 	
Компания HRS (Испания) [1]	Производство	Кожухотрубные теплообменники	Сферические выемки с внешней сторон 	

Таблица 1.2 (продолжение) - Результаты исследований и внедрений теплообменного оборудования с различными типами вихрегенераторов в виде выемок.




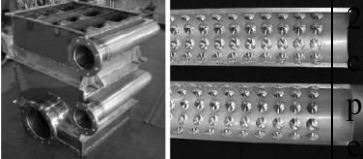
1	2	3	4	5
Компания Teralba Industries (Австралия) [1]	Производство	Теплообменники типа труба-в-трубе	Сферические выемки с внешней сторон 	Повышение эффективности перемешивания продукта
Компания JBT FoodTech (США) [1]	Производство	Кожухотрубные теплообменники	Сферические выемки с внешней сторон 	Повышение эффективности перемешивания продукта
Чудновский, Козлов [113]	Экспериментальное	Кожухотрубный теплообменник системы утилизации теплоты теплотехнологической установки	Сферические выемки на внешней стороне поперечного обтекаемых труб 	Повышение тепловой эффективности на 30-70% при снижении аэродинамического сопротивления на 50% по сравнению с оребренными трубами
Шелдон [114]	Экспериментальное	Кожухотрубный теплообменник	Сферические выемки на внутренней стороне труб 	Увеличение теплоотдачи в трубах в 1,22-1,15 раза в зависимости от параметров выемок и потерь давления в 2,3-7,3 раза, соответственно.

Таблица 1.2 (продолжение) - Результаты исследований и внедрений теплообменного оборудования с различными типами вихрегенераторов в виде выемок.

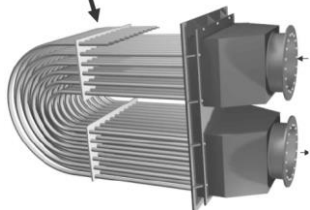
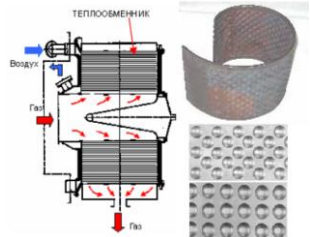
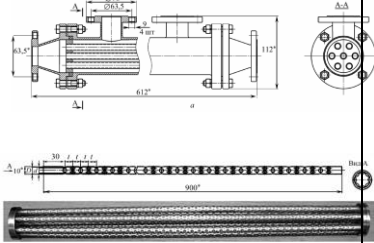
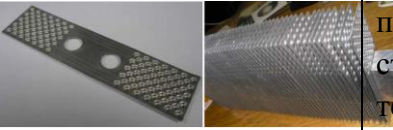
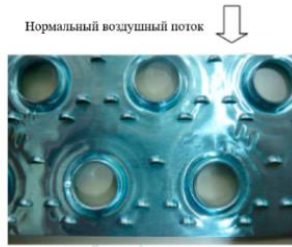
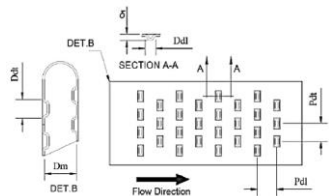
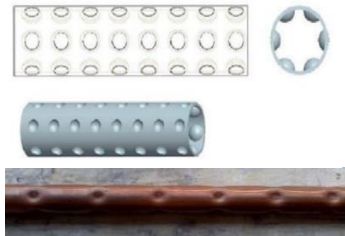
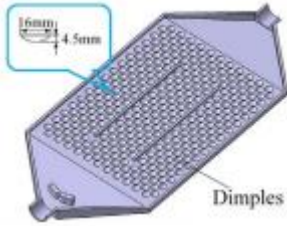
1	2	3	4	5
Халатов [115]	Экспериментальное	Трубчатый теплообменный элемент системы утилизации теплоты	Сферические выемки на внешней стороне труб 	Снижение сопротивления труб и уменьшение загрязнения
Халатов [115]	Экспериментальное	Спиральный теплообменник печи прокатного производства	Сферические выемки на внешней поверхности плоских труб 	Снижение стенки на 50-60°C, повышение термостойкости
Попов и др. [115]	Экспериментальное	Кожухотрубный теплообменник	Сферические выемки на внешней стороне труб 	Повышение тепловой эффективности ТА до 30% при росте потерь давления до 60%.
Готовский [117]	Экспериментальное	Трубчатые воздухоподогреватели котлоагрегатов	Сферические выемки на внешней поверхности труб	При равной тепловой мощности поверхность теплообмена уменьшена в 1,34-1,38 раза
Дилевская, Каськов, Попов и др. [118, 119]	Экспериментальное	Оребренные тепловые трубы системы охлаждения силовой электроники	Сферические выемки на плоских ребрах 	Уменьшение термического сопротивления системы отвода теплоты от полупроводниковых приборов на 13% по сравнению с гладкими ребрами

Таблица 1.2 (продолжение) - Результаты исследований и внедрений теплообменного оборудования с различными типами вихрегенераторов в виде выемок.

1	2	3	4	5
Wang et al. [120]	Экспериментальное	Трубчато-ребристый теплообменник	Сегментные выемки на поверхности ребра трубчато-ребристого теплообменника 	Увеличение коэффициента трения до 70% при росте теплоотдачи на 5%
Nascimento and Garcia [121]	Аналитическое	Компактный теплообменник с плоскими трубками	Полуцилиндрические выемки на внешней поверхности плоских труб 	Тепловая эффективность в диапазоне от 1,37 до 2,28 при прочих равных параметрах.
Vignesh et al. [122]	Экспериментальное/ Численное	Теплообменник типа труба-в-трубе	Выемки на внешней поверхности труб 	Увеличение коэффициента теплопередачи на 56-64%
Wang et al. [123]	Численное	Пластинчатый теплообменник системы для нагрева термоэлектрических элементов автомобиля	Сферические выемки в плоском канале. 	Тепловая эффективность повысилась почти в 3 раза при снижении потерь давления на 20,6%, по сравнению с оребренным каналом

Кроме теплообменников в энергетике и различных отраслях промышленности, сферические выемки находят широкое применение в системах охлаждения турбин авиационных газотурбинных двигателей. В работах [124-128] приведены

примеры нанесения поверхностных интенсификаторов в виде сферических выемок в охлаждаемых трактах лопаток ГТД.

Таким образом, в ходе анализа результатов исследований и внедрений теплообменников с интенсификаторами в виде выемок различной формы приводит к повышению тепловой эффективности в среднем в 1,2-1,5 раза. Наибольшие и устойчивые эффекты получены в щелевых каналах. Использование разреженных систем выемок на внешней поверхности труб практически не приводит к ожидаемому повышению тепловой эффективности.

#### 1.4 Выводы по главе 1 и постановка цели и задач исследований

Проведенный анализ исследований гидродинамики и теплообмена на поверхностях и каналах с поверхностными вихревыми интенсификаторами теплообмена показал:

1. в настоящее время глубоко исследованы механизмы интенсификации теплообмена на поверхностях со сферическими выемками. Однако критический анализ показал, что их использование несмотря на высокую теплогидравлическую эффективность сопряжено со значительным ростом гидравлического сопротивления;

2. в настоящее время основное направление исследований поверхностных интенсификаторов – поиск новых геометрий вихревых интенсификаторов, обеспечивающих умеренный рост сопротивления при сохранении высокого уровня теплогидравлической эффективности. Это связано с необходимостью снижения мощности на прокачку теплоносителя. Прорыв осуществлен при переходе к вихрегенераторам с моновихревыми структурами течения в них и исключения пульсаций и переключений выбросов массы из вихрегенераторов, что позволило повысить снизить гидравлическое сопротивление вихрегенераторов, обеспечивающих высокую тепловую и теплогидравлическую эффективность;

3. исследователями предложен достаточно большой спектр новых геометрий вихревых интенсификаторов. Однако в литературе крайне мало конкретных реко-

мендаций по их рациональным геометрическим параметрам, обеспечивающих максимальные значения тепловой или теплогидравлической эффективности;

4. практически для всех видов поверхностных интенсификаторов отсутствуют конкретные рекомендации по расчетной оценке уровней теплоотдачи и гидравлических потерь;

5. численные методы исследований являются основным, простым и дешевым инструментом при поисковых исследованиях новых типов интенсификаторов теплообмена, поиска рациональных форм и геометрических параметров интенсификаторов, однако все результаты численных исследований требуют валидации и верификации на основе результатов экспериментальных исследований;

6. практическое использование поверхностных вихревых интенсификаторов в технических приложениях носит случайный характер при выборе рациональных геометрических параметров интенсификаторов.

В связи с выявленными недостатками и необходимостью дальнейших исследований определены объект и предмет исследований, сформулирована основная цель исследований и конкретные задачи исследований.

**Объект исследования** – Гидравлическое сопротивление и теплоотдача в каналах с поверхностными интенсификаторами в условиях вынужденной конвекции.

**Предмет исследования** – способ интенсификации теплоотдачи за счет применения систем выемок в виде овально-траншейных, овально-дуговых выемок и выемок в форме бумеранга.

**Цель работы** - разработка рекомендаций для прогнозирования теплоотдачи и гидравлического сопротивления при вынужденной конвекции теплоносителя в щелевых каналах с поверхностными вихревыми интенсификаторами на основе комплексного экспериментального и численного исследования.

**Задачи исследования:**

1. Провести критический анализ имеющихся на сегодняшний день научных публикаций, посвященных экспериментальному моделированию процесса интен-

сификации теплоотдачи с использованием овально-траншейных выемок в условиях вынужденной конвекции; сформировать базу данных величин коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления; обосновать выбор и характерные диапазоны влияния определяющих безразмерных геометрических симплексов и режимных параметров потока.

2. Выполнить экспериментальное исследование гидравлического сопротивления и теплоотдачи в условиях вынужденной конвекции в щелевых каналах с поверхностными вихрегенераторами для определения зависимости величин коэффициентов теплоотдачи и сопротивления от режимных параметров.

3. Выполнить экспериментальное исследование распределения локальных температур и визуализацию течения для обоснования механизмов интенсификации теплоотдачи.

4. Провести верификацию результатов численных исследований С.А.Исаева по поверхностным вихревым интенсификаторам на основе полученных экспериментальных данных.

5. Провести численное исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с поверхностными интенсификаторами нового типа.

6. Разработать рекомендации для прогнозирования уровня интенсификации теплоотдачи и повышения коэффициентов гидравлического сопротивления в условиях вынужденной конвекции в щелевых каналах на основе нейросетевого и регрессионного анализов процесса интенсификации теплообмена, с последующим обоснованием основных рациональных размеров рельефа.



## ГЛАВА 2 – МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ БАЗА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ И ТЕПЛОТДАЧИ В ПЛОСКИХ ЩЕЛЕВЫХ КАНАЛАХ С ВИХРЕГЕНЕРАТОРАМИ В ВИДЕ СИСТЕМ ВЫЕМОК ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В данной главе дано описание комплекса экспериментальных стендов, методик проведения и обработки экспериментов. Проведена оценка неопределенности измерений. Достоверность получаемых результатов подтверждена по результатам сравнительного анализа тестовых исследований теплоотдачи и гидравлического сопротивления в гладких каналах и результатов расчетов по известным зависимостям.

### 2.1. Визуализация картин обтекания одиночных вихрегенераторов

#### *2.1.1. Описание экспериментального стенда*

Экспериментальный водопроливной стенд №1 для проведения высокоскоростной визуализации течения в каналах с поверхностными интенсификаторами (рис.2.1) представляет собой водный замкнутый контур с принудительной системой подачи воды к рабочему участку. Кроме визуализации течений на стенде производилось измерение гидравлических сопротивлений каналов с поверхностными интенсификаторами. Внешний вид установки показан на рис.2.2.

Стенд состоит из бака-нагревателя 1, центробежного насоса 2 для подачи воды к рабочему участку 4, трубной обвязки, системы измерения объемного (массового) расхода 6, 7, запорных клапанов 8, 9 для выбора используемого расходомера, регулируемого вентиля 10 для устранения нежелательных вихреобразований способом увеличения давления на выходе из рабочего участка, трубчатого электронагревателя 14, циркуляционного насоса 15 и фильтра тонкой очистки воды 16 Экспериментальный стенд подключён к системе управления и автоматизированной измерительной системе (АИС) (рис.2.3). Оператор с рабочего места системой управления устанавливает уровень нагрева воды в баке 1, регулирует производительность насоса 2 с помощью регулирования работы частотно-

регулируемого привода (ЧРП), производит включение и выключение запорных клапанов 8 и 9 и регулирует открытие вентиля 10. На рабочее место оператора выведены данные АИС, а именно показания датчиков расхода, давления, температур.

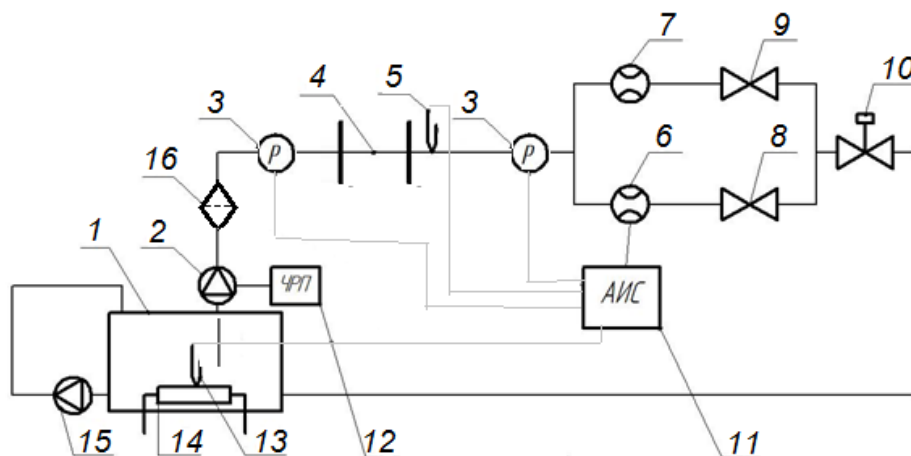


Рисунок 2.1 – Схема экспериментальной водопроливной стенд №1: 1 – бак-нагреватель; 2 - центробежный насос; 3 - датчик давления; 4 - рабочий участок; 5, 13 - датчики температуры; 6, 7 - электромагнитные расходомеры; 8, 9 - запорные клапаны; 10 - регулируемый вентиль; 11 - АИС; 12 - ЧРП; 14 - ТЭН; 15 - циркуляционный насос, 16 - фильтр



Рисунок 2.2 – Экспериментальная водопроливная установка №1 и рабочий участок для высокоскоростной визуализации течения в канале с одиночными и многорядными системами выемок и определения коэффициента гидравлического сопротивления.

На экспериментальном водопрливном стенде использовались несколько рабочих участков.

Рабочий участок №1 предназначен для проведения высокоскоростной визуализации обтекания одиночных интенсификаторов. Участок выполнен в виде щелевого канала из оргстекла сечением 78x30 мм и длиной 200 мм, на нижней стенке которого располагалась металлическая пластина с нанесенными одиночными выемками различной формы и форсунками для подачи красителя (чернил). Внешний вид пластины с интенсификатором-вихрегенератором представлен на рис.2.4.

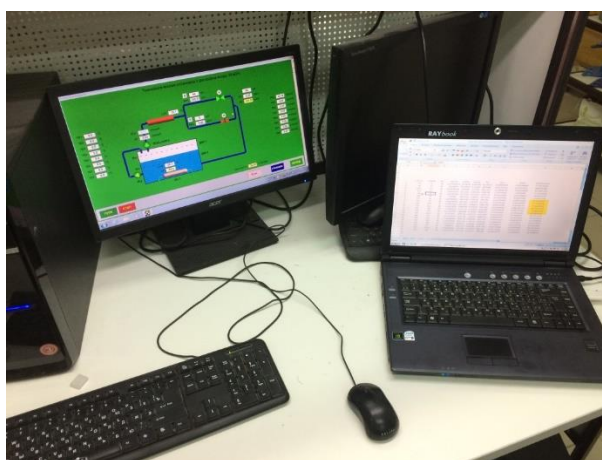


Рисунок 2.3 – АИС водопрливного стенда

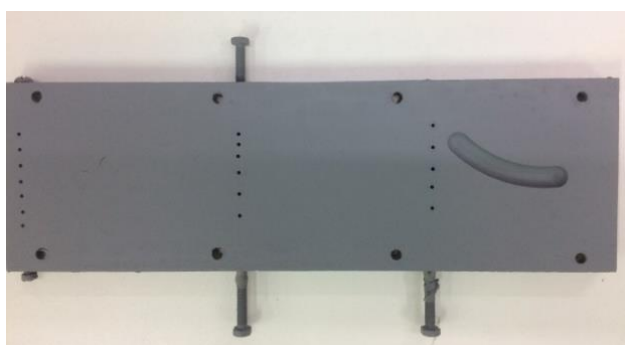


Рисунок 2.4 – Рабочая пластина с нанесенными выемками и системами отверстий для подачи красителя для проведения высокоскоростной визуализации при течении воды.

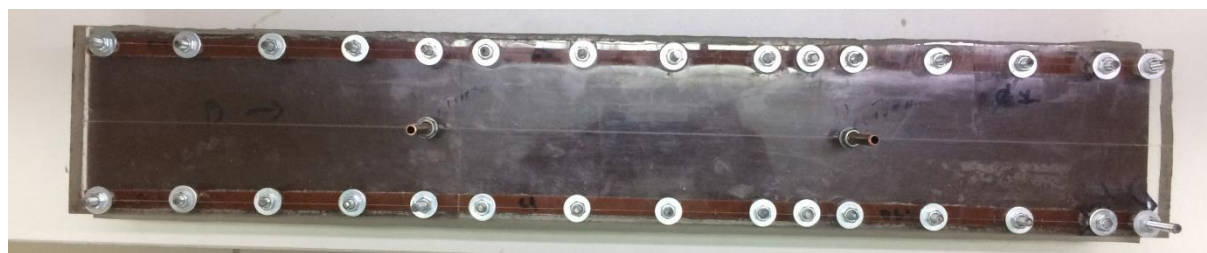
Течение воды осуществлялось слева направо. На пластине хорошо видны два ряда отверстий для подачи красителя, причем подача красителя могла осуществляться отдельно как в отдельные ряды отверстий, так и в отдельные отвер-

ствия в одном ряду. Краситель подавался порциями с помощью специального насоса для подачи красителей.

Визуализация проводилась с помощью высокоскоростной видеокамеры Photron Fastcam SA4-500K-C1, оснащенной оптической системой Nikon AF 60mm F / 2.8 D Micro и Navitar DO-2595 (25 mm F/0.95). Частота видеозаписи в эксперименте выбиралась в зависимости от массового расхода воды в диапазоне от 3000 до 20000 кадров в секунду. Производилось освещение рабочей зоны участка с использованием установки ARRI ST1 мощность 1 кВт, оснащенной 175 мм линзой Френеля. Данные записи визуализации передавались на персональный компьютер, где в специализированной программе для видеокамеры обрабатывалось видеоизображение, которое затем записывалось на жесткий диск.

Рабочий участок №2 предназначен для измерения гидравлического сопротивления в интенсифицированных каналах. Участок представляет собой щелевой канал шириной 98 мм и длиной 198 мм с регулируемой проставками высотой в диапазоне 1,8-3 мм со сменной интенсифицированной пластиной, пред- и постучастком длиной 50 калибров от эквивалентного диаметра. Внешний вид участка показан на рисунке 2.5. Для измерения гидравлического сопротивления в крышке рабочего участка выполнены отборники статического давления диаметром 0,8 мм. Измерение потерь давления для определения и далее расчет коэффициентов гидравлического сопротивления проводились для каналов, на одной стенке которого имелись многорядные системы интенсификаторов в виде наклонных овально-траншейных или овально-дуговых выемок (рис.2.6).

В ходе эксперимента измерялась температура теплоносителя на выходе из рабочего участка с использованием хромель-копелевой термопары с выводом показаний на УКТ-138. Массовый расход воды измерялся электромагнитным расходомером Siemens SITRANS MAG 1100. Давление на входе в рабочий участок и перепад давления измерялись датчиками давления Прома ИДМ и дифференциальным датчиком давления, соответственно.



а



б

Рисунок 2.5 – Рабочий участок в сборе и со снятой верхней крышкой



а



б

Рисунок 2.6 - Пластина, выращенная на 3D принтере, с многорядными системами исследованных типов интенсификаторов: а – в виде наклонных овально-траншейных выемок, б в виде овально-дуговых выемок

### 2.1.2 Методика проведения высокоскоростной визуализации

Проведение высокоскоростной визуализации при вынужденном обтекании воды поверхностных интенсификаторов в рабочем канале реализуется на экспериментальном стенде, описанном в разделе 2.1.1. Перед началом проведения высокоскоростной визуализации проверяется исправность экспериментального стенда: уровень воды в баке-нагревателе 1, герметичность подводящей и отводя-

щей магистралей при необходимости в бак-нагреватель добавляется вода. Перед запуском центробежного насоса 2, открываются регулируемый вентиль 10 и запорные клапаны 8 или 9 в зависимости от выбора расходомера 6 или 7 соответственно. Далее согласно пунктам:

1) производится включение центробежного насоса 2 (рис.2.1), вода, забираемая из бака-нагревателя 1, проходит через рабочий участок и далее в зависимости от величины массового расхода через электромагнитный расходомер 6 или 7. Для регулирования расхода и давления воды на выходе из рабочего участка производится ручное управление регулируемым вентиляем 10 и ЧРП.

2) расход обеспечивается, в зависимости от исследуемого режима течения воды:

- малый массовый расход воды, при закрытом запорном клапане 9 и открытом запорном клапане 8, настраивается регулируемым вентиляем 10 и ЧРП 12.

- большой массовый расход теплоносителя при открытом запорном клапане 9, и закрытом запорном клапане 8, настраивается регулируемым вентиляем 10 и ЧРП 12, а контролировался расходомером 7.

3) поддерживается постоянная температура жидкости в бак-нагревателе с помощью ТЭНа.

4) включается высокоскоростная видеокамера Photron Fastcam SA4-500K-C1, оснащенная оптической системой Nikon AF 60 мм F / 2.8 D Micro и Navitar DO-2595 (25 мм F/0.95). Выбирается частота видеозаписи эксперимента в зависимости от массового расхода (числа  $Re_{D_3}$ ) воды в диапазоне от 3000 до 20000 кадров в секунду. Производится освещение рабочей зоны участка с использованием установки ARRI ST1 мощность 1 кВт, оснащенной 175 мм линзой Френеля. Для подкраски течения воды в канале с интенсификаторами используются пищевые красители или чернила, которые подаются через дозирующее устройство и систему форсунок на нижней стенке рабочего участка перед выступом. Подача чернил производится как через одно, так и через несколько отверстий (до 5 штук). Чернила в канал подаются порционно. Производится видеозапись визуализации тече-

ния воды. Отсечка подачи чернил в канал производится на момент формирования вихревой структуры. После полной выработки чернил, в канал подается новая порция чернил. Производится остановка видеозаписи и фиксация данных на жесткий диск компьютера. Затем происходит настройка следующего экспериментального режима.

Выключение стенда выполняется в следующем порядке: выключается центробежный насос 2 и циркуляционный насос 15. Отключаются все приборы, питающиеся от сети питания.

### *2.1.3 Методика проведения гидравлических исследований при течении воды*

Гидравлическое исследование при вынужденном течении воды в щелевом канале с поверхностными интенсификаторами в рабочем канале проводится на экспериментальном стенде, описанном в разделе 2.1.1. Перед началом проведения гидравлического исследования проверяется исправность экспериментального стенда: уровень воды в баке-нагревателе 1, герметичность подводящей и отводящей магистралей при необходимости в бак-нагреватель добавляется вода. Перед запуском центробежного насоса 2, открываются регулируемый вентиль 10 и запорные клапаны 8 или 9 в зависимости от выбора расходомера 6 или 7 соответственно. Далее производятся действия согласно пунктам 1-3 из раздела 2.1.2.

При установившемся режиме течения производится замер гидростатического давления на входе в рабочий участок и перепад давления на рабочем участке, а также температуры воды.

Затем происходит настройка следующих режимов течения и при достижении стационарного течения измерения повторяются.

Выключение стенда производится согласно методическим указаниям раздела 2.1.2.

### 2.1.4. Методика обработки экспериментальных данных

При проведении исследований гидравлических сопротивлений в каналах с поверхностными интенсификаторами в виде выемок различной формы производились измерения:

- объемного расхода воды  $V$ , м<sup>3</sup>/мин;
- давления на входе в рабочий участок  $P_{вх}$ , Па;
- перепада давления на рабочем участке  $\Delta p$ , Па;
- температура воды  $T$ , °С;
- геометрические параметры рабочего участка (зоны измерений) – длина  $l$ , ширина  $b$ , высота  $h$ , м.

В ходе обработки результатов измерений определялись:

1. Площадь поперечного сечения канала:

$$F = b \times h, \text{ м}^2. \quad (2.1)$$

2. Смоченный периметр поперечного сечения канала:

$$\Pi = 2 \times (b + h), \text{ м}. \quad (2.2)$$

3. Эквивалентный диаметр канала:

$$d_э = \frac{4F}{\Pi}, \text{ м}. \quad (2.3)$$

4. По измерениям температуры воды  $T$  определялись плотность воды  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>], динамический коэффициент вязкости  $\mu$  [Па·с].

5. Массовый расход воды с учетом ее плотности:

$$G = V \times \rho, \text{ кг/ч}. \quad (2.4)$$

6. Среднерасходная скорость потока в сечении канала:

$$w = \frac{G}{F \cdot \rho}, \text{ м/с}. \quad (2.5)$$

7. Коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_э}{\rho \cdot w \cdot l} \quad (2.6)$$

8. Число Re определяется:



$$Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d_3}{\mu}. \quad (2.7)$$

После обработки экспериментальных данных строятся и анализируются графические зависимости вида  $\xi = f(Re)$ .

## 2.2. Визуализация температурных полей при обтекании одиночных вихрегенераторов

### 2.2.1 Описание экспериментального стенда

Экспериментальный стенд представляет собой воздушную магистраль, работающую на всасывание и состоящую из следующих частей: вентилятор дутьевой одностороннего всасывания с назад загнутыми лопатками (ВДН), всасывающая магистраль, систему измерений, а также сам рабочий канал сечением 98×98 мм. Схема экспериментального стенда представлена на рис.2.7, а внешний вид – на рис.2.8.

Центробежный компрессор ВДН работает на всасывание рабочего тела. На входе в рабочий канал было установлено входное устройство в виде сопла с профилем, сконструированным по формуле Витошинского, для стабилизации течения и равномерного поля скоростей в поперечном сечении канала.

Система измерений позволяет определять значения динамического и статического давлений в рабочем канале измерителями давления ПРОМА-ИДМ. Для измерения была установлена трубка Пито-Прандтля, которая находилась на координатном устройстве и передвигалась по вертикали микрометрическим винтом. Измерение давлений на рабочем участке производилось для определения скорости течения рабочего тела по уравнению Бернулли. Температура воздуха измерялась термопарой, которая была препарирована на конце трубки Пито-Прандтля. Данные с термопары выводились в режиме реального времени на УКТ38. Тепловизионная съемка производилась инфракрасной камерой Fluke TiX640 с объекти-

вом Converter 0,5x Jenoptik для макросъемки с использованием на рабочем участке инфракрасного окна Fluke CV400 type 4/12.

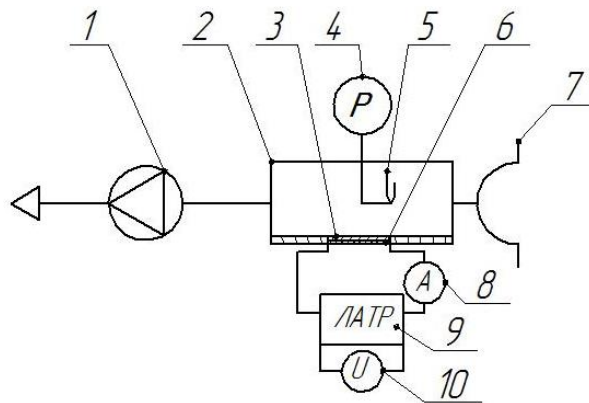


Рисунок 2.7 – Схема рабочей установки: 1 - ВДН; 2 - рабочий канал; 3 - нагреваемая интенсифицированная металлическая пластина; 4 - трубка Пито - Прандтля; 5 - термопара; 6 - нагреватель; 7 - входное устройство (сопло Витошинского); 8 – токоизмерительные клещи; 9 - ЛАТР; 10 – мультиметр.

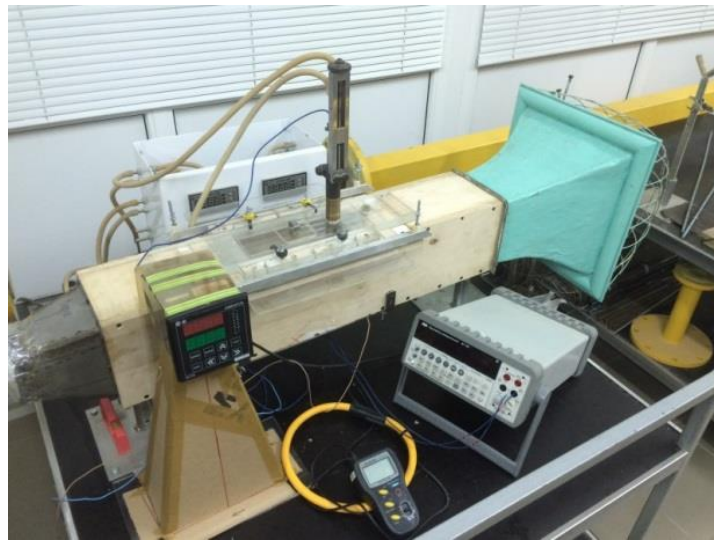


Рисунок 2.8 – Экспериментальная установка и рабочий участок для тепловизионной визуализации теплового состояния поверхности с одиночными и многорядными системами выемок и исследования профилей скорости и температур потока.

Рабочий канал представляет собой участок длиной  $L=760$  мм, поперечным сечением  $98 \times 98$  мм, где на одной из стенок располагается металлический обогреваемый участок в виде пластины с нанесенными одиночными выемками. Пластина препарирована хромель-копелевыми термопарами для измерения температуры поверхности для контроля дальнейших измерений полей температур с использо-

ванием тепловизора. Нагрев пластины осуществлялся нагревателем. Нагреватель был создан из стеклотекстолита, односторонне фольгированного слоем меди толщиной 1,5 мм, представленный на рис.2.9, площадь нагрева была идентичной площади исследуемого металлического обогреваемого участка. Нагрев производился подводом электрического тока к нагревателю с помощью лабораторного автотрансформатора Fnex TDGC2-5K. Автотрансформатор позволяет регулировать однофазное напряжение в пределах от 0 до 250 В частотой 50 Гц. Для предотвращения короткого замыкания с нагреваемой металлической пластиной поверхность нагревателя была изолирована диэлектриком (стекловолокном). Для определения теплового потока подводимого к нагревателю измерялась сила тока клещами токоизмерительными АТК-2012 и напряжение многофункциональным мультиметром DEFORT DMM-1000. С обратной стороны нагреватель был теплоизолирован.

Рабочие пластины сделаны из стали. На поверхности пластин были нанесены фрезерованием поверхностные интенсификаторы с использованием фрезы  $\varnothing 12$ . Пластины были прокрыты матовой краской для выравнивания степени черноты измеряемой поверхности и исключения отблеска на тепловизионной картине, полученных при проведении тепловизионного исследования.

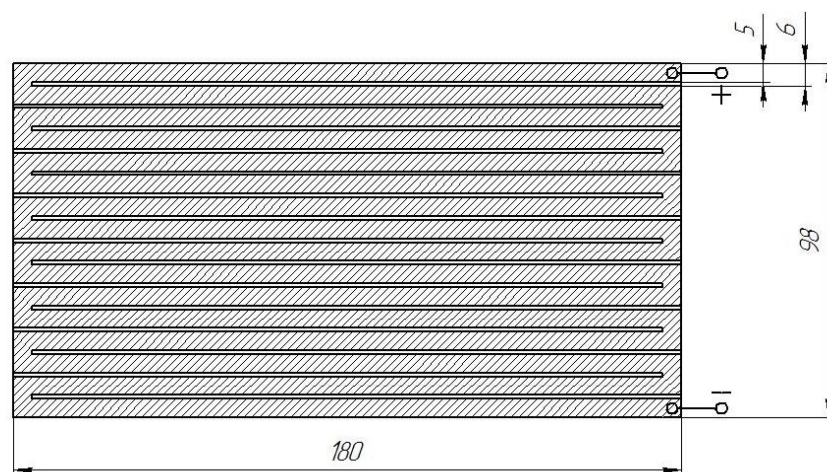


Рисунок 2.9 — Схема нагревателя из стеклотекстолита, односторонне фольгированного слоем меди толщиной 1,5 мм

Внешний вид рабочих пластин показан на рис.2.4, а схемы исследованных поверхностных интенсификаторов в виде овально-траншейной и овально-дуговой выемок - на рис.2.10.



Рисунок 2.10 – Схемы стальных рабочих пластин для тепловизионной визуализации с овально-траншейным и овально-дуговым интенсификаторами

### *2.2.2 Методика проведения тепловизионной визуализации*

Проведение тепловизионной визуализации при вынужденной конвекции осуществлялось на экспериментальном стенде представленным на рис.2.8 и 2.9.

Первоначально выбирается исследуемая металлическая пластина с выемкой необходимой геометрии, которая фиксируется в рабочем участке вместе с нагревателем.

Включается вентилятор ВДН 1 с максимальным расходом. Подается напряжение на нагреватель 6, которое регулируется ЛАТРом 9 подключенным к сети 220 В. Напряжение подаваемое от ЛАТРа на нагреватель поддерживается постоянным на уровне  $U=8$  В и контролируется мультиметром 10. Сила тока измеряется электроклецами 8 (около  $I=12$  А). Определяется мощность нагревателя по закону Ома

По достижению стационарного режима производится измерения скорости потока воздуха и использованием трубки Пито-Прандтля 4, температуры воздуха хромель-копелевой термопарой 5 по высоте канала. Затем с помощью тепловизора с дополнительной линзой для макросъемки производится тепловизионная визуализация теплового состояния рабочих пластин с интенсификаторами через

техническое окошко, закрытое спецстеклом, проводящим инфракрасное излучение.

Полученные данные инфракрасной визуализации передаются с инфракрасной камеры на компьютере.

Затем эксперимент повторяется с другой рабочей пластиной и геометрией интенсификатора.

Выключение стенда выполняется в следующем порядке: по завершению визуализации отключается подача напряжения на нагреватель, затем ЛАТР отключается от сети и выключаются все приборы. Компрессор выключается через 10 минут после выключения нагревателя, для охлаждения рабочей пластины.

## 2.3 Исследование гидравлического сопротивления и теплоотдачи в плоских щелевых каналах с вихерегенераторами при вынужденной конвекции теплоносителя

### *2.3.1 Описание экспериментального стенда*

Для проведения экспериментального исследования коэффициентов гидравлического сопротивления теплоотдачи при течении воздуха был использован новый экспериментальный стенд, представленный на рис.2.11.

Экспериментальный стенд выполнен в виде открытого воздушного контура, который подключен к трем компрессорам: производительностью 2400 л/мин, 1400 л/мин и 800 л/мин. Выбор компрессора осуществляется электромагнитным двухпозиционными клапанами 4, 5, 6, которые управляются с помощью щитка управления клапанов 21. Рабочее тело проходит через фильтрационный модуль для очистки сжатого воздуха 7 и осушитель 8. Экспериментальный стенд имеет несколько режимов работы как напрямую от компрессоров 1, 2, 3, так и с попеременным включением и накачкой ресиверов 10, 12. Режим работы регулируется с помощью вентилей 9. Массовый расход рабочего тела регулируется как с помощью шарового крана с электроприводом 14, так и с помощью шарового крана с электроприводом для перепуска и тем самым более тонкой подачи рабочего тела

на рабочий участок. Управление рабочими элементами 14, 15, 17, 18 осуществляется с помощью контроллера 20. Измерение массового расхода осуществляется ультразвуковым расходомером. Экспериментальный стенд оснащен подогревателем воздуха 17 и нагревателем поверхности с интенсификаторами в рабочем участке. Рабочая поверхность в участке нагревалась за счет подложки, выполненной в виде змеевикового проволочного нагревателя. Рабочий участок устанавливается в конце воздушной магистрали.

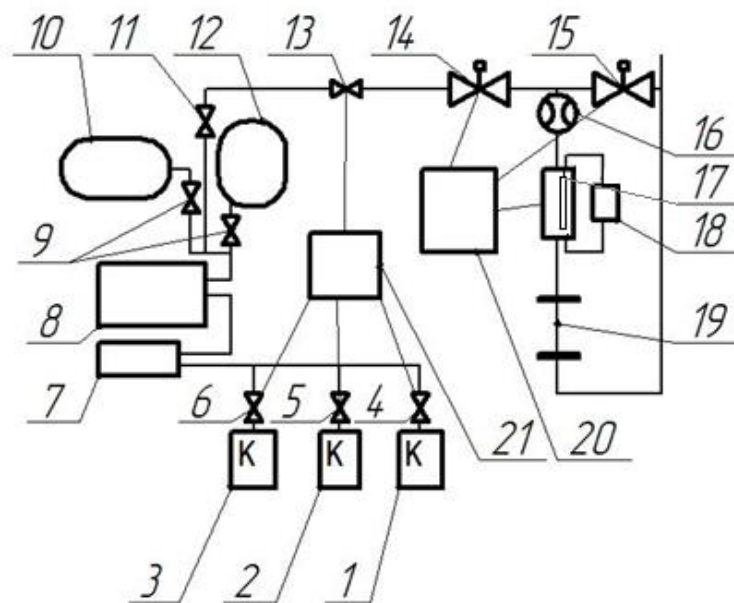


Рисунок 2.11 - Схема экспериментального стенда: 1 – компрессор (производительность 2400 л/мин); 2 - компрессор (1400 л/мин); 3 - компрессор (880 л/мин); 4, 5, 6, 13 - клапан электромагнитный двухпозиционный пилотного действия; 7 - фильтрационный модуль для очистки сжатого воздуха; 8 - осушитель; 9, 11 - вентили; 10, 12 - ресиверы; 14 - шаровой кран с электроприводом; 15 - шаровой кран с электроприводом для перепуска; 16 - ультразвуковой расходомер-счетчик газа; 17 - нагреватель; 18 - источник энергии для нагревателя; 19 - рабочий участок; 20 - контроллер; 21 - щиток для управления клапанами 4, 5, 6, 13

Для автоматической регистрации показаний хромель-копелевых термопар, измеряющих температуры поверхности с интенсификаторами и воздушного потока на входе в рабочий участок и после него, использован АИС National Instruments. Система измерений позволяет также определять значения статических давлений в рабочем канале измерителями давления ПРОМА-ИДМ до и по-

сле рабочего участка. Для исследования гидравлического сопротивления в крышке рабочего участка сделаны отборники статического давления  $d=0,8$  мм.

Рабочие участки были снабжены нагревательным элементом, размеры нагревательного элемента совпадали с размерами интенсифицированного участка и были сделаны по принципу, описанному в п.2.2.1. и представленного на рис. 2.9. Также сами интенсифицированные пластины были препарированы термопарами вдоль движения потока. Экспериментальный стенд для нагрева рабочих пластин оборудован лабораторным автотрансформатором Fnex TDGC2-5K предназначенным для регулировки однофазного напряжения в пределах от 0 до 250 В, частотой 50 Гц, клещами токоизмерительными АТК-2012 для измерения силы тока, мультиметром DEFORT DMM-1000 для измерения напряжения.

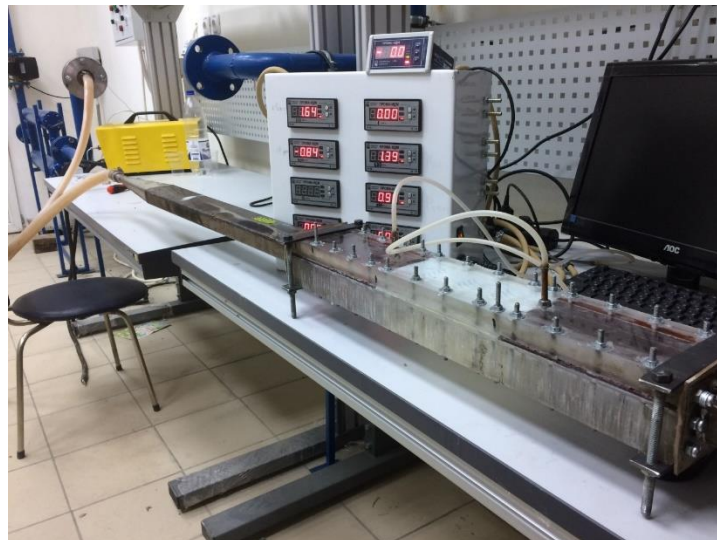


Рисунок 2.12 - Экспериментальный воздушный стенд и рабочий участок №1 для определения коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи в канале многорядными системами выемок

Рабочие участки представляют собой щелевые каналы со сменной интенсифицированной пластиной, пред- и постучастком длиной 50 калибров от эквивалентного диаметра. Для исследования гидравлического сопротивления в крышке рабочих участков сделаны отборники статического давления  $d=0,8$  мм и установлены хромель-копелевые термопары по длине рабочего участка для измерения температуры интенсифицированной поверхности, на входе в участок и гребенка

термопар на выходе из участка для определения температуры потока до и после рабочего участка.

Рабочий участок №1 для исследования теплофизических параметров в канале с многорядной системой выемок представляет собой щелевой канал высотой 1,8 мм и шириной 98 мм со сменной рабочей пластиной с интенсификаторами, пред- и постучастком длиной 50 калибров от эквивалентного диаметра. Внешний вид рабочего участка показан на рис.2.5, а исследованных рабочих поверхностей с интенсификаторами – на рис.2.6.

Рабочий участок №2 для исследования теплофизических параметров в канале с однорядной системой выемок-интенсификаторов представляет собой щелевой канал высотой 3 мм и шириной 21 мм со сменной интенсифицированной пластиной, пред- и постучастком длиной 50 калибров от эквивалентного диаметра. Внешний вид рабочего участка показан на рис.2.13.

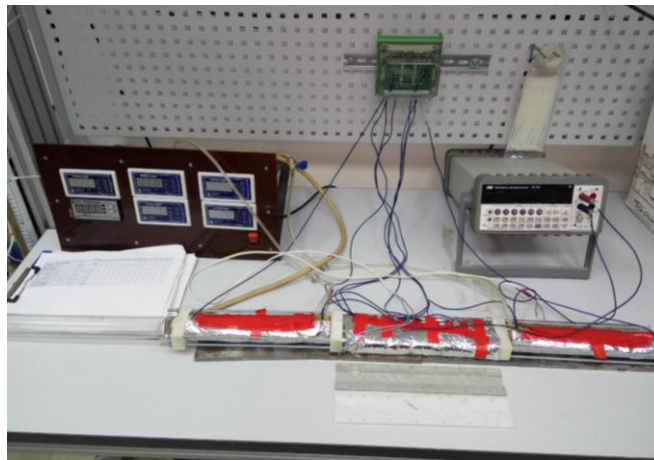


Рисунок 2.13 – Рабочий участок №2 на воздушной установке для определения коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи в канале однорядными системами выемок

Внешний вид поверхности с однорядным расположением интенсификаторов представлен на рис.2.14. Далее, в разделе 3 будут описаны размеры нанесения интенсификаторов.





Рисунок 2.14 – Рабочая пластина, выращенная на 3D принтере

Исследования проводились при использовании овально-траншейных и овально-дуговых выемок. Рабочие поверхности выращены на установке 3D прототипирования Stratasys Objet 30 Pro. Кроме этого, для однорядных выемок на 3D принтере был выращен весь рабочий участок (рис.2.15).

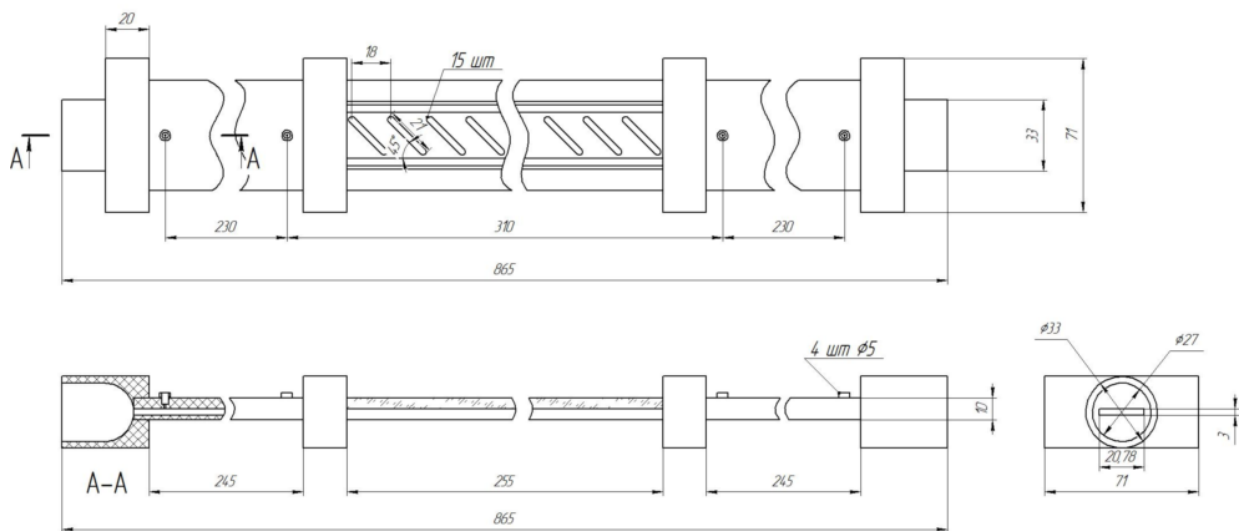


Рисунок 2.15 – Рабочая участок №2 с однорядным расположением выемок, выращенный на 3D принтере

### 2.3.2 Методика проведения исследований

1. Проверяется работоспособность всех систем экспериментального стенда. Запускаются компрессора 1, 2, 3, включается осушитель 8. Через щиток управления клапанами 21 выбирается нужный компрессор. Открываются вентили 4, 5, 6 в зависимости от выбора компрессора. Воздух, проходя через фильтрационный модуль для очистки сжатого воздуха 7 и осушитель 8, накачивается в ресиверы 10, 12. Открывается клапан основной магистрали 13. Расход воздуха регулируется

шаровыми кранами 14, 15 с помощью контроллера 20. Измерение расхода осуществляется ультразвуковым расходомером 16.

При необходимости воздух нагревается до необходимой температуры электронагревателем 17. Включается с помощью контроллера 20. Расход воздуха шаровыми кранами 14, 15. Измерение расхода осуществляется ультразвуковым расходомером 16.

2. На стационарном режиме производится измерение расхода воздуха ультразвуковым расходомером 16, температуры воздуха на входе в рабочий участок датчиком температуры в ультразвуковом расходомере 16, статическое давление на входе в канал исследуемого рабочего участка, также измеряется перепад статического давления на определенном расстоянии канала в рабочем участке. Измеряется температура поверхности с интенсификаторами, сила тока и напряжение на нагревателе. Все показания давления выводятся на датчики ПРОМО ИДМ, а показания температуры регистрируются установкой National instruments. Все измерения заносятся в протокол эксперимента.

3. По завершении эксперимента выключается электронагреватель 17, закрывается клапан 13, отключаются компрессоры 1, 2, 3. Выключается электропитание всей установки и все приборы, подключенные к электрической сети.

### *2.3.3 Методика обработки экспериментальных данных*

При проведении исследований гидравлических сопротивлений и теплоотдачи в каналах с поверхностными интенсификаторами в виде выемок различной формы при вынужденной конвекции воздуха производились измерения:

- объемного расхода воды  $V$ , м<sup>3</sup>/мин;
- давления на входе в рабочий участок  $P_{вх}$ , Па;
- перепада давления на рабочем участке  $\Delta p$ , Па;
- температура воздуха на входе в канал  $t_{вх}$ , °С;
- температура воздуха на выходе из канала  $t_{всх}$ , °С;
- сила тока  $I$ , А;

- падение напряжения  $\Delta U$ , В;
- температуры на исследуемой поверхности в нескольких сечениях по длине и ширине,  $T_{wi}$ , К;
- геометрические параметры рабочего участка (зоны измерений) – длина  $l$ , ширина  $b$ , высота  $h$ , м.

В ходе обработки результатов измерений определялись:

1. Площадь поперечного сечения канала:

$$F = b \times h, \text{ м}^2. \quad (2.8)$$

2. Смоченный периметр поперечного сечения канала:

$$\Pi = 2 \times (b + h), \text{ м}. \quad (2.9)$$

3. Эквивалентный диаметр канала:

$$d_э = \frac{4F}{\Pi}, \text{ м}. \quad (2.10)$$

4. Средняя температура воздуха в канале:

$$t_f = (t_{вх} + t_{вых}) / 2, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.11)$$

5. По измерениям температуры воздуха  $t_f$  определялись теплофизические свойства воздуха - динамический коэффициент вязкости  $\mu$  [Па·с], коэффициент теплопроводности  $\lambda$  [Вт/(м·К)], удельная теплоемкость  $c_p$  [Дж/кг].

7. Полное абсолютное давление воздуха на входе в канал:

$$P = P_{вх} + B, \text{ Па}; \quad (2.12)$$

где  $B$  – барометрическое давление.

6. Плотность воздуха в канале:

$$\rho = P / [R \times (t_f + 273,15)], \text{ кг/м}^3; \quad (2.13)$$

где  $R$  – газовая постоянная для воздуха.

7. Массовый расход воздуха с учетом ее плотности:

$$G = V \times \rho, \text{ кг/ч}. \quad (2.14)$$

8. Среднерасходная скорость потока в сечении канала:

$$w = \frac{G}{F \cdot \rho}, \text{ м/с}. \quad (2.15)$$

9. Коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_3}{\rho \cdot w \cdot l} \quad (2.16)$$

10. Число Re определяется:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot w \cdot d_3}{\mu} \quad (2.17)$$

11. После обработки экспериментальных данных строятся и анализируются графические зависимости вида  $\xi = f(\text{Re})$ .

12. Тепловой поток  $Q$ , отводимый от нагреваемой поверхности, определяется калориметрическим способом по измеренным расходу  $G$  и температурам потока  $t_{\text{вх}}$  и  $t_{\text{всх}}$  и контролируется по параметрам электрического тока  $I$  и  $\Delta U$ , подаваемого на нагреватель под рабочей поверхностью, с учетом потерь тепловой энергии:

$$Q = I \cdot \Delta U - Q_{\text{пот}} = c_p \times G \times (t_{\text{всх}} - t_{\text{вх}}), \text{ Вт.} \quad (2.18)$$

13. Средняя температура поверхности  $\bar{t}_w$  определяется по формуле:

$$\bar{t}_w = \frac{\sum_{i=1}^N t_{wi} F_i}{\sum F_i}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (2.19)$$

где  $F_i$  — площадь сектора термопары.

14. Средний температурный напор  $\Delta t$  между стенкой и потоком воздуха определяется по формуле:

$$\Delta t = \bar{t}_w - t_f, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (2.20)$$

15. Площадь теплообмена  $F$  (рассчитывается по исходно гладкой поверхности, без учета развития поверхности за счет нанесения выемок):

$$F = l \times b, \text{ м}^2. \quad (2.21)$$

16. Средний коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определяется по формуле:

$$\alpha = Q / (\Delta t \cdot F), \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}). \quad (2.22)$$

17. Число Nu определяется:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_3}{\lambda} \quad (2.23)$$

18. Число Pr определяется:

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (2.23)$$

19. После обработки экспериментальных данных строятся и анализируются графические зависимости вида  $Nu = f(Re)$ .

Все экспериментальные исследования проведены в диапазоне режимных параметров –  $Pr=0.71$ ,  $Re_d=3200 \div 9 \cdot 10^4$  для теплоотдачи и  $Re=500 \div 10^4$  для гидравлического сопротивления, и геометрических характеристик поверхностей с выемками -  $h/b=0.25$  и  $0.33$ ,  $l_d/b=7$ ,  $\varphi=45^\circ$ .

### 2.3.4 Оценка неопределенности измерений

Составлены бюджеты неопределенности измерений искомых величин с учетом рекомендаций изложенных в нормативных актах: ГОСТ-34100-1-2017, РМГ91-2009 и Guide to the expression of uncertainty in measurement JCGM 100: 2008.

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi$  определяется как:

$$\xi = 2 \cdot \Delta P \cdot d_3 / (\rho \cdot w^2 \cdot L) \quad (2.24)$$

Абсолютная неопределенность рассчитывается по формуле:

$$\Delta \xi = \sqrt{\left(\frac{\partial \xi}{\partial \Delta p} \Delta \Delta p\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial d} \Delta d\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial w} \Delta w\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial L} \Delta L\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial \rho} \Delta \rho\right)^2} \quad (2.25)$$

или:

$$\Delta \xi = \sqrt{\left(\frac{2d}{\rho w^2 L} \Delta \Delta p\right)^2 + \left(\frac{2\Delta p}{\rho w^2 L} \Delta L\right)^2 + \left(-\frac{2\Delta p d}{\rho^2 w^2 L} \Delta \rho\right)^2 + \left(-\frac{4\Delta p d}{\rho^2 w^3 L} \Delta w\right)^2 + \left(-\frac{2\Delta p d}{\rho w^2 L^2} \Delta L\right)^2} \quad (2.26)$$

Данные по неопределенности средств измерений рассчитывались согласно паспортам используемых приборов. Расширенная же неопределенность  $\xi$  находится по формуле:

$$\delta \xi = k \frac{\Delta \xi}{\xi} 100\% \quad (2.27)$$

С учетом отсутствия неопределенностей типа А с коэффициентом охвата  $k$ , при доверительной вероятности  $P=0,95$ , равным 2, находится на уровне от 7.0 до 13.4 %.

Коэффициент теплоотдачи будет определяться следующим образом:

$$\alpha = \frac{I \cdot \Delta U}{A(\bar{t}_w - t_f)} \quad (2.28)$$

Таким образом, входными величинами для определения стандартной неопределенности измерения КТО является:  $I$  – сила тока подаваемого на рабочую поверхность;  $\Delta U$  – падение напряжения на рабочей поверхности;  $A$  – площадь рабочего образца;  $\bar{t}_w$  – средняя температура рабочей поверхности;  $t_f$  – температура рабочей жидкости на уровне нахождения рабочей поверхности. Абсолютная неопределенность рассчитывается по формуле:

$$\Delta\alpha = \sqrt{\left(\frac{\partial\alpha}{\partial I} \Delta I\right)^2 + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial U} \Delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial A} \Delta A\right)^2 + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial \bar{t}_w} \Delta \bar{t}_w\right)^2 + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial t_f} \Delta t_f\right)^2} \quad (2.29)$$

или:

$$\Delta\alpha = \sqrt{\left(\frac{U}{A(\bar{t}_w - t_f)} \Delta I\right)^2 + \left(\frac{I}{A(\bar{t}_w - t_f)} \Delta U\right)^2 + \left(-\frac{IU}{A^2(\bar{t}_w - t_f)} \Delta A\right)^2 + \left(-\frac{IUA}{(A(\bar{t}_w - t_f))^2} \Delta \bar{t}_w\right)^2 + \left(\frac{IUA}{(A(\bar{t}_w - t_f))^2} \Delta t_f\right)^2} \quad (2.30)$$

Данные по неопределенности средств измерений рассчитывались согласно паспортам используемых приборов. Расширенная же неопределенность  $\alpha$  находится по формуле:

$$\delta\alpha = k \frac{\Delta\alpha}{\alpha} 100\% \quad (2.31)$$

С учетом отсутствия неопределенностей типа А с коэффициентом охвата  $k$ , при доверительной вероятности  $P=0,95$ , равным 2, находится на уровне от 9.0 до 14.9 %.

В итоге, оценка неопределенности измерения показала, что величина коэффициента гидравлического сопротивления определяется с относительной расширенной неопределенностью от 7.0 до 13.4 %, значения числа Нуссельта от 9.0 до 14.9 % ,при доверительной вероятности  $P=0.95$ .

#### 2.4.5 Результаты тестовых опытов

Для проверки работоспособности экспериментального стенда и методики обработки экспериментальных данных проведено их тестирование на гладких каналах. Данные испытательных измерений для потока в каналах с гладкой поверхностью сравнивались со значениями, рассчитанными по широко используемой корреляции Блазиуса для коэффициента гидравлического сопротивления при турбулентном течении:

$$\xi_{d0}=0,3164/Re_d^{0.25}, \quad (2.32)$$

уравнения для ламинарного течения:

$$\xi_{d0}=64/Re_d, \quad (2.33)$$

и корреляции Михеева для коэффициента теплоотдачи для турбулентного течения воздуха:

$$Nu_{d0}=0,018 \cdot Re_d^{0.8} (T_f/T_w)^{0.5} \quad (2.34)$$

для турбулентного воздушного потока в канале;  $T_f$  и  $T_w$  - температура потока и стенки, К.

На рис.2.16 и 2.17 показаны зависимости  $\xi = f(Re)$  при течении воды и воздуха, полученная при исследовании гидравлического сопротивления на гладкостенных рабочих участках №1 и №2 водопрливного и воздушного стендов.

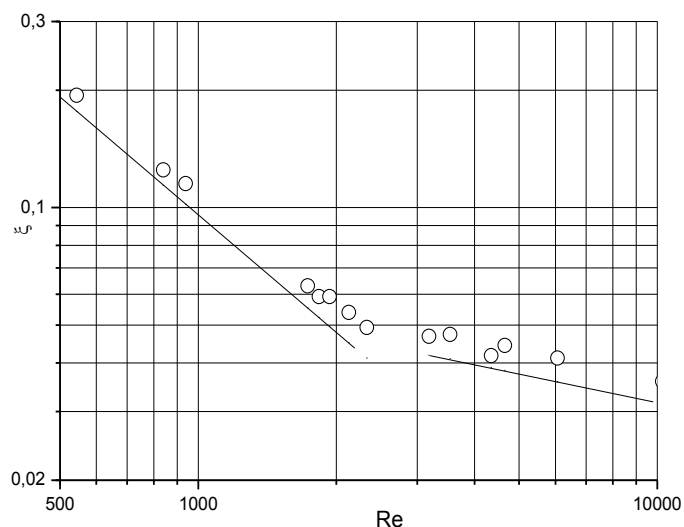


Рисунок 2.16 – Графическая зависимость  $\xi = f(Re)$  при течении воздуха, полученная при исследовании гидравлического сопротивления на рабочем участке №1 воздушного и водопроливного стендов: точки – эксперимент, линии – расчет по (2.32) и (2.33)

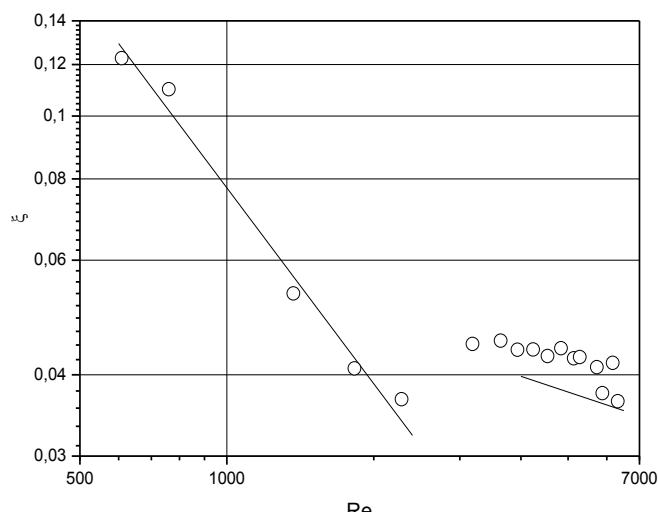


Рисунок 2.17 – Графическая зависимость  $Nu = f(Re)$  при течении воздуха, полученная при исследовании гидравлического сопротивления на рабочем участке №2 воздушного стенда: точки – эксперимент, линия – расчет по (2.34) и (2.33)

Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных по коэффициентам гидравлического сопротивления показал, что максимальное отклонение данных не более 10 %, что показывает работоспособность оборудования и адекватность методик обработки результатов экспериментов.



На рис.2.18 и 2.19 показаны зависимости  $Nu=f(Re)$  при течении воздуха, полученная при исследовании теплоотдачи на рабочих участках №1 и №2 воздушного стенда.

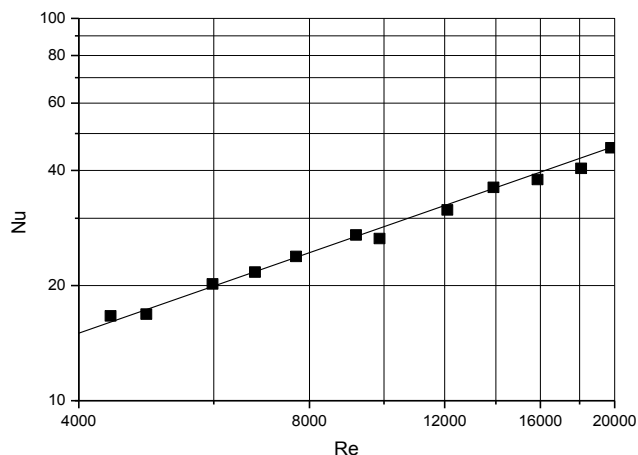


Рисунок 2.18 – Графическая зависимость  $Nu=f(Re)$  при течении воздуха, полученная при исследовании теплоотдачи на рабочем участке №1 воздушного стенда: точки – эксперимент, линия – расчет по (2.34)

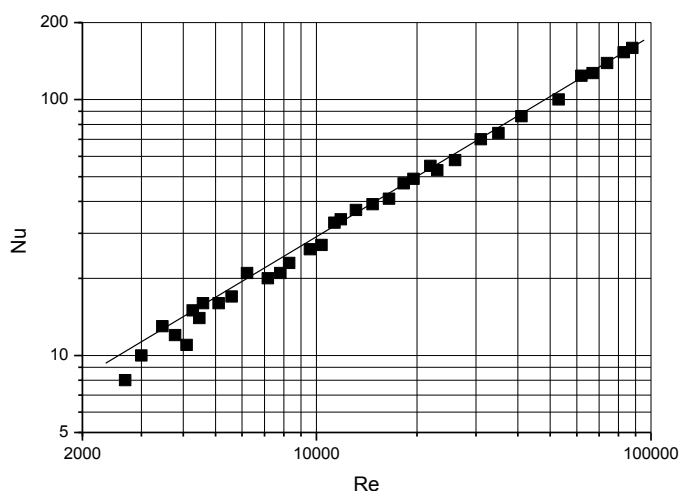


Рисунок 2.19 – Графическая зависимость  $Nu=f(Re)$  при течении воздуха, полученная при исследовании теплоотдачи на рабочем участке №2 воздушного стенда: точки – эксперимент, линия – расчет по (2.34)

Максимальное отклонение данных по коэффициентам теплоотдачи составляет 10-15 %, что показывает адекватность разработанной методики проведения и обработки экспериментальных данных.

## 2.4 Выводы по главе

1. Разработаны и созданы рабочие участки для проведения визуализации течений в каналах с поверхностными интенсификаторами, для проведения тепловизионных исследований распределения температур на поверхностях с поверхностными интенсификаторами, исследования гидравлического сопротивления и теплоотдачи в щелевых каналах с одно- и многорядными системами поверхностных интенсификаторов;

2. проведена модернизация экспериментальных стендов для проведения вышеописанных исследований при течении воды и воздуха;

3. разработаны методики проведения экспериментов и обработки экспериментальных данных;

4. проведена оценка неопределенности измерений. Установлено, что величина коэффициента гидравлического сопротивления определяется с относительной расширенной неопределенностью от 7.0 до 13.4 %, значения числа Нуссельта от 9.0 до 14.9 % ,при доверительной вероятности  $P=0.95$ ;

5. выполнено тестирование работы систем измерений и методик проведения и обработки экспериментальных данных на разработанных и созданных рабочих участках. Выявлено, что по коэффициентам гидравлического сопротивления максимальное отклонение экспериментальных данных от известных зависимостей для ламинарного и турбулентного течений не более 10 %, а по коэффициентам теплоотдачи составляет 10-15 %, что показывает работоспособность оборудования и адекватность методик обработки результатов экспериментов.

## ГЛАВА 3 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ С ОВАЛЬНО-ТРАНШЕЙНЫМИ ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ТЕПЛООТДАЧИ

В данной главе приведены результаты экспериментального исследования гидродинамики и теплообмена в щелевых каналах с одно- и многорядными системами овально-траншейных выемок. Дано описание особенностей конструкции данного вихревого интенсификатора. Проведен анализ и выявлены рациональные размеры данного интенсификатора. Приведены результаты визуализации зарождения и развития вихревых структур, распределения локальных температур по поверхности с одиночными и системами овально-траншейных выемок. Установлены уровни повышения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с системами овально-траншейных выемок. Для однорядной системы овально-траншейных выемок получены расчетные зависимости для оценки теплогидравлических характеристик в каналах с ними. Проведена оценка теплогидравлической эффективности каналов с овально-траншейными выемками и их место на шкале эффективности. Дана оценка возможности использования нейросетевых технологий для прогнозирования теплогидравлических параметров в каналах с овально-траншейными выемками.

### 3.1 Объект исследования

Эволюция методов вихревой интенсификации теплообмена овальными и траншейными выемками тесно связана с анализом физического механизма генерации смерчеобразных структур в выемках и спиралевидных вихрей за ними. Обнаруженная связь перестройки двухячейстой к моносмерчевой структуре течения в сферической глубокой выемке с ростом теплоотдачи в выемке создала предпосылки для конструирования овальной выемки, состоящей из двух половинок сферической и цилиндрической вставки. Генерация смерчеобразной структуры в этом случае отличается высокой стабильностью и интенсивностью по сравнению со

сферическим аналогом. В центре внимания находится механизм перестройки и интенсификации вторичного течения с ростом относительного удлинения и уширения овальной выемки с формированием в ней протяженного спиралевидного вихря. Варьирование удлинением овальной выемки в долях ее ширины от 1 до 6,78 позволило установить рациональные компоновки поверхностных генераторов спиралевидных вихрей в узких каналах с высокой тепловой и теплогидравлической эффективностью, намного превосходящей аналогичные характеристики для канала со сферической и конической выемкой [71-76].

На основе анализа физических процессов в сферических и овальных выемках различного удлинения, проведенного в главе 1, предложена конструкция перспективной формы в виде овально-траншейных выемок, наклоненных под углом  $\varphi$  к набегающему потоку. При этом умеренные гидравлические потери в канале с овально-траншейной выемкой при удлинении 6,78 сопоставимы потерями в канале с базовой сферической выемкой. На конструкцию данной выемки получен патент РФ [159].

Овально-траншейная выемка имеет общую длину  $l_d$ , которая равна длине цилиндрической части  $l$  выемки и радиусам  $b/2$  двух половинок сферических выемок (рис.3.1). Таким образом, ширина овально-траншейной выемки составляет  $b$ . Выемка образовано заглублением сферы радиусом  $R$  на глубину  $h$ . При этом, В зависимости от глубины заглубления образующей сферы диаметром  $R$  получают различные соотношения  $h/b$ , изменяющиеся в диапазоне от 0 до 0.5. В предельном случае  $h=R$  и  $h/b=0.5$ , т.к. значение  $b$  будет  $2R$ . В зависимости от способа промышленного производства сопряжение выемки и исходной плоской поверхности происходит с радиусом  $r$  скругления кромок. При механической обработке  $r$  обычно равен 0, при литье и холодной штамповке выемок появляется технологический радиус скругления.

Согласно [159], в качестве объекта исследования выбрана овально-траншейная выемка с геометрическими соотношениями:  $l/b = 5,78$  или  $l_d/b = 6,78$ ;  $\varphi=45^\circ$ ;  $h/b = 0,25-0,33$ ;  $r = 0,025 \times b$ .

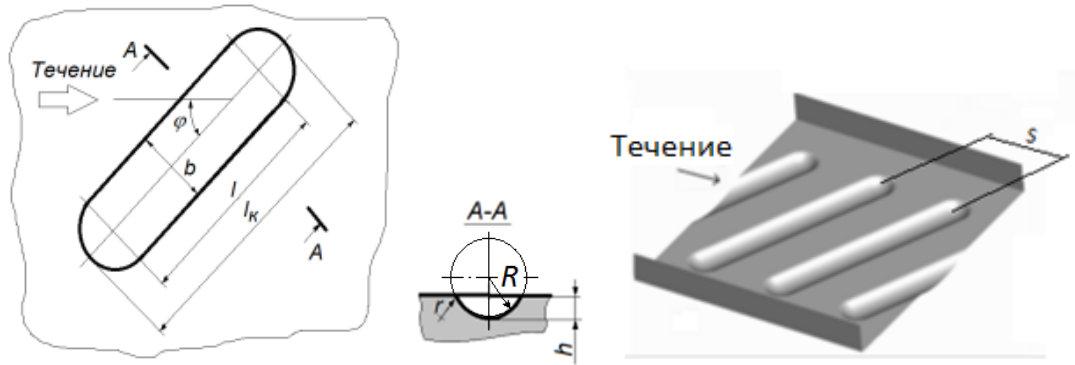


Рисунок 3.1 - Схема овально-траншейной выемки:  $l$  - длина цилиндрической части выемки, мм;  $l_d$  - длина выемки, мм;  $h$  - глубина выемки, мм;  $b$  - ширина выемки, мм;  $r$  - радиус скругления кромок выемки, мм;  $\varphi$  - угол натекания потока на выемку, градусы,  $S$  - шаг выемок.

В ходе изучения гидродинамики и теплообмена в каналах с поверхностными интенсификаторами в виде овально-траншейных выемок проведены исследования с использованием систем выемок. Исследованы одно- и многорядная системы овально-траншейных выемок, схемы которых показаны на рис.3.2.

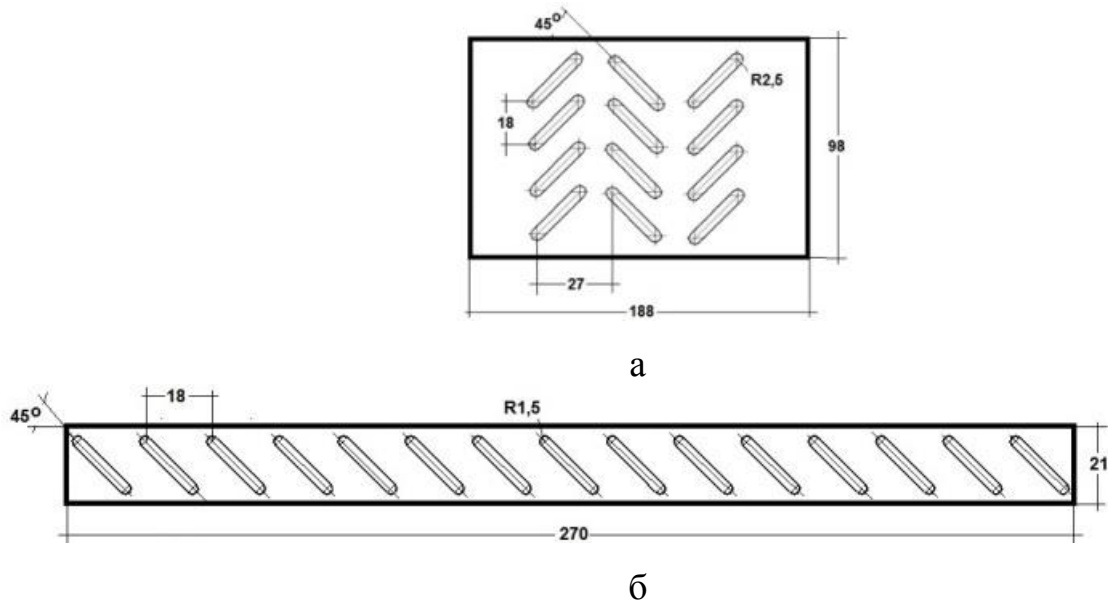


Рисунок 3.2 - Схемы многорядной системы (а) и однорядной системы (б) овально-траншейных выемок

В ПО Siemens NX построены рабочие чертежи исследуемых поверхностей с учетом их крепления на рабочих участках экспериментальных стендов, описан-

ных в разделе 2. Пример рабочей документации на пластину с однорядным расположением овально-траншейных выемок показан на рис.3.3.

Рабочие поверхности выращены на установке 3D прототипирования Stratasys Objet 30 Pro. Внешний вид пластин с много- и однорядным расположением овально-траншейных выемок показан на рис.3.4.

### 3.2 Анализ результатов численных исследований систем овально-траншейных выемок, отобранных для последующего обобщения

В работах [71-79] при расчете чисел подобия в качестве характерного размера принята высота канала  $h_{ch}$  (равная в данных работах ширине выемки  $b$ ), характерной скорости – среднерасходная скорость потока в канале :  $Re = \rho \bar{V} h_{ch} / \mu$ ,  $Nu = \alpha h_{ch} / \lambda$  и  $Nu_0 = \alpha_0 h_{ch} / \lambda$ .

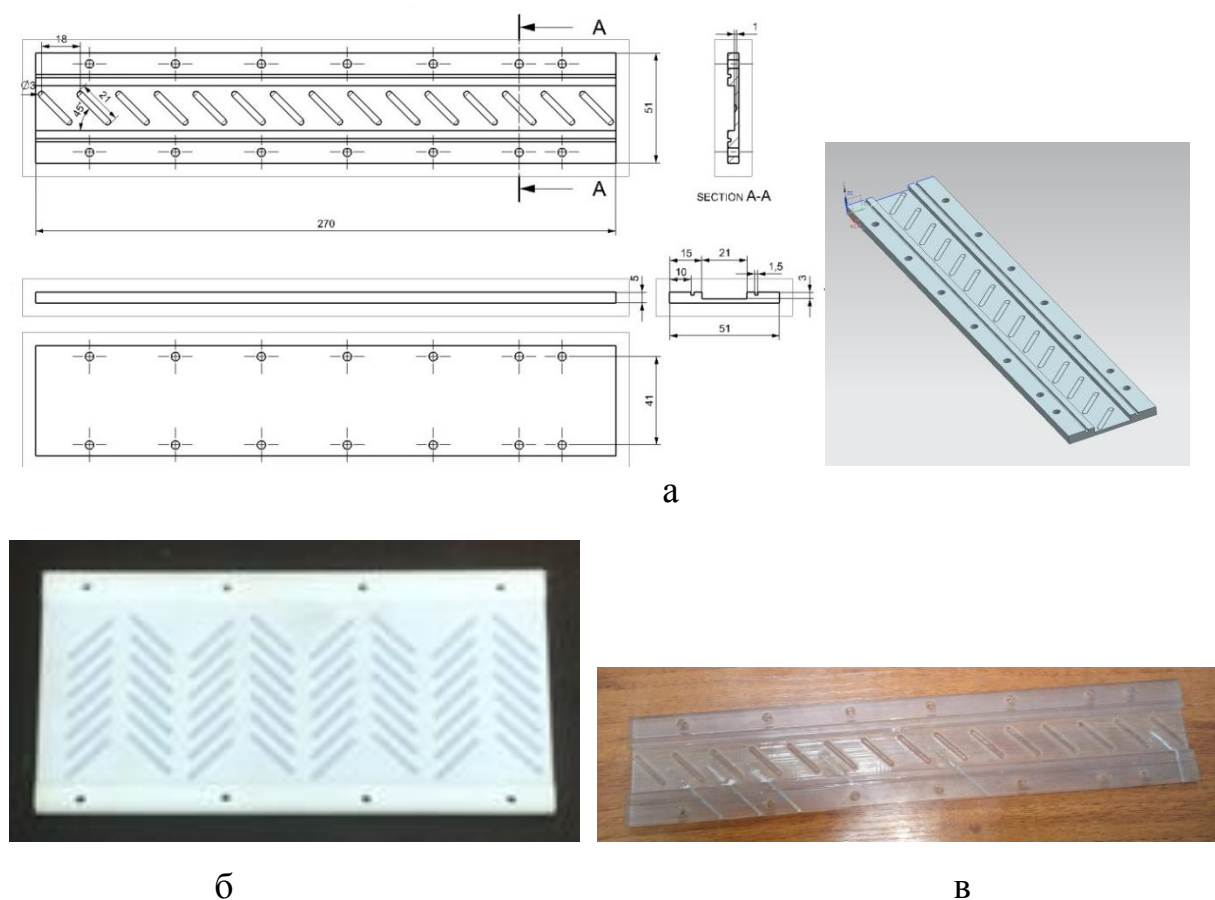


Рисунок 3.4 – Пример рабочей документации на пластину с однорядным расположением овально-траншейных выемок (а), рабочие пластины с много- (б) и одно- (в) расположением овально-траншейных выемок

Основные результаты исследования удлиненных овальных выемок приведены в работах [71-76]. Во всех этих работах используется число Рейнольдса  $Re$ , которое определяется с использованием значения среднерасходной скорости  $\bar{V}$  and высоту канала -  $Re = \rho \bar{V} h_{ch} / \mu$ , где  $\rho$  – плотность жидкости,  $\bar{V} = m / (\rho \cdot A)$  – средняя скорость жидкости в канале;  $A$  – площадь поперечного сечения канала,  $\mu$  – вязкость жидкости. Необходимо отметить, что числа Нуссельта  $Nu$  для гладкостенного канала и  $Nu_0$  для канала с выемками также определяются через высоту канала –  $Nu = \alpha h_{ch} / \lambda$  и  $Nu_0 = \alpha_0 h_{ch} / \lambda$ , где  $\alpha$  и  $\alpha_0$  – коэффициенты теплоотдачи,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности жидкости. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определяется на характерном участке длиной  $L = 7h_{ch}$  в канале шириной  $B = 9h_{ch}$  и высотой  $h_{ch}$  с периодическими граничными условиями и с удлиненным овальной выемкой; учитывают коэффициенты на поверхности выемки и на плоской площадке вокруг нее. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_0$  определяется на участке той же площади, но в гладком канале.

Коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления в [72-79] определялись на характерных, повторяющихся участках канала длиной  $L = 7h_{ch}$  в канале шириной  $B = 9h_{ch}$  и высотой  $h_{ch}$  с периодическими граничными условиями и с удлиненным овальной выемкой. Учитывались коэффициенты теплоотдачи на поверхности выемки и на плоской площадке вокруг нее. Граничные условия – постоянная температура стенки  $T = 303$  К. Коэффициенты гидравлического сопротивления в канале с выемками  $\xi$  и без них  $\xi_0$  определялись на этих же характерных участках по расчетной потере давления  $\Delta P$  -  $\xi = 2 \cdot \Delta P \cdot h_{ch} / (\rho \cdot \bar{V} \cdot L)$ .

В [72,73] исследовалось турбулентное обтекание водой овально-траншейного выемки, ориентированной под углами  $\varphi = 45^\circ$  в узком канале при фиксированном значении числа Рейнольдса  $Re = 10^4$ , площади пятна и глубине  $h$  при варьировании отношения длины к ширине  $l_d/b$ . Было обнаружено, что с ростом  $l_d/b$  гидравлические потери участка канала с выемкой увеличиваются и достигают максимума при  $l_d/b$  порядка 3. С дальнейшим ростом  $l_d/b$  гидравличе-

ские потери монотонно снижаются, приближаясь к уровню, характерному для участка канала с базовым сферическим выемкой (рис.3.4). Интенсификация теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  монотонно увеличивается с ростом  $l_d/b$ . Теплогидравлическая эффективность поверхности с овально-траншейными выемками также увеличивается с ростом длины выемки  $l_d/b$  в диапазоне изменения  $l_d/b=1\div 7$ . Это связано со структурой вторичного течения в выемке. С ростом  $l_d/b$  происходит интенсификация вторичного течения в овально-траншейном выемке, причем максимальная величина поперечной скорости, отнесенная к среднemasсовой скорости потока в канале, достигает величины 0,85 при  $l_d/b=6$ . С возрастанием  $l_d/b$  в овально-траншейном выемке наблюдалась перестройка течения, связанная с сокращением длины отрывной зоны и увеличением интенсивности возвратного течения в ней. При  $l_d/b>4,5$  положение отрывной зоны стабилизируется.

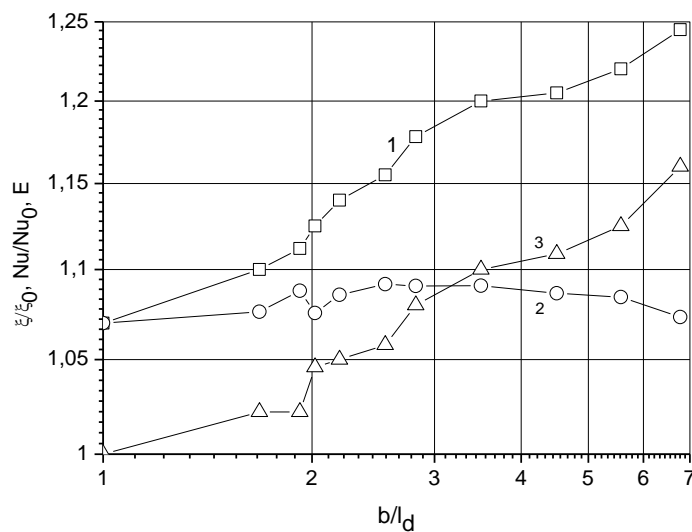


Рисунок 3.4 - Зависимость относительной теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  (1), относительного гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$  (2) и теплогидравлической эффективности  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  (3) по длине периодической секции с овально-траншейными выемками от относительной длины выемки  $l_d/b$ .

В [74] исследовалось турбулентное обтекание водой овально-траншейного выемки, ориентированной под углами  $\varphi=30-60^\circ$  в узком канале при фиксированном значении числа Рейнольдса  $Re=10^4$ . Показано, что наилучшие теплогидравлические характеристики канала получены при для овально-траншейного выемки



при относительном удлинении  $l_k/b = 6$ , ориентированной под углами  $\varphi=45^\circ$  (рис.3.5).

В работах [75,76] изучалось ламинарное течение воздуха (при  $Re=10^3$ ) в узком канале малой высоты с однорядными наклоненными под углом  $\varphi=45^\circ$  овально-траншейными выемками с варьированием относительной глубины выемок  $h$  в пределах от  $h/b=0,0625$  до  $0,375$ . Было обнаружено явление полторакратного ускорения максимальной скорости потока при глубинах выемки свыше  $h/b=0,25$  ( $h/h_{ch}\approx 0,25$ ,  $h_{ch}$  – высота канала).

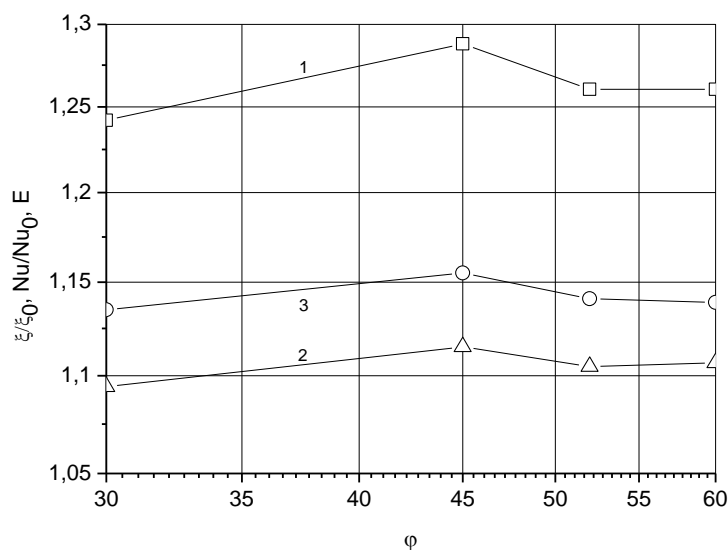


Рисунок 3.5 - Зависимость относительной теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  (1), относительного гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$  (2) и теплогидравлической эффективности  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  (3) по длине периодической секции с овально-траншейными выемками относительной длины  $l_k/b=6$  от ориентации центральной оси выемки к скорости натекающего потока  $\varphi$ .

Исследования показали, что с увеличением относительной глубины выемок с  $h/b=0,0625$  до  $0,375$ . Тепловая эффективность – отношение коэффициента теплоотдачи на периодической секции с выемкой к коэффициенту теплоотдачи на секции без выемки  $Nu/Nu_0$  увеличивается с 1,1 до 1,9 (рис.3.6), прирост гидравлических потерь  $\xi/\xi_0$  увеличиваются практически с 1 до 1,42. Это обеспечивает высокую теплогидравлическую эффективность  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  каналов с периодическими овально-траншейными выемками, которая в интервале от  $h/b=0,0625$  до

0,25 растет с 1,1 до максимальной величины 1,47, и далее уменьшается в интервале от  $h/b=0,25$  до 0,375 с 1,47 до 1,33. Таким образом, максимальная теплогидравлическая эффективность  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  каналов с периодическими овално-траншейными выемками наблюдается при  $h/b=0,25$ .

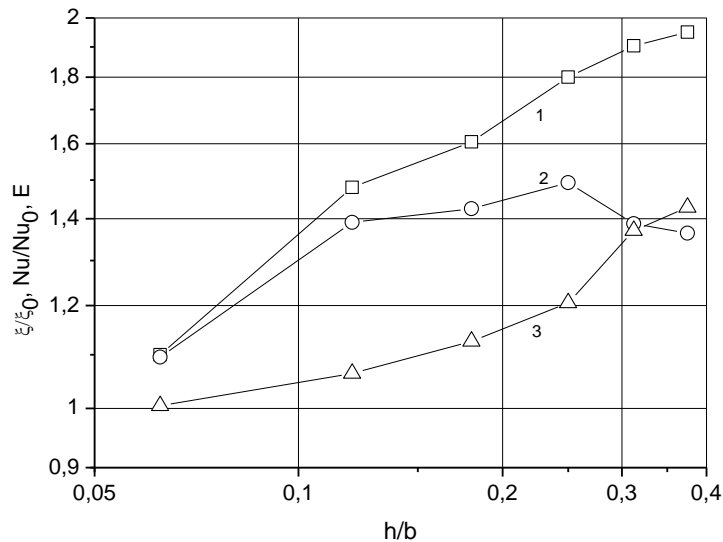


Рисунок 3.6 - Зависимость относительной теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  (1), относительного гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$  (3) и теплогидравлической эффективности  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  (2) по длине периодической секции с овално-траншейными выемками от относительной глубины нанесения выемок  $h/b$ .

Проведенные численные исследования позволили сформулировать и запатентовать основные рациональные параметры вихревого интенсификатора теплообмена в виде овално-траншейной выемки – выемка должно иметь относительно большое удлинение ( $l_d/b=5,57-6,78$ ) и относительную глубину  $h/b=0,18-0,37$ , угол натекания потока на выемку -  $\varphi=45^\circ$  по отношению к направлению потока [159]. При выборе данной формы вихрегенератора акцент делается на формирование интенсивной моносмерчевой структуры в выемке и на ускорение течения в следе за ним, которое отличается высокой стабильностью и интенсивностью по сравнению со сферическим аналогом. Приведенный анализ позволил выявить связь перестройки вторичного течения от двухячейстой структуры в сферической выемке к моносмерчевой структуре в овальной выемке, сопровождающуюся скачкообразным ростом теплоотдачи. Стоит обратить особое внимание, что уве-

личение теплоотдачи от стенки в значительной мере обусловливается повышением интенсивности вторичного течения в пристеночной зоне выемки. Особый интерес вызывает анализ влияния увеличения относительного удлинения выемки на механизм перестройки формирующейся в ней вихревой структуры, а также на интенсификацию вторичного течения и теплообмена.

В [77] проведено численное исследование низкоскоростного ( $Re=10^4$ ) течения воздуха в периодической секции длиной  $8h_{ch}$  в узком плоскопараллельном канале шириной  $9h_{ch}$  и высотой  $h_{ch}$  с нанесенными на нижнюю стенку однорядными наклоненными овально-траншейными выемками длиной  $7,05b$ , шириной  $b \approx h_{ch}$ , глубиной  $0,25h_{ch}$ , радиусом скругления кромок выемки  $0,21h_{ch}$ , при изменении угла наклона центральной оси выемки к потоку  $\varphi$  от  $1^\circ$  до  $89^\circ$ . Показано, что по мере увеличения угла наклона  $\varphi$  выемки отрывная зона в выемке сокращается, а возвратное течение в ней интенсифицируется. При этом угол  $\varphi$ , при котором наблюдалось максимальное значение прироста трения в выемке, составлял  $\varphi=60^\circ$ . Рост тепловой и теплогидравлической эффективности генераторов находится в прямой зависимости от величины максимальной скорости вторичного течения.

В [78] проведено расширение результатов работы [77] для низкоскоростного ( $Re=10^4$ ) течения воздуха в узком плоскопараллельном канале за счет варьирования шага выемок  $S$  в интервале от  $S/h_{ch}=2-8$  (рис.3.7). Анализ результатов численных исследований показал, что с ростом  $\varphi$  с  $45^\circ$  до  $65^\circ$  при фиксированной длине периодической секции  $S/h_{ch}=8$  происходит снижение экстремальных значений локальных относительных продольных, вертикальных и поперечных скоростей течения, т.е. снижается интенсивность вихреобразования в потоке (табл.3.1). Это соответствует результатам [77]. Однако, при уменьшении относительной длины периодической секции (шага выемок) с  $S/h_{ch}=8$  до 2, угол, при котором наблюдаются максимальные значения экстремальных проекций скорости смещается в область  $\varphi=60^\circ$ . При этом возрастают и сами значения проекций скоростей, происходит интенсификация возвратного течения в наклоненных выемках.

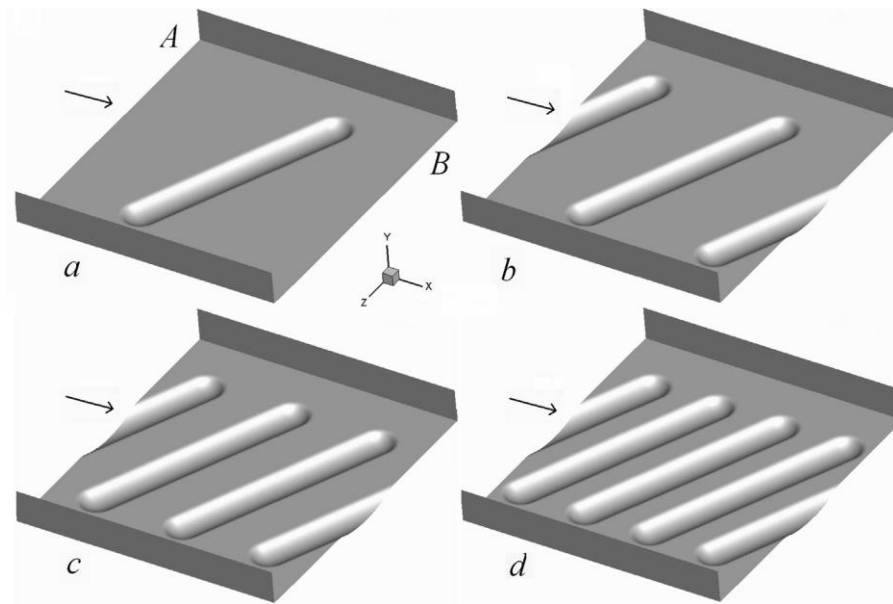


Рисунок 3.7 - Периодическая секция канала с наклонными овально-траншейными выемками ( $\varphi=65^\circ$ ) на нижней стенке при различных относительных шагах выемках. а –  $S/h_{ch}=8$ ; б – 4; в – 2.667; д – 2.

Таблица 3.1 - Анализ результатов численных исследований [78]

$\varphi$	$S/h_{ch}$	$u_{\max}$	$u_{\min}$	$v_{\max}$	$v_{\min}$	$w_{\max}$	$w_{\min}$
45	8	1.38	-0,58	0,49	-0,37	0,3	-1,00
53	8	1,369	-0,600	0,54	-0,381	0,299	-0,990
53	4	1,502	-0,757	0,695	-0,511	0,412	-1,193
53	2,667	1,550	-0,794	0,731	-0,575	0,480	-1,243
65	8	1,336	-0,639	0,494	-0,400	0,317	-0,915
65	4	1,491	-0,811	0,655	-0,537	0,434	-1,145
65	2,667	1,579	-0,876	0,743	-0,623	0,531	-1,251
65	2	1,643	-0,862	0,751	-0,655	0,587	-1,272

Более детальное численное исследование низкоскоростного ( $Re=10^4$ ) течения воздуха в узком плоскопараллельном канале шириной  $9h_{ch}$  и высотой  $1h_{ch}$ , за счет варьирования длины периодической секции в интервале от  $S/h_{ch}=2h_{ch}$  до  $8h_{ch}$  проведено в [79].

Исследования показали, что с уменьшением шага расположения выемок от  $H=8h_{ch}$  до  $2h_{ch}$  тепловая эффективность  $Nu/Nu_0$  по длине периодической секции увеличивается с 1,5 до 2,27 (рис.3.8), прирост гидравлических потерь  $\xi/\xi_0$  увеличиваются с 1,18 до 2,23. Это обеспечивает высокую теплогидравлическую эффективность  $E$  каналов с периодическими овально-траншейными выемками, которая в интервале от  $S/h_{ch}=8$  до 4 составляет около 1,1 и далее при уменьшении  $S$  до  $4h_{ch}$  уменьшается до 1. Результаты численных исследований показали высокую тепловую и теплогидравлическую эффективность использования теплообменных каналов с однорядными системами овально-траншейных выемок. Максимальная интенсификация теплоотдачи 2,3 достигает значений, а значения теплогидравлической эффективности составляет 1,1. Однако для практического использования кроме разработанных рекомендаций на основе численных исследований требуется верификация полученных результатов.

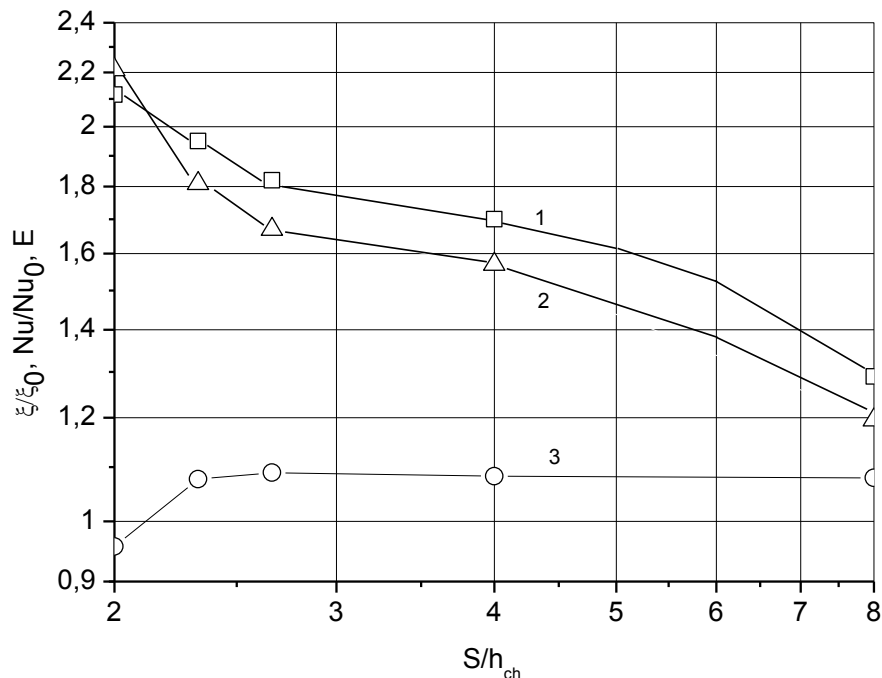


Рисунок 3.8 - Зависимость относительной теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  (1), относительного гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$  (2) и теплогидравлической эффективности  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  (3) по длине периодической секции с овально-траншейными выемками от относительного шага нанесения выемок  $S/h_{ch}$ .

Экспериментальные исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления каналов с овальными и овально-траншейными выемками при ламинарном и турбулентном режимах течения проведены в ограниченном количестве работ [80-82,160,161]. К сожалению, в указанных работах при определении рациональной формы выемки не используется концепция управления обтеканием, т.е. конструирование омываемого контура с учетом формирования предпочтительной структуры струйно-вихревого течения.

### 3.3. Визуализация обтекания одиночных овально-траншейных выемок

В работе проведена визуализация картин обтекания одиночных овально-траншейных выемок для сопоставления с результатами ранее проведенных численных исследований и подтверждения механизмов интенсификации теплообмена.

Овально-траншейная выемка является поверхностным генератором спиралевидных высокоинтенсивных моновихрей и позволяет повысить скорость вторичного течения до значений, характерных скорости потока в стесненном канале (среднемассовой или максимальной), что в несколько раз превышает скорости вторичного течения, индуцированные традиционными сферическими выемками, и отличается высокой стабильностью и интенсивностью вихревого течения в следе за ним по сравнению с аналогами в виде овальных выемок различного удлинения.

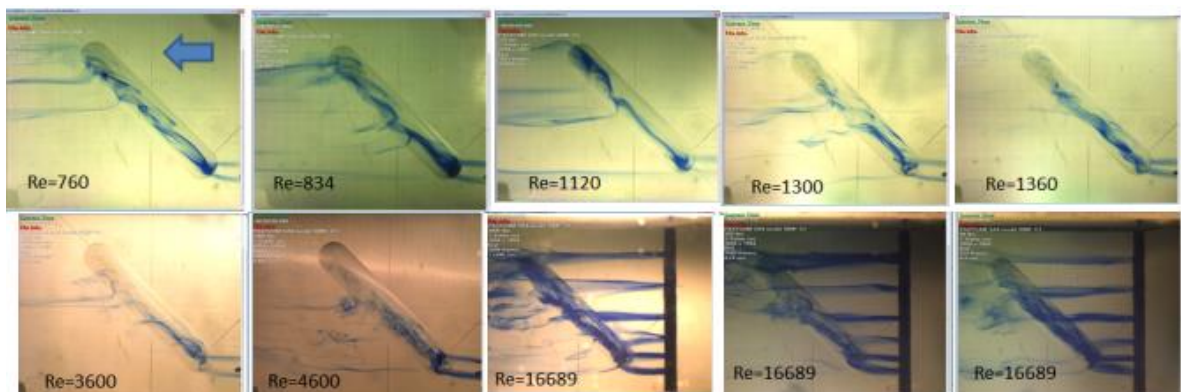


Рисунок 3.9 - Визуализация течения в окрестности овально-траншейной выемки с относительными размерами  $h/b=0,25$  и  $l_d/b=6,78$  при различных скоростях потока

Анализ результатов визуализации обтекания овально-траншейных выемок (рис.3.9) показывает, что в области крайней по ходу течения кромки овально-траншейной выемки возникают области с пониженными скоростями, а значит с малыми локальными коэффициентами теплоотдачи. Это было подтверждено далее и результатами тепловизионных исследований [87,88]. В данной области наблюдается интенсивный выброс массы теплоносителя из объема выемки, что хорошо видно на результатах визуализации при всех исследованных скоростях течения основного потока.

Однако удлинение выемок, а значит появление данных областей, неизбежно, так как именно значительное удлинение на уровне  $l_d/b = 6,78$  способствует повышению скорости в основной части выемки и, как следствие, локальных коэффициентов в них.

#### 3.4. Исследование распределения температур в рельефах с овально-траншейными выемками

Распределения температур в различных сечениях одиночной овально-траншейной выемки с  $h/b=0,25$ ;  $l_d/b=6,78$ ) проведено с использованием инфракрасной камеры Fluke TiX640 с объективом Converter 0,5x Jenoptik для макросъемки и использованием на рабочем участке инфракрасного окна Fluke CV400 type 4/12. Пластина из углеродистой стали устанавливалась нижней поверхностью канала заподлицо. Рабочий канал имел квадратное сечение  $98 \times 98$  мм. На поверхности пластин выемка была нанесена фрезерованием с использованием фрезы  $\varnothing 12$ . Пластина препарирована хромель-копелевыми термопарами для измерения температуры поверхности для контроля дальнейших измерений полей температур с использованием тепловизора (обоснования выбора степени черноты поверхности). Нагрев пластины осуществлялся нагревателем, устанавливаемым по пластине. Тепловой поток составлял около 90 Вт. Рабочая среда – воздух.

Поля температур представлены на рис.3.10 и 3.11. Анализ показывает, что в области крайней по ходу течения кромки овально-траншейной выемки возникают области с малыми локальными коэффициентами теплоотдачи, что повышает температуру. Как указано выше, удлинение выемки, а значит появление данных областей, неизбежно, но необходимы решения по повышению скорости течения и, как следствие, локальных коэффициентов в выемке в целом.

Результаты тепловизионных исследований подтвердили ранее полученные результаты по влиянию удлинения выемок на течение в них и распределения локальных коэффициентов теплоотдачи.

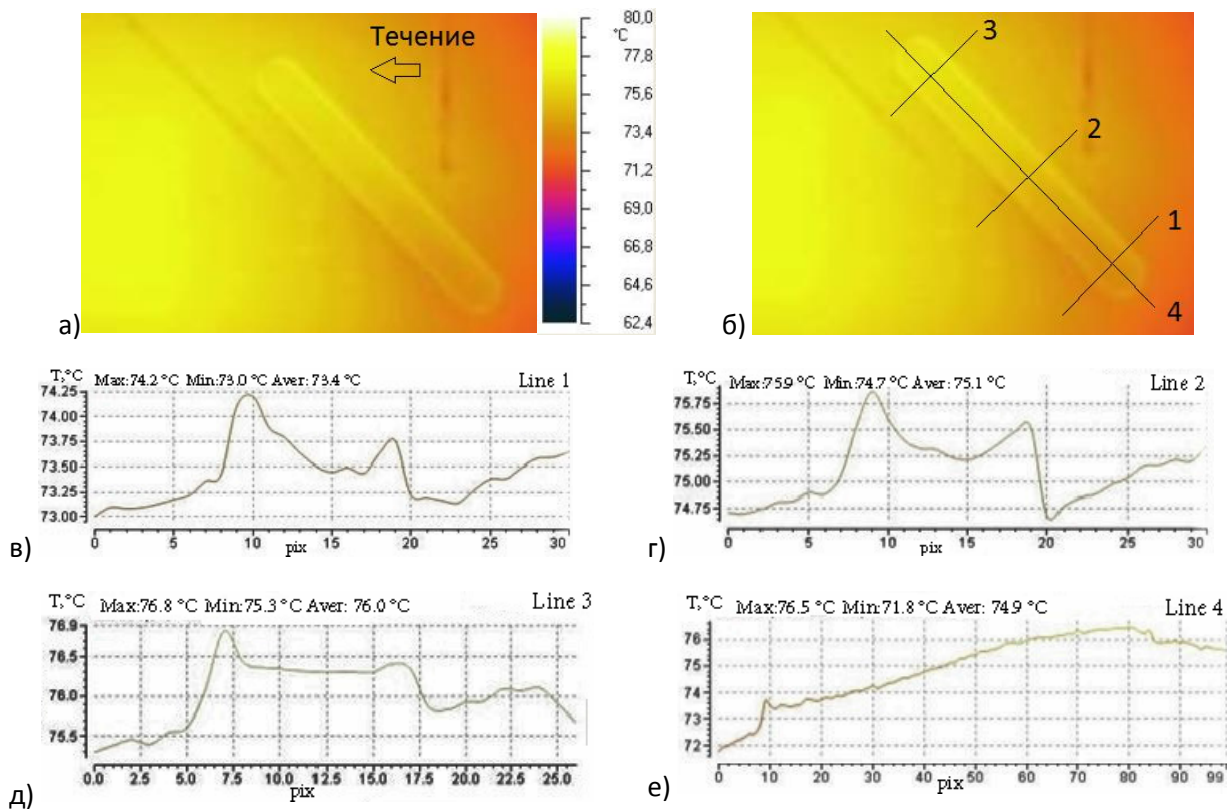


Рисунок 3.10 – Термограммы поверхности с одиночной овально-траншейной выемкой: а - термограмма; б - обозначения сечений для определения температур, в-е - распределения температур в указанных сечениях

Поля температур при обтекании рельефа с системой овально-траншейных выемок представлен на рис.3.12. Хорошо видно нарастание пограничного слоя – повышение температуры поверхности по мере течения потока вдоль пластины. В выемках температура более высокая из понижен-



ной скорости вторичных течений в выемках. По длине выемки выемок распределения температур подобны распределениям при обтекании одиночных выемок.

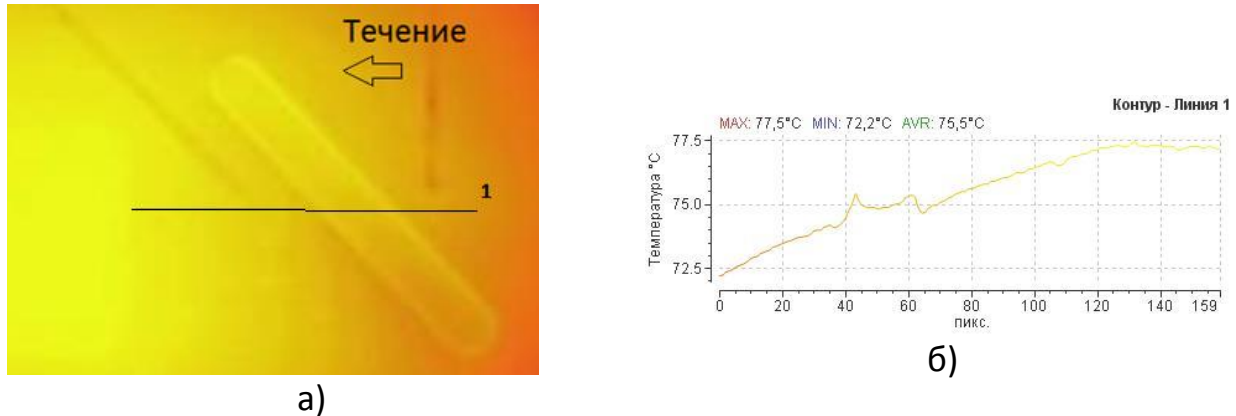


Рисунок 3.11 – Термограмма поверхности с одиночной овально-траншейной выемкой (а) и распределения температур вдоль линии 1 (б)

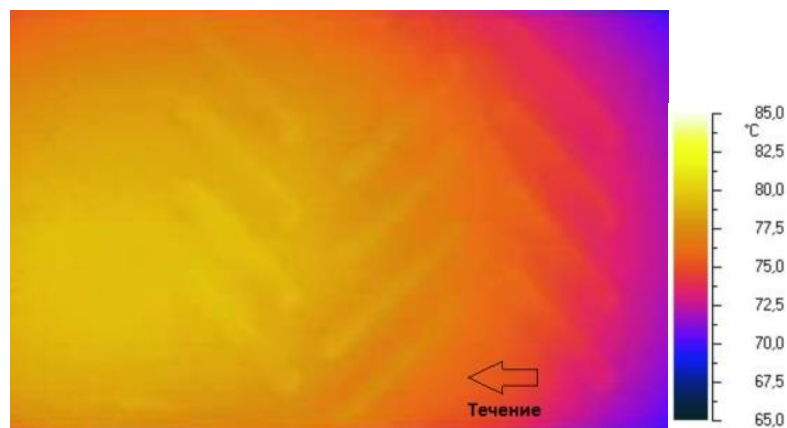


Рисунок 3.12 – Термограмма поверхности с системами овальных выемок

### 3.5. Особенности течения в щелевых каналах с удлиненными выемками

При наклонной ориентации удлиненной выемки к потоку на нагретой стенке плоскопараллельного канала отмечается самоорганизация смерчеобразного (спиралевидного) моновихря (рис.3.13,а), который интенсифицируется за счет формирования поперечного перепада давления и возникновения полюса отрицательного давления в эпицентре моновихря (рис.3.13,б). Однако, в наклонных овально-траншейных выемках происходит ослабление вихревой структуры со снижением теплоотдачи вдоль оси выемки ближе к концевой части выемки. Закрученный в выемке поток имеет заметное отклонение в конце выемки, где воз-

никает отрывная зона с довольно протяженным возвратным течением за задней кромкой канавки, а вихрь выходит из канавки, не доходя до его конца.

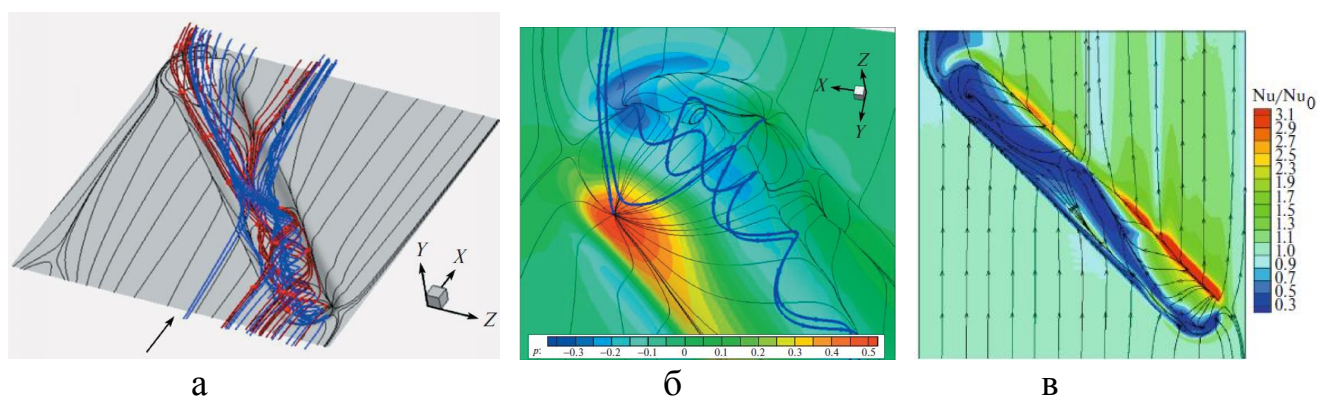


Рисунок 3.13 – Генезис вихревой структуры в выемке: а - самоорганизация смерчеобразного (спиралевидного) моновихря [83]; б - возникновение полюса отрицательного давления в эпицентре моновихря [83] в – локальные распределения коэффициентов теплоотдачи в окрестности выемки (механизм интенсификации)

В название работы вынесен термин «щелевой канал», что связано с особенностями течения в рассматриваемых каналах. Выделим два аспекта:

1. В опытах исследованы щелевые длинные каналы с размерами сторон длиной  $L=270$  мм, высотой  $H=3$  мм и шириной  $B=21$  мм и длиной  $L=198$  мм, высотой  $H=1,5$  мм и шириной  $B=98$  мм, что обеспечивало соотношения сторон – относительную длину  $L/H=90$  ( $L/D_{\text{экв}}=45$ ) и  $L/H=132$  ( $L/D_{\text{экв}}=66$ ), относительную ширину  $B/H=7$  и  $B/H=66$ . Уменьшение относительной длины канала за счет роста высоты канала при фиксированной длине переводит канал из разряда длинных в разряд коротких каналов. Поэтому с ростом высоты канала отношение  $Nu/Nu_0$  будет уменьшаться. Описание влияния высоты на теплоотдачу в каналах с вихрегенераторами в виде выемок описано в работах И.А.Попова.

2. Термин «щелевой» здесь связан и развитием гидродинамической картины течения в канале с выемками. Это связано со взаимодействием основного потока с вихревой структурой в выемке и возникновением вторичных структур в основном потоке. В [83] показано, что использование удлиненных выемок позволяет формировать в каналах вторичные продольные вихревые структуры (рис.3.15). Косвенно это доказали экспериментальные исследования [96], в которых было по-

казано, что смещение ряда выемок относительно центральной оси влияет на гидродинамические характеристики каналов, что в первую очередь связано с развитием вторичных течений в основном потоке. С увеличением относительной высоты канала снижается развитие данных вторичных вихревых течения в канале и значительно меняется гидроспротивление канала и частично теплоотдача.

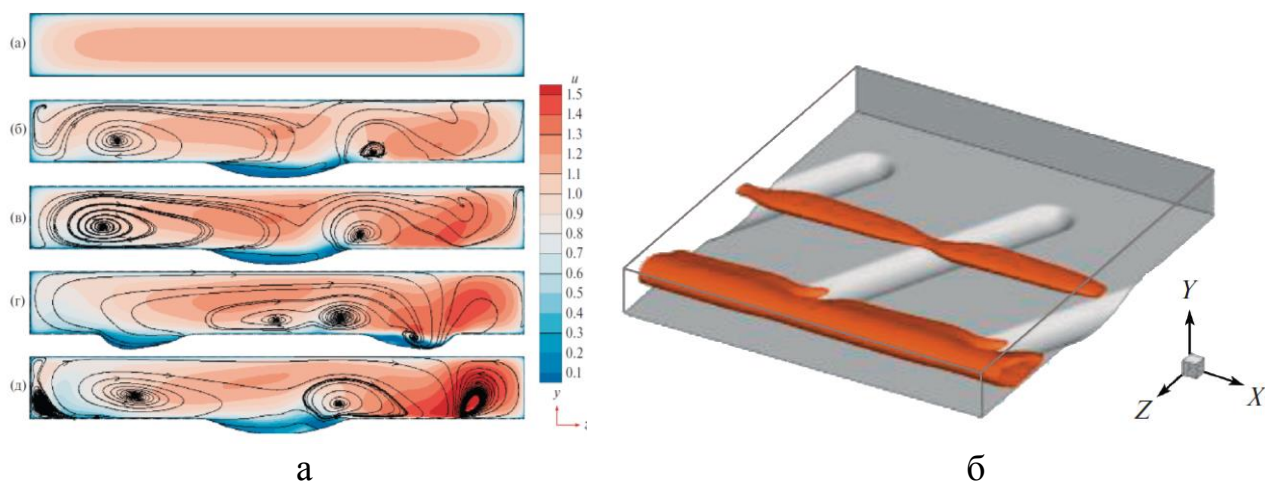


Рисунок 3.15 - Поля продольной составляющей скорости в срединном сечении (а) и изополя продольной составляющей скорости (б) в канале с овально-траншейными выемками при различных шагах выемок [83]

### 3.6 Исследование коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с системами овально-траншейных выемок

#### 3.6.1 Результаты исследования коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с однорядной системой овально-траншейных выемок

Исследования коэффициентов сопротивления проводилось при течении воздуха в каналах длиной  $L=270$  мм, высотой  $H=3$  мм и шириной  $B=21$  мм с нижними стенками, покрытыми однорядными системами овально-траншейных выемок. Стенки перед нанесением выемок полировались.

Установлено, что коэффициенты гидравлического сопротивления канала с односторонним расположением однорядной системы выемок  $h/b=0,33$ ;  $l_d/b=6,78$  (рис.3.14) примерно на 40 % выше, чем в плоском гладком канале, при турбу-

лентном режиме течения теплоносителя. При ламинарном режиме уровень значений коэффициентов гидравлического сопротивления практически совпадает со значениями для гладкостенного канала.

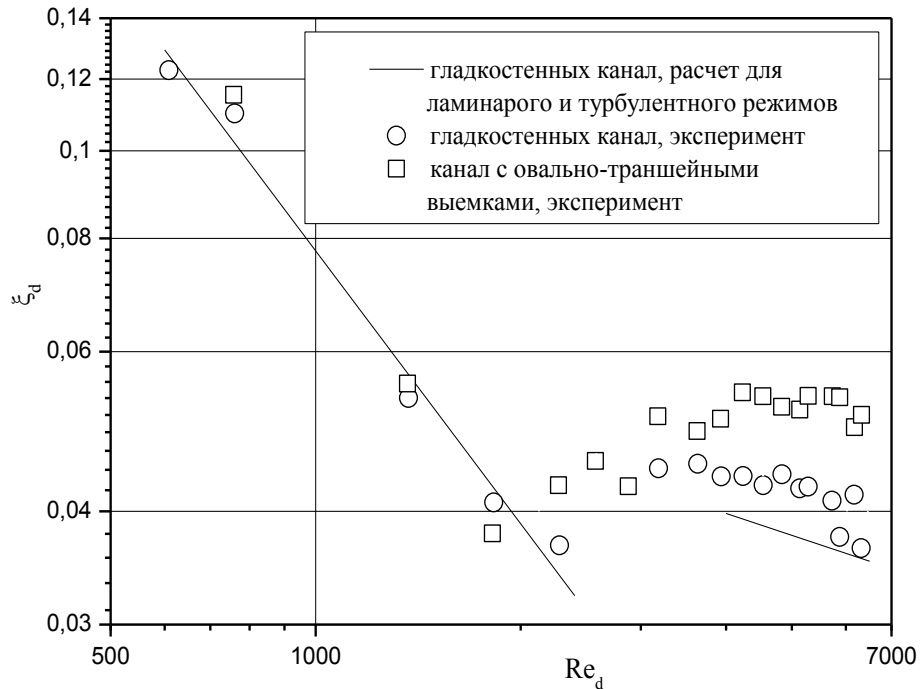


Рисунок 3.14 - Коэффициенты гидравлического сопротивления в каналах со стенкой, покрытой однорядной системой овално-траншейных выемок

Результаты оценки уровней повышения гидравлического сопротивления показаны в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению в каналах с выемками

Тип поверхности	Тип выемок	Относительные размеры выемок		Диапазон режимных параметров		$\xi/\xi_0$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$	
Однорядные	Овално-траншейные	0,33	6,78	3200 ÷ 9 · 10 <sup>4</sup>	0,72	~1,4

### 3.6.2 Результаты исследования коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с многорядной системой овально-траншейных выемок

Исследования коэффициентов сопротивления проводилось при течении воздуха в каналах длиной  $L=198$  мм, высотой  $H=1,5$  мм и шириной  $B=98$  мм с нижними стенками, покрытыми многорядными системами овально-траншейных выемок. Стенки перед нанесением выемок полировались.

Установлено, что коэффициенты гидравлического сопротивления канала с односторонним расположением многорядной системы овально-траншейных выемок  $h/b=0,25$ ;  $l_d/b=6,78$  (рис.3.15) в 2,5-3 раза выше, чем в плоском гладком канале, при турбулентном режиме течения теплоносителя и на 25% выше, чем у шахматных систем сферических выемок при той же площади пятна одиночных выемок. При ламинарном режиме уровень значений коэффициентов гидравлического сопротивления стремится к значениям для гладкостенного канала по мере уменьшения скорости течения. Полученные данные подтвердились при исследованиях коэффициентов гидравлического сопротивления при течении воды.

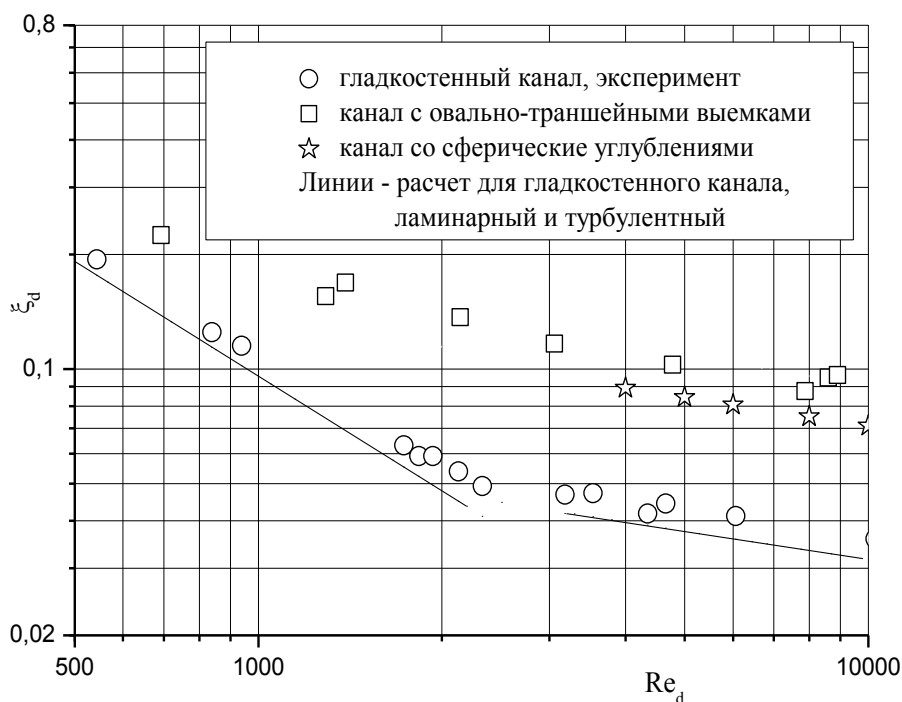


Рисунок 3.15 - Коэффициенты гидравлического сопротивления в каналах со стенкой, покрытой многорядными системами овально-траншейных выемок.

Результаты оценки уровней повышения гидравлического сопротивления показаны в таблице 3.2. Сравнение значений коэффициентов гидравлического сопротивления в каналах с многорядными системами выемок значительно выше, чем для однорядной системы выемок.

Таблица 3.2 - Сопоставление экспериментальных данных по уровню интенсификации теплоотдачи и повышению гидравлического сопротивления в каналах с различными типами выемок

Тип поверхности	Тип выемок	Относительные размеры выемок		Диапазон режимных параметров		$\xi/\xi_0$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$	
Многорядные	Овально-траншейные	0.25	6,78	$4 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$	0.72	$2.5 \div 3$
Однорядные	Овально-траншейные	0.33		$3200 \div 9 \cdot 10^4$		$\sim 1.4$

### 3.7 Исследование средних коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с системами овально-траншейных выемок в щелевых каналах

#### 3.7.1 Результаты исследования коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с однорядными системами овально-траншейных выемок в щелевых каналах

Исследования коэффициентов теплоотдачи проводилось при течении воздуха в каналах длиной  $L=270$  мм, высотой  $H=3$  мм и шириной  $B=21$  мм с нижними стенками, покрытыми однорядными системами овально-траншейных выемок. Стенки перед нанесением выемок полировались.

Средний коэффициент теплоотдачи определялся по формуле  $\alpha=Q/(\Delta t \cdot F)$  и не учитывал развития поверхности за счет нанесения выемок.

Выявлено, что коэффициенты теплоотдачи канала с односторонним расположением однорядной системы выемок  $h/b=0,33$ ;  $l_d/b=6,78$  (рис.3.16) на 20-55 %

выше при турбулентном режиме течения теплоносителя в диапазоне изменения чисел Рейнольдса  $Re_d = 3200 \div 9 \cdot 10^4$ , чем в плоском гладком канале.

Результаты оценки уровней повышения коэффициентов теплоотдачи показаны в таблице 3.3.

Таблица 3.3 - Экспериментальные данные по уровню интенсификации теплоотдачи в каналах с выемками

Тип поверхности	Тип выемки	Относительные размеры выемки		Диапазон режимных параметров		$Nu/Nu_0$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$	
Однорядные	Овально-траншейные	0,33	6,78	$3200 \div 9 \cdot 10^4$	0,72	$1,2 \div 1,55$

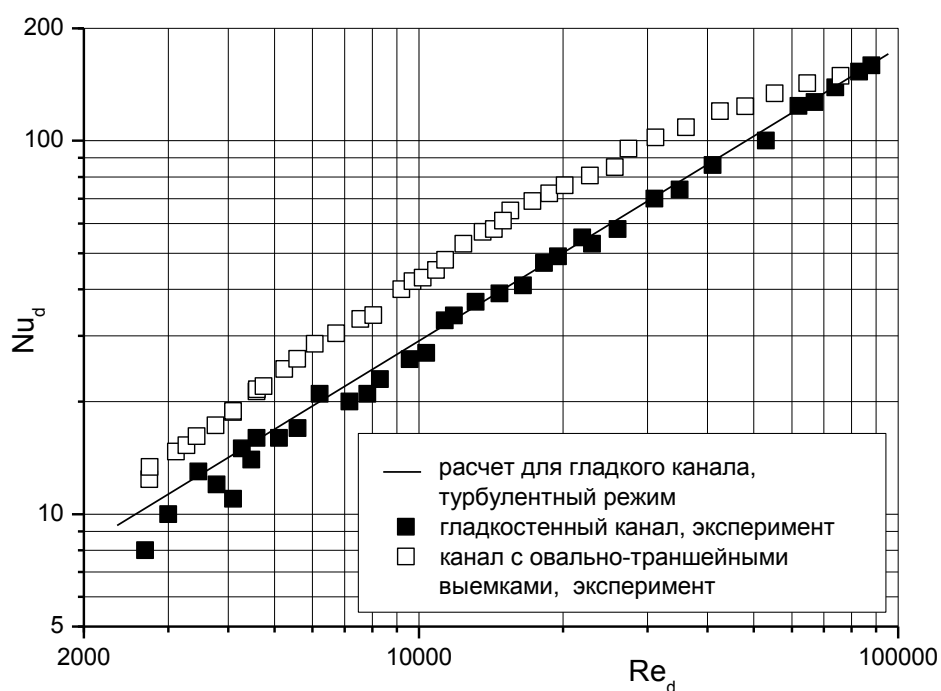


Рисунок 3.16 - Коэффициенты теплоотдачи в каналах со стенкой, покрытой однорядными системами овально-траншейных выемок.

### 3.7.2 Результаты исследования коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с многорядными системами овално-траншейных выемок в щелевых каналах

Исследования коэффициентов теплоотдачи проводилось при течении воздуха в каналах длиной  $L=198$  мм, высотой  $H=1,5$  мм и шириной  $B=98$  мм с нижними стенками, покрытыми многорядными системами овално-траншейных выемок. Стенки перед нанесением выемок полировались.

Средний коэффициент теплоотдачи определялся по формуле  $\alpha=Q/(\Delta t \cdot F)$  и не учитывал развития поверхности за счет нанесения выемок.

Выявлено, что коэффициенты теплоотдачи канала с односторонним расположением многорядной системы выемок  $h/b=0,25$ ;  $l_d/b=6,78$  (рис.3.17) в 2,3-2,5 раза выше при турбулентном режиме течения теплоносителя в диапазоне изменения чисел Рейнольдса  $Re_d = 4 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$ , чем в плоском гладком канале, и на 10% выше, чем у шахматных систем сферических выемок при той же площади пятна одиночных выемок.

Результаты сравнительной оценки уровней повышения теплоотдачи показаны в таблице 3.4. Сравнение значений коэффициентов теплоотдачи в каналах с многорядными системами выемок значительно выше, чем для однорядной системы выемок.

Таблица 3.4 - Экспериментальные данные по уровню интенсификации теплоотдачи в каналах с выемками

Тип поверхности	Тип выемки	Относительные размеры выемки		Диапазон режимных параметров		$Nu/Nu_0$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$	
Многорядные	Овално-траншейные	0.25	7	$4 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$	0.72	2.3 ÷ 2.43
Однорядные	Овално-траншейные	0.33		$3200 \div 9 \cdot 10^4$		1.2 ÷ 1.55



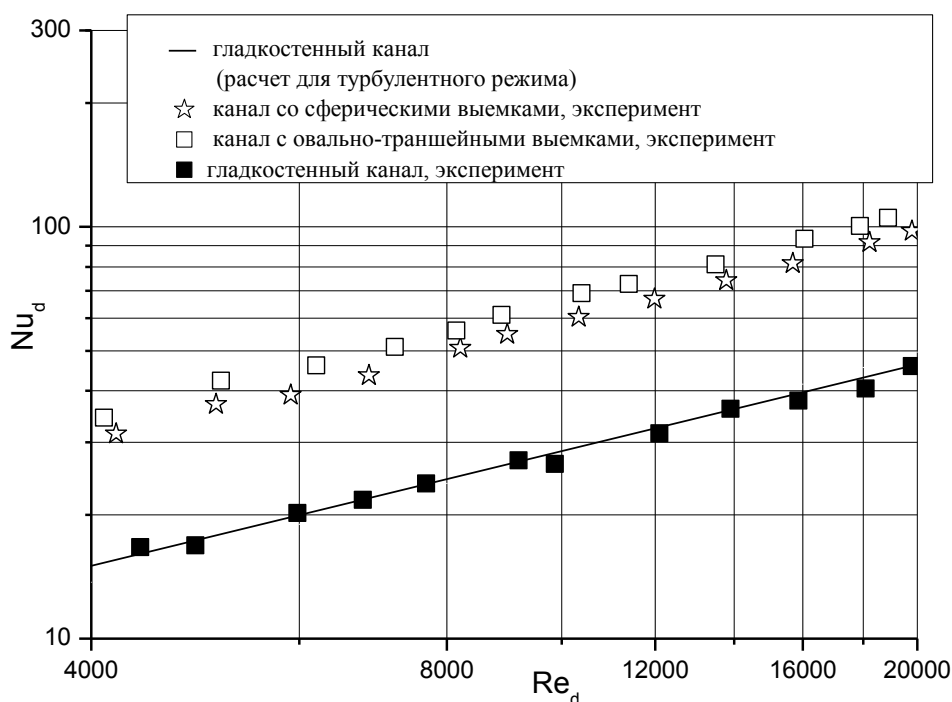


Рисунок 3.17 - Коэффициенты теплоотдачи в каналах со стенкой, покрытой многорядными системами овально-траншейных выемок.

### 3.8 Оценка теплогидравлической эффективности щелевых каналов с системами овально-траншейных выемок

Сравнительный анализ теплогидравлической эффективности рассмотренных каналов с одно- и многорядными системами овально-траншейных выемок относительной глубины  $h/b=0,25-0,33$  и относительной длины  $l_d/b=6,78$  производился по критериям тепловой эффективности  $Nu/Nu_0$  и по фактору аналогии Рейнольдса  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$ , где  $Nu_0$  и  $\xi_0$  – значения числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления в гладкостенном канале.

Результаты оценки теплогидравлической эффективности в каналах с различными типами компоновок овально-траншейных выемок показаны в табл.3.5.

Сравнение уровня теплогидравлической эффективности одно- и многорядных систем овально-траншейных выемок и выявленная практически одинаковая

их тепловая эффективность показывают, что повышение взаимодействия вихревых структур, истекающих из выемок при многорядных системах значительно увеличивают гидравлического сопротивление канала, но и повышают теплоотдачу в следе.

Таблица 3.5 - Сопоставление экспериментальных данных по уровню интенсификации теплоотдачи и повышению гидравлического сопротивления в каналах с различными компоновками овально-траншейных выемок

Тип поверхности	Тип выемок	Относительные размеры выемок		Диапазон режимных параметров		$Nu/Nu_0$	$\xi/\xi_0$	$E_{max}$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$			
Многорядные	Овально-траншейные	0.25	6,78	$4 \cdot 10^3 \div$ $2 \cdot 10^4$	0.72	2.3÷ 2.43	2.5÷3	0.97
Однорядные	Овально-траншейные	0.33		$3200 \div$ $9 \cdot 10^4$		1.2÷ 1.55		

Основной механизм интенсификации в удлиненных выемках при различных компоновках выемок остается прежним - увеличение скорости вихревых структур в выемке и скорости основного потока на границе пограничного слоя в следе, зависящие только от относительного удлинения выемки, и периодическое разрушение пограничного слоя с повышением теплоотдачи в области присоединения потока по задней кромке выемки.

### 3.9 Верификация результатов численных исследований теплогидравлических характеристик в каналах с системами овально-траншейных выемок

Верификация результатов численных исследований [71-80] производилась на основе полученных экспериментальных данных проведена для течения воздуха в узком плоскопараллельном канале шириной  $9h_{ch}$  и высотой  $h_{ch}$  при  $Re=10^4$ .

Сопоставление экспериментальных по интегральным характеристикам канала и расчетных данных по периодической секции (площадка прямоугольная площадка с выемкой) при близких геометрических параметрах канала и выемок

показывает, что удовлетворительное согласование (рис.3.18). Прирост теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  по результатам численного исследования составляет 1,54 раз, а согласно экспериментальным данным – 1,55 раза, различие составляет менее 1%. Прирост гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$  по результатам численного исследования составляет 1,39 раз, а согласно экспериментальным данным – 1,4 раза, различие составляет – менее 1%. В результате различие расчетного и экспериментального значения теплогидравлической эффективности  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  составляет около 1%, при значении расчетного –  $E=1,1$ , и экспериментального –  $E=1,11$ .

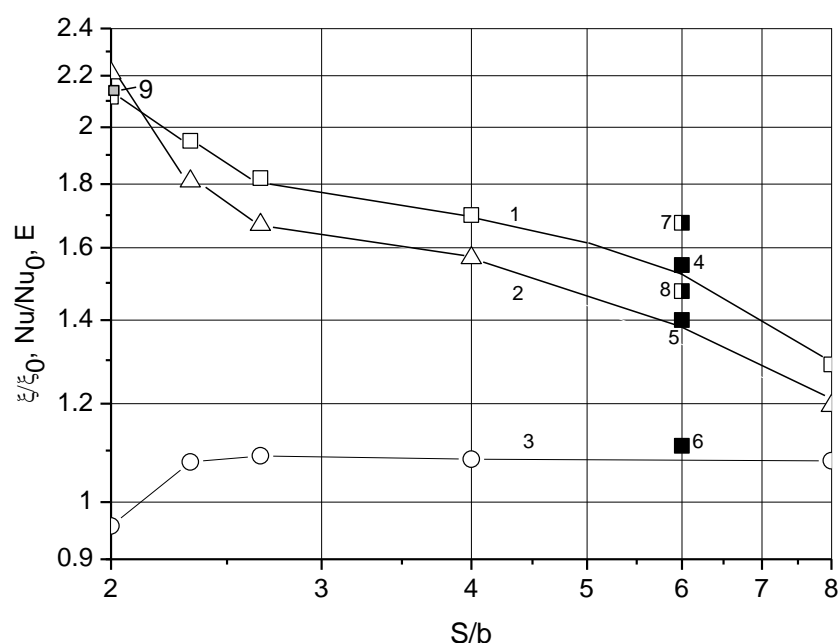


Рисунок 3.18 - Зависимость относительной теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  (1), относительного гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$  (2) и теплогидравлической эффективности  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  (3) по длине периодической секции с овально-траншейными выемками от относительного шага нанесения выемок  $S/b$  по работам С.А.Исаева. Точки 4,5,6 – соответственно относительная теплоотдача, относительное гидравлическое сопротивление и теплогидравлическая эффективность, полученная в ходе эксперимента. Точки 7,8 – соответственно относительная теплоотдача и относительное гидравлическое сопротивление, полученные с использованием модели нейронной сети, 9 – результаты экспериментального исследования [96]

### 3.10 Сравнительный анализ эффективности каналов с различными типами выемок

Сравнение полученных данных по тепловой эффективности и приросту гидравлического сопротивления для каналов с одно- и многорядными системами овально-траншейных выемок производилось по методикам, предложенной А.А.Халатовым (рис.3.19) и Ф.Лиграни [76] (рис.3.20).

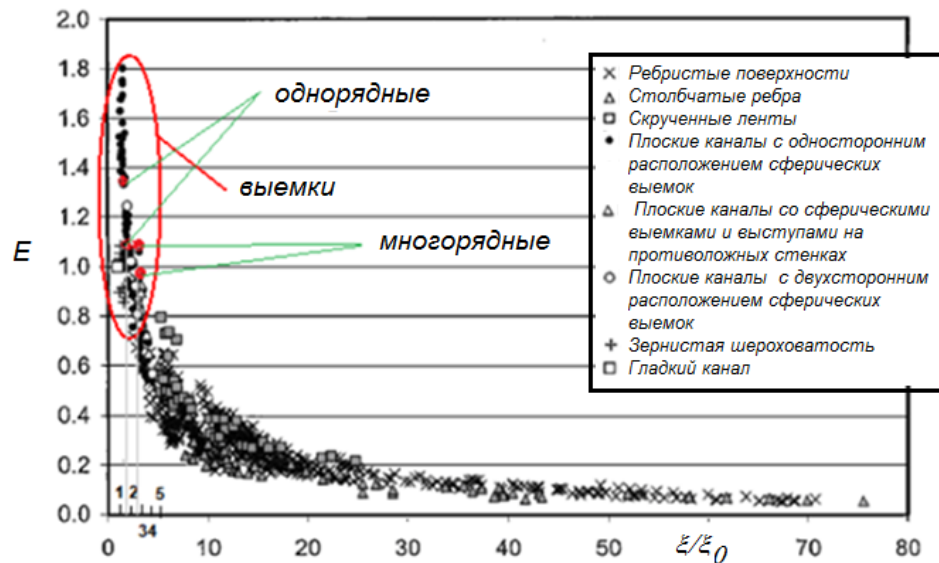


Рисунок 3.19 - Сравнение различных интенсификаторов по теплогидравлической эффективности по методике А.А.Халатова. Красные точки - овально-траншейные выемки

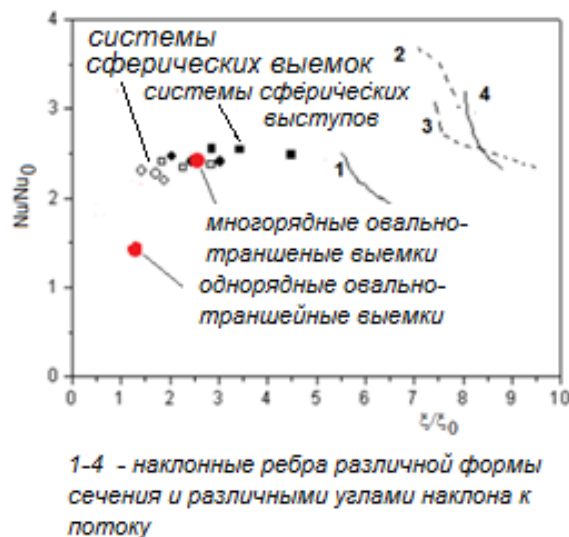


Рисунок 3.20 - Сравнение различных интенсификаторов по теплогидравлической эффективности по методике Ф.Лиграни. Красные точки - овально-траншейные выемки

На рис.3.19 результаты данного исследования представлены в комплексе данных для других типов поверхностных интенсификаторов в форме оценке эффективности А.А.Халатова. Видно, что полученные в данной работе экспериментальные данные не выпадают из общей зависимости для поверхностных интенсификаторов теплообмена – выемки, выступы, косые ребра-выступы. Здесь овально-траншейные выемки являются лучшими интенсификаторами по отношению прироста теплоотдачи по сравнению с приростом гидравлического сопротивления, особенно однорядные системы овально-траншейных выемок.

На рис.3.20 результаты данного исследования представлены в комплексе данных для других типов поверхностных интенсификаторов в форме оценке эффективности Ф.Лиграни. Сравнение выполнено и любезно предоставлено Н.Корневым (Росток, Германия). Также видно, что результаты исследования не выпадают по уровню показателей из общей тенденции наиболее эффективных видов поверхностных интенсификаторов теплоотдачи.

### 3.11 Прогнозирование теплогидравлических характеристик каналов с овально-траншейными выемками

#### *3.11.1 Рекомендации для расчетной оценки теплогидравлических характеристик каналов с овально-траншейными выемками*

Полученные в работе сведения о коэффициентах теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с системами овально-траншейных выемок могут использоваться при разработке и создании теплообменных аппаратов и проточных систем охлаждения теплонагруженных элементов. Выемки могут наноситься на теплообменные поверхности методами холодной штамповки, литья, 3D-прототипирования, механического резания. Перспективным направлением является использование выемок на поверхности систем плоских труб теплообменных аппаратов систем регенерации или утилизации теплоты или на пластинах пла-

стинчатых и кожухо-пластинчатых теплообменных аппаратов с овальными (приплюснутыми) трубами.

Для прогнозирования теплогидравлических характеристик каналов с овально-траншейными выемками могут использоваться критериальные уравнения, полученные на основе обобщения результатов экспериментальных и численных исследований.

Для наиболее технически перспективного диапазона геометрических параметров выемок (обеспечивающих максимальную теплогидравлическую эффективность) -  $h/b=0,0625-0,25$ ,  $S/b=2-8$ ,  $l_d/b=3-6,78$ ,  $\varphi=45-60$ , и турбулентного режима течения получены уравнения для коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи в канале с однорядным расположением овально-траншейных выемок:

$$\xi_d = 1.23(h/b)^{0.22}(S/b)^{-0.385}(l_d/b)^{-0.023}(\varphi/90)^{-0.027}/Re_d^{0.25} \quad (3.1)$$

$$Nu_d = 0.162 \cdot Re_d^{0.72} Pr^{0.4} (h/b)^{0.317} (S/b)^{-0.336} (l_d/b)^{0.083} (\varphi/90)^{-0.075} \quad (3.2)$$

Здесь, характерная температура – температура воздуха на входе в канал, определяющая скорость – среднемассовая скорость потока в канале, определяющий линейный размер – гидравлический диаметр канала. Уравнения описывают теплогидравлические характеристики канала с овально-траншейными выемками с отклонением не более 20%.

Зависимости (3.1) и (3.2) получены при совместном обобщении результатов экспериментальных и численных исследований [71-79], приведенных в данной статье.

Для многорядных систем овально-траншейных выемок подобные расчетные рекомендации в данной работе не даны, т.к. для подобной конфигурации выемок эксперимент проведен только на одной геометрии, а результаты численных исследований отсутствуют.

Однако следует указать, что эксперименты проведены для рациональных параметров одиночной овально-траншейной выемки, установленных в ходе чис-

ленных исследований [71-79]:  $l/b = 5,78$  или  $l_d/b = 6,78$ ;  $\varphi=45^\circ$ ;  $h/b = 0,25-0,33$ ;  $r = 0,025 \times b$ .

Следует указать, что полученные результаты относятся к осесимметричному расположению выемок по отношению к стенкам канала. В работе [96] показано, что смещение систем выемок по отношению к оси канала приводит к изменению теплогидравлических характеристик каналов при прочих равных параметрах.

### *3.11.2 Рекомендации для расчетной оценки теплогидравлических характеристик каналов с овально-траншейными выемками*

Однако, в связи со сложным влиянием параметров выемок и их расположения, наличия экстремумов в зависимостях теплогидравлических характеристик от геометрических параметров выемок, необходим целый комплекс критериальных уравнений для различных диапазонов определяющих режимных и геометрических параметров. Для упрощения прогнозирования теплогидравлических характеристик каналов с овально-траншейными выемками во всем исследованном в данной работе и в численных исследованиях [71-79] диапазоне изменения параметров предложена модель нейронной сети.

Разработаны модели нейронной сети [163,164] для расчета величин коэффициентов трения и теплоотдачи на основе написания программного кода на языке Python 3.0 с применением библиотеки Keras с ядром TensorFlow. База данных величин коэффициентов трения в узких каналах при однорядном размещении овально-траншейных выемок, получена на основе работ [71-79] при варьировании основных геометрических параметров выемок - относительных удлинения, глубины, шага размещения и угла натекания потока, составила обучающую выборку, то есть ту выборку, на которой производилось обучение нейронной сети. В качестве тестовой выборки, с которой производилось сравнение полученных результатов для предотвращения переобучения модели, являлись результаты экспериментального исследования коэффициентов гидравлического сопротивления в уз-

ких каналах с однорядными системами овално-дуговых выемок, описанная выше.

Прогнозирование с использованием модели нейронной сети проведено для трения и теплоотдачи при течении воздуха в узком плоскопараллельном канале длиной 198 мм, высотой  $h_{ch} = 3$  мм и шириной  $B = 7h_{ch} = 21$  мм с нижними стенками, покрытыми однорядными системами овално-траншейных выемок с шагом  $H = 6h_{ch}$ , относительной шириной  $b/h_{ch} = 1$ , относительной глубиной  $h/b = 0,33$ ; относительной длиной  $l_d/b = 6,78$ , и расположенным под углом  $45^\circ$  к натекающему потоку.

Сравнение результатов численного исследования и прогнозирования с использованием нейронной сети показало удовлетворительное совпадение -  $\xi/\xi_0 = 1.39$  при численном исследовании,  $\xi/\xi_0 = 1.4$  при экспериментальном исследовании и  $\xi/\xi_0 = 1,46$  при использовании модели нейронной сети;  $Nu/Nu_0 = 1.54$  при численном исследовании,  $Nu/Nu_0 = 1.55$  при экспериментальном исследовании и  $Nu/Nu_0 = 1.66$  при использовании модели нейронной сети.

Отклонение рассчитанного значения коэффициента гидравлического сопротивления составило для тестовой выборки - не более 5%, а для коэффициента теплоотдачи – не более 8% (рис.3.17).

Рекомендуется использовать модель нейронной сети при прогнозировании теплогидравлических параметров в компьютерных кодах по расчету теплообменного оборудования и обеспечения повышенной точности прогнозирования их параметров.

### 3.12 Выводы по главе 3

1. Проведен обзор литературных источников по численному исследованию гидродинамики и теплообмена в узких каналах с выемками. Для турбулентного режима течения теплоносителя выявлены и запатентованы рациональные размеры овално-траншейных выемок – удлинение выемок  $l/b = 5.57 \div 6.78$  и относительная глубина  $h/b = 0.18 \div 0.37$ , угол натекания потока на выемку  $\varphi = (45 \div 60)^\circ$ .



2. Проведено экспериментальное исследование коэффициентов гидравлического сопротивления и коэффициентов теплоотдачи в щелевых каналах с одно- и многорядными системами овально-траншейных выемок в диапазоне режимных параметров –  $Pr=0.71$ ,  $Re_d=3200\div 9\cdot 10^4$  для теплоотдачи и  $Re_d=500\div 10^4$  для гидравлического сопротивления, и геометрических характеристик поверхностей с выемками, которые находятся в диапазоне рациональных, -  $h/b=0.25$  и  $0.33$ ,  $l_d/b=7$ ,  $\varphi=45^\circ$ .

3. Выявлено хорошее согласование результатов численных исследований С.А.Исаева и экспериментальных исследований при турбулентном течении с отклонениями по коэффициентам теплоотдачи и гидравлического сопротивления не более 1%.

4. На основе анализа экспериментальных данных установлены уровни интенсификации теплоотдачи при турбулентном режиме течения –  $Nu/Nu_0=1.2\div 1.7$  в однорядных системах овально-траншейных выемок и  $Nu/Nu_0=2.3\div 2.5$  раза в многорядных системах этих выемок. Повышение гидравлического сопротивления сопоставимо с ростом теплоотдачи и составляет при турбулентном режиме течения –  $\xi/\xi_0=1.25\div 1.4$  раза в однорядных системах овально-траншейных выемок и  $\xi/\xi_0=2.3\div 3$  раза в многорядных системах этих выемок.

5. В связи с наличием экстремумов в зависимостях  $\xi/\xi_0$  и  $Nu/Nu_0$  от геометрических параметров вихревых генераторов ( $h/b$ ,  $S/b$ ,  $l_d/b$ ,  $\varphi$ ) для прогнозирования их значений требуется большой набор критериальных уравнений или комплексных уравнений. Для более технически интересном диапазоне геометрических параметров -  $h/b=0.0625\div 0.25$ ,  $S/b=2\div 8$ ,  $l_d/b=3\div 7$ ,  $\varphi =45\div 60$  и турбулентном режиме получены критериальных уравнений для коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи в каналах с однорядными овально-траншейными выемками. Полученные уравнения позволяют прогнозировать тепловые и гидравлические характеристики с отклонением до 20%.

6. Для упрощения определения значений  $\xi/\xi_0$  и  $Nu/Nu_0$  для овально-траншейных выемок во всем диапазоне изменения определяющего режимных и

геометрических параметров может быть создан программный код, реализующий искусственную нейронную сеть. Среднеквадратичная ошибка по всей базе данных находилась в пределах 5-8% для значений прироста гидравлического сопротивления и теплопередачи как для тестового, так и для обучающего наборов данных. Тем самым, показана возможность использования модели нейронной сети в компьютерных кодах по расчету теплообменного оборудования и обеспечения повышенной точности прогнозирования их параметров.

## ГЛАВА 4 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ С ОВАЛЬНО-ДУГОВЫМИ ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ТЕПЛООТДАЧИ

В данной главе приведены результаты экспериментального исследования гидродинамики и теплообмена в щелевых каналах с одно- и многорядными системами овално-дуговых выемок. Дано описание особенностей конструкции данного вихревого интенсификатора. Приведены результаты визуализации зарождения и развития вихревых структур, распределения локальных температур по поверхности с одиночными и системами овално-дуговых выемок. Установлены уровни повышения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с системами овално-дуговых выемок. Проведена оценка теплогидравлической эффективности каналов с овално-дуговыми выемками.

### 4.1. Объект исследования

Анализ результатов визуализации обтекания овално-траншейных выемок (рис.3.9) показывает, что в области крайней по длине выемки и ходу течения кромки овално-траншейной выемки возникают области с пониженными скоростями, а значит с малыми локальными коэффициентами теплоотдачи. Это было подтверждено и результатами тепловизионных исследований [87,88]. Как показано, удлинение выемок, а значит появление данных областей, неизбежно, но необходимы решения по повышению скорости течения и, как следствие, локальных коэффициентов в них. Для этого была предложена геометрия в виде овално-дуговых выемок.

Данная геометрия выемок является поверхностным генератором спиралевидных высокоинтенсивных моновихрей и позволяет повысить скорость вторичного течения практически по всей длине выемки, по сравнению с овално-траншейными выемками и отличается высокой стабильностью и интенсивностью вихревого течения в следе за ним по сравнению с аналогами в виде овалных вы-

емок различного удлинения, обеспечивая значительное превосходство удлиненных овално-дуговых выемок по тепловой и теплогидравлической эффективности.

Технический результат достигается за счет того, что теплообменная поверхность для интенсификации теплоотдачи при турбулентном течении теплоносителя, выполненная в виде периодически нанесенных выемок овално-дуговой формы (рис.4.1), состоящей из двух половинок сферической выемки диаметром  $b$ , соединенных цилиндрическим торообразным сегментом длиной  $l$ , отличающаяся тем, что касательная к направляющей кривой к вышеупомянутому сегменту составляет угол  $\varphi=45^\circ$  по отношению к направлению потока в начале выемки и угол  $\varphi=0^\circ$  в конце выемки с геометрическими соотношениями:  $l/b=4,7-5,78$  или  $l_k/b=5,57-6,78$ ;  $h/b=0,18-0,37$ ;  $r=0,025b$ ;  $l$  - длина цилиндрической части выемки, мм;  $l_k$  - длина выемки, мм;  $h$  - глубина выемки, мм;  $b$  - ширина выемки, мм;  $r$  - радиус скругления кромок выемки, мм;  $\varphi$  - угол между направлением потока и касательной к направляющей кривой торообразного сегмента.

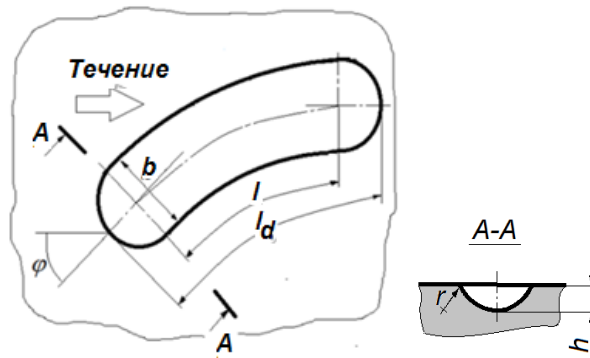


Рисунок 4.1 - Схема овално-дуговой выемки:  $l$  - длина цилиндрической части выемки, мм;  $l_d$  - длина выемки, мм;  $h$  - глубина, мм;  $b$  - ширина выемки, мм;  $r$  - радиус скругления кромок выемки, мм;  $\varphi$  - угол натекания потока на выемку, градусы.

Согласно [162], в качестве объекта исследования выбрана овално-дуговая выемка с геометрическими соотношениями:  $l/b = 5,78$  или  $l_d/b = 6,78$ ;  $\varphi=45^\circ$ ;  $h/b = 0,25-0,33$ ;  $r = 0,025 \times b$ .

В ходе изучения гидродинамики и теплообмена в каналах с поверхностными интенсификаторами в виде овально-дуговых выемок проведены исследования с использованием систем выемок. Исследованы одно- и многорядная система овально-дуговых выемок, схемы которых показаны на рис.4.2.

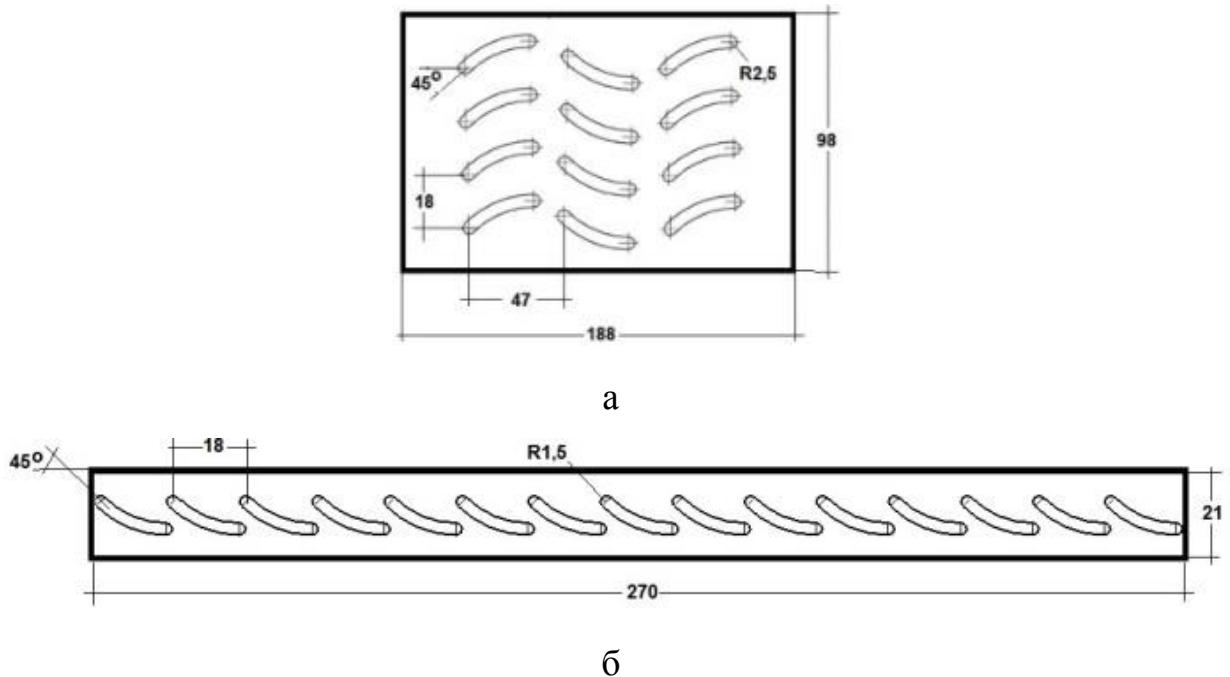


Рисунок 4.2 - Схемы многорядной системы овально-дуговых выемок (а) и одно-рядной системы овально-дуговых выемок (б)

В ПО Siemens NX построены рабочие чертежи исследуемых поверхностей с учетом их крепления на рабочих участках экспериментальных стендов, описанных в разделе 2. Пример рабочей документации на пластину с однорядным расположением овально-траншейных выемок показан на рис.4.3.

Рабочие поверхности выращены на установке 3D прототипирования Stratasys Objet 30 Pro.

Ранее полученные результаты численных исследований [98, 99] (рис.4.4) требуют экспериментального подтверждения. Далее представлены результаты экспериментальных исследований теплогидравлических характеристик в каналах с системами овально-дуговых выемок.

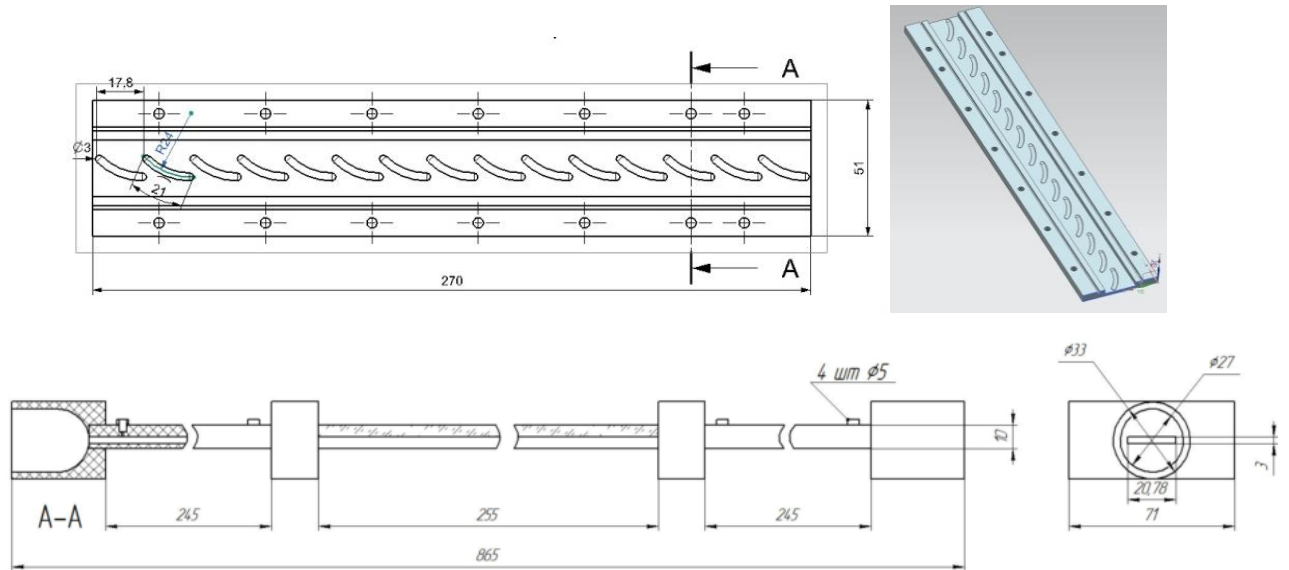


Рисунок 4.3 - Пример рабочей документации на пластину и рабочий участок с од-  
норядным расположением овално-дуговых выемок

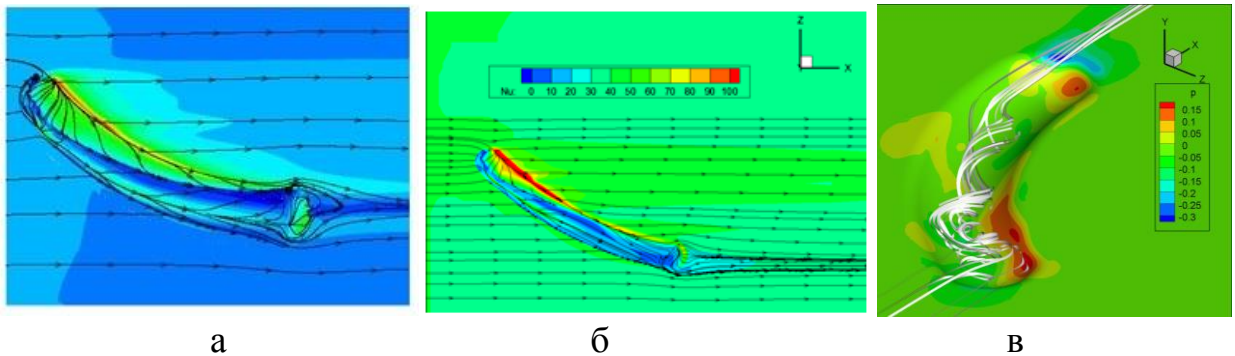


Рисунок 4.4 – Результаты численных исследований течения и теплоотдачи в  
окрестности овално-дуговых выемок: а - распределения скоростей, б – распреде-  
ления локальных коэффициентов теплоотдачи, в – линии течения в объеме выем-  
ки

#### 4.2. Визуализация обтекания одиночных овално-дуговых выемок

В работе проведена визуализация картин обтекания одиночных овално-дуговых выемок для сопоставления с результатами ранее проведенных численных исследований и подтверждения механизмов интенсификации теплообмена.

Овално-дуговая выемка является поверхностным генератором спиралевидных высокоинтенсивных моновихрей и позволяет повысить скорость вторичного течения до значений, характерных скорости потока в стесненном канале (средне-массовой или максимальной), что в несколько раз превышает скорости вторичного течения, индуцированные традиционными сферическими выемками, и отлича-

ется еще более высокой стабильностью и интенсивностью вихревого течения в следе за ним по сравнению с аналогами в виде овально-траншейных выемок различного удлинения.

Как было показано на примере визуализации обтекания овально-траншейной выемки, в области крайней по ходу течения кромки овально-траншейной выемки возникают области с пониженными скоростями, а значит с малыми локальными коэффициентами теплоотдачи. В данной области наблюдался интенсивный выброс массы теплоносителя из объема выемки. Отмечалось, что удлинение выемок, а значит появление данных областей, неизбежно, но необходимы решения по повышению скорости течения и, как следствие, локальных коэффициентов в них. Для исключения выброса теплоносителя из выемки и поддержания высоких скоростей вторичных течений в ней, а, следовательно, коэффициентов теплоотдачи, была предложена и исследуется геометрия в виде овально-дуговых выемок. Первичные результаты исследований картин растекания потока вблизи овально-дуговых выемок (рис.4.5) показали отсутствие застойных зон во второй половине выемок, а значит увеличение локальных скоростей в них и, как следствие, прогнозируется повышение локальных коэффициентов теплоотдачи.

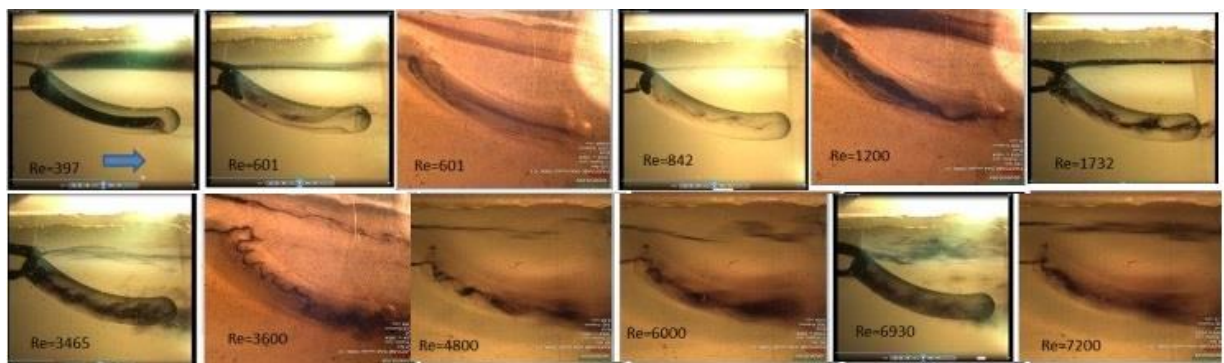


Рисунок 4.5 - Визуализация течения в окрестности овально-дуговых выемок с относительными размерами  $h/b=0,25$  и  $l_d/b=6,78$  при различных скоростях потока

#### 4.3. Исследование распределения температур в рельефах с овально-дугowymi выемками

Распределения температур в различных сечениях одиночной овально-дуговой выемки с  $h/b=0,25$ ;  $l_d/b=6,78$ ) проведено с использованием инфракрасной камеры Fluke TiX640 с объективом Converter 0,5x Jenoptik для макросъемки и использованием на рабочем участке инфракрасного окна Fluke CV400 type 4/12. Пластина из углеродистой стали устанавливалась нижней поверхностью канала заподлицо. Рабочий канал имел квадратное сечение  $98 \times 98$  мм. На поверхности пластин выемка была нанесена фрезерованием с использованием фрезы  $\varnothing 12$ . Пластина препарирована хромель-копелевыми термопарами для измерения температуры поверхности для контроля дальнейших измерений полей температур с использованием тепловизора (обоснования выбора степени черноты поверхности). Нагрев пластины осуществлялся нагревателем, устанавливаемым по пластине. Тепловой поток составлял около 90 Вт. Рабочая среда – воздух.

Поля температур представлены на рис.4.6 и 4.7. Анализ показывает, что по оси выемки температура более выровнена, по сравнению с овально-дугowymi выемками. Это показывает, что в овально-дуговой выемке скорость вторичного течения высокая на большей части выемки. Как следствие, значения локальных коэффициентов в выемке практически одинаковы..

Результаты тепловизионных исследований подтвердили ранее полученные результаты численных исследований.

Поля температур при обтекании рельефа с системой овально-дугowych выемок представлен на рис.4.8. Хорошо видно нарастание пограничного слоя – повышение температуры поверхности по мере течения потока вдоль пластины. В выемках температура более высокая из пониженной скорости вторичных течений в выемках. По длине выемки выемок распределения температур подобны распределениям при обтекании одиночных выемок.



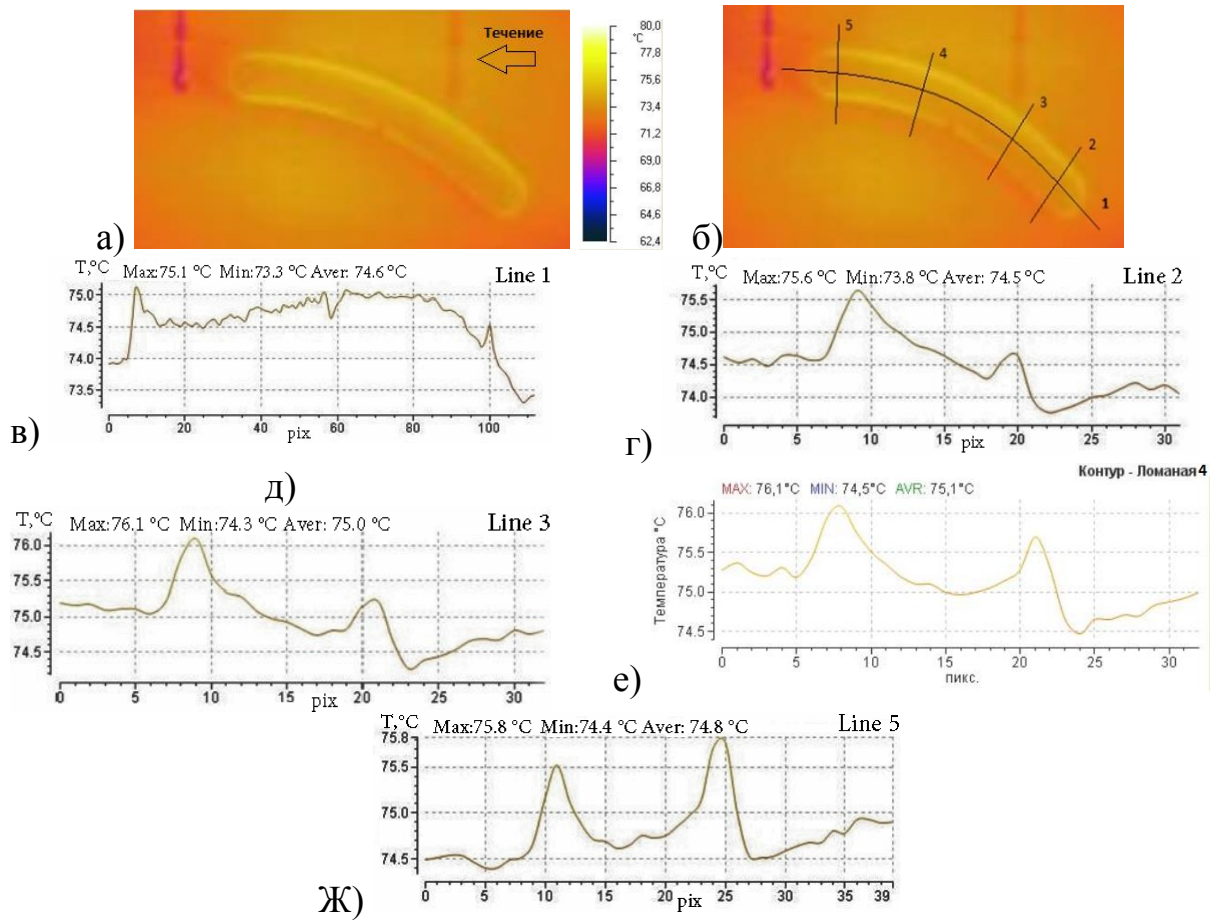


Рисунок 4.6 – Термограммы поверхности с одиночной овално-дуговой выемкой: а - термограмма; б - обозначения сечений для определения температур, в-ж - распределения температур в указанных сечениях

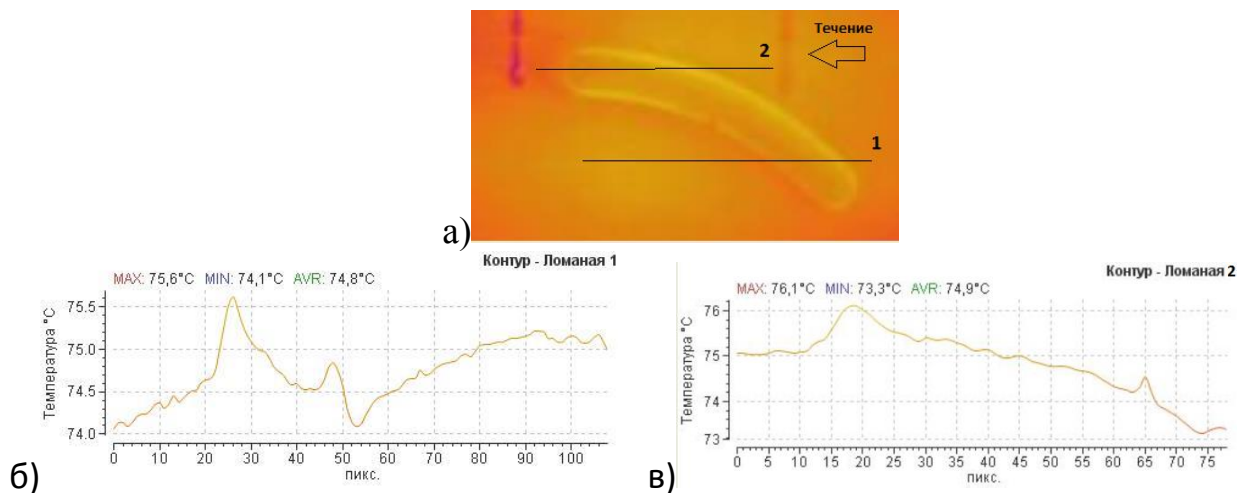


Рисунок 4.7 – Термограмма поверхности с одиночной овално-дуговой выемкой (а) и распределения температур вдоль линий 1 (б) и 2(в)

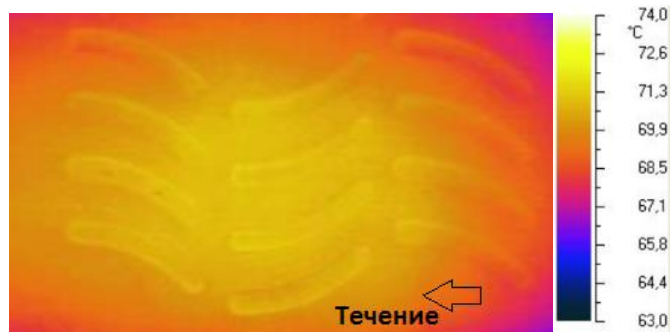


Рисунок 4.8 – Термограмма поверхности с системами овальных выемок

#### 4.4 Исследование коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с системами овально-дуговых выемок

##### 4.4.1 Результаты исследования коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с однорядной системой овально-дуговых выемок

Исследования коэффициентов сопротивления проводилось при течении воздуха в каналах длиной  $L=270$  мм, высотой  $H=3$  мм и шириной  $B=21$  мм с нижними стенками, покрытыми однорядными системами овально-дуговых выемок. Стенки перед нанесением выемок полировались.

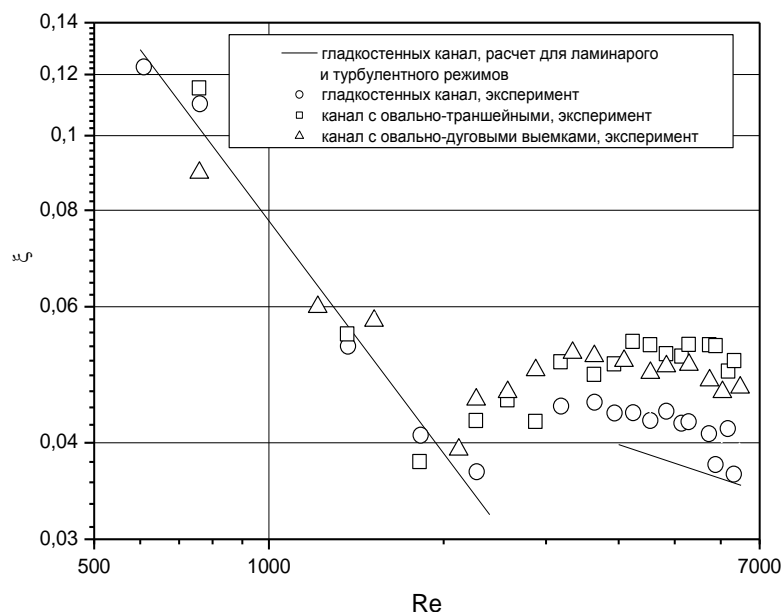


Рисунок 4.9 - Коэффициенты гидравлического сопротивления в каналах со стенкой, покрытой однорядной системой овально-дуговых выемок

Результаты оценки уровней повышения гидравлического сопротивления показаны в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению в каналах с выемками

Тип поверхности	Тип выемок	Относительные размеры выемок		Диапазон режимных параметров		$\xi/\xi_0$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$	
Однорядные	Овально-траншейные	0,33	6,78	3200÷ 9·10 <sup>4</sup>	0,72	~1,4
	Овально-дуговые					~1,25

#### 4.4.2 Результаты исследования коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с многорядной системой овально-дуговых выемок

Исследования коэффициентов сопротивления проводилось при течении воздуха в каналах длиной  $L=198$  мм, высотой  $H=1,5$  мм и шириной  $B=98$  мм с нижними стенками, покрытыми многорядными системами овально-дуговых выемок. Стенки перед нанесением выемок полировались.

Установлено, что коэффициенты гидравлического сопротивления канала с односторонним расположением многорядной системы овально-дуговых выемок  $h/b=0,25$ ;  $l_d/b=6,78$  (рис.4.10) в 2,2-2,6 раза выше, чем в плоском гладком канале, при турбулентном режиме течения теплоносителя. Уровень сопротивления в канале с однорядной системой овально-дуговых выемок на 8-15% ниже, чем уровень сопротивления в канале с овально-траншейными выемками при турбулентном режиме течения. При ламинарном режиме уровень значений коэффициентов гидравлического сопротивления стремится к значениям для гладкостенного канала по мере уменьшения скорости течения. Полученные данные подтвердились при исследованиях коэффициентов гидравлического сопротивления при течении воды.

Результаты оценки уровней повышения гидравлического сопротивления показаны в таблице 4.2. Сравнение значений коэффициентов гидравлического сопротивления в каналах с многорядными системами выемок значительно выше, чем для однорядной системы выемок.

Таблица 4.2 - Сопоставление экспериментальных данных по уровню интенсификации теплоотдачи и повышению гидравлического сопротивления в каналах с различными типа выемок

Тип поверхности	Тип выемок	Относительные размеры выемок		Диапазон режимных параметров		$\xi/\xi_0$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$	
Многорядные	Овально-траншейные	0.25	7	$4 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$	0.72	2.5÷3
	Овально-дуговые					2.3-2.6

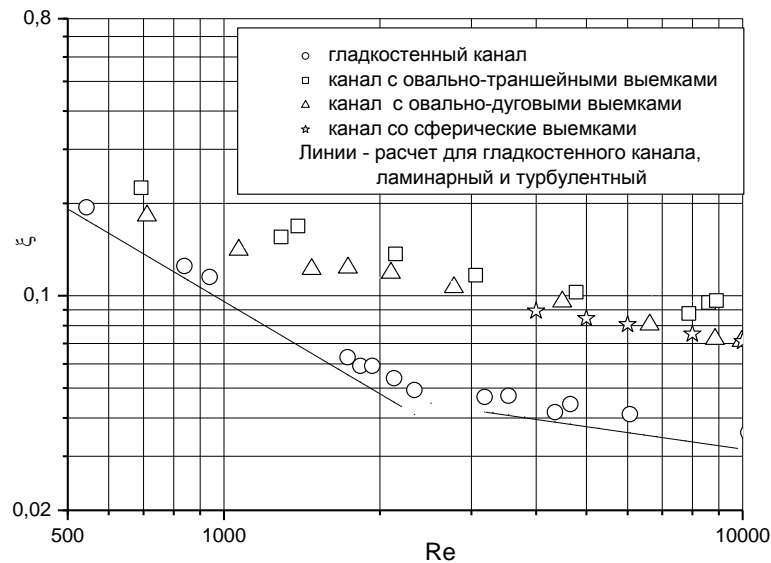


Рисунок 4.10 - Коэффициенты гидравлического сопротивления в каналах со стенкой, покрытой многорядными системами овально-дуговых выемок.

#### 4.5 Исследование средних коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с системами овално-дуговых выемок в щелевых каналах

##### 4.5.1 Результаты исследования коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с однорядными системами овално-дуговых выемок в щелевых каналах

Исследования коэффициентов теплоотдачи проводилось при течении воздуха в каналах длиной  $L=270$  мм, высотой  $H=3$  мм и шириной  $B=21$  мм с нижними стенками, покрытыми однорядными системами овално-дуговых выемок. Стенки перед нанесением выемок полировались.

Средний коэффициент теплоотдачи определялся по формуле  $\alpha = Q / (\Delta t \cdot F)$  и не учитывал развития поверхности за счет нанесения выемок.

Выявлено, что коэффициенты теплоотдачи канала с односторонним расположением однорядной системы выемок  $h/b=0,33$ ;  $l_d/b=6,78$  (рис.4.11) на 20-71 % выше при турбулентном режиме течения теплоносителя в диапазоне изменения чисел Рейнольдса  $Re_d = 3200 \div 9 \cdot 10^4$ , чем в плоском гладком канале. Уровень теплоотдачи в канале с однорядной системой овално-траншейных выемок до 10% выше, чем уровень сопротивления в канале с овално-дуговыми выемками при турбулентном режиме течения.

Результаты оценки уровней повышения коэффициентов теплоотдачи показаны в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - Экспериментальные данные по уровню интенсификации теплоотдачи в каналах с выемками

Тип поверхности	Тип выемок	Относительные размеры выемок		Диапазон режимных параметров		$Nu/Nu_0$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$	
Однорядные	Овално-траншейные	0.33	6,78	3200÷ 9·10 <sup>4</sup>	0,72	1.2÷ 1.55
	Овално-дуговые					1.2÷1.71

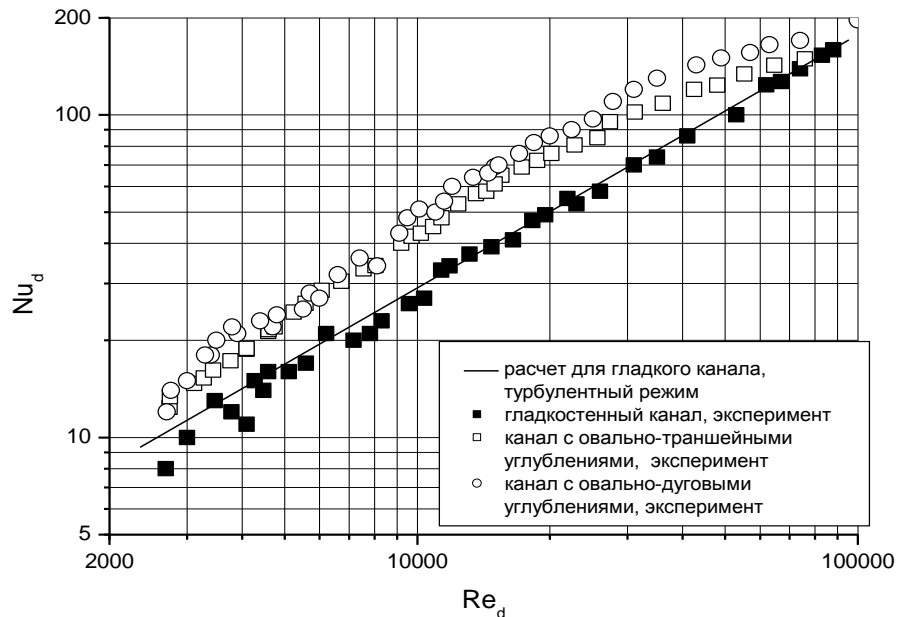


Рисунок 4.11 - Коэффициенты теплоотдачи в каналах со стенкой, покрытой од-норядными системами овально-дугowych выемок.

#### 4.5.2 Результаты исследования коэффициентов теплоотдачи на поверхностях с многорядными системами овально-дугowych выемок в щелевых каналах

Исследования коэффициентов теплоотдачи проводилось при течении воздуха в каналах длиной  $L=198$  мм, высотой  $H=1,5$  мм и шириной  $B=98$  мм с нижними стенками, покрытыми многорядными системами овально-дугowych выемок. Стенки перед нанесением выемок полировались.

Средний коэффициент теплоотдачи определялся по формуле  $\alpha = Q / (\Delta t \cdot F)$  и не учитывал развития поверхности за счет нанесения выемок.

Выявлено, что коэффициенты теплоотдачи канала с односторонним расположением многорядной системы выемок  $h/b=0,25$ ;  $l_d/b=6,78$  (рис.4.12) в 2,5 раза выше при турбулентном режиме течения теплоносителя в диапазоне изменения чисел Рейнольдса  $Re_d = 4 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$ , чем в плоском гладком канале.

Результаты сравнительной оценки уровней повышения теплоотдачи показаны в таблице 4.4. Сравнение значений коэффициентов теплоотдачи в каналах с

многорядными системами выемок значительно выше, чем для однорядной системы выемок.

Таблица 4.4 - Экспериментальные данные по уровню интенсификации теплоотдачи в каналах с выемками

Тип поверхности	Тип выемок	Относительные размеры выемок		Диапазон режимных параметров		$Nu/Nu_0$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$	
Многорядные	Овально-траншейные	0.25	6,78	$4 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$	0.72	2.3 ÷ 2.43
	Овально-дуговые					~2.5

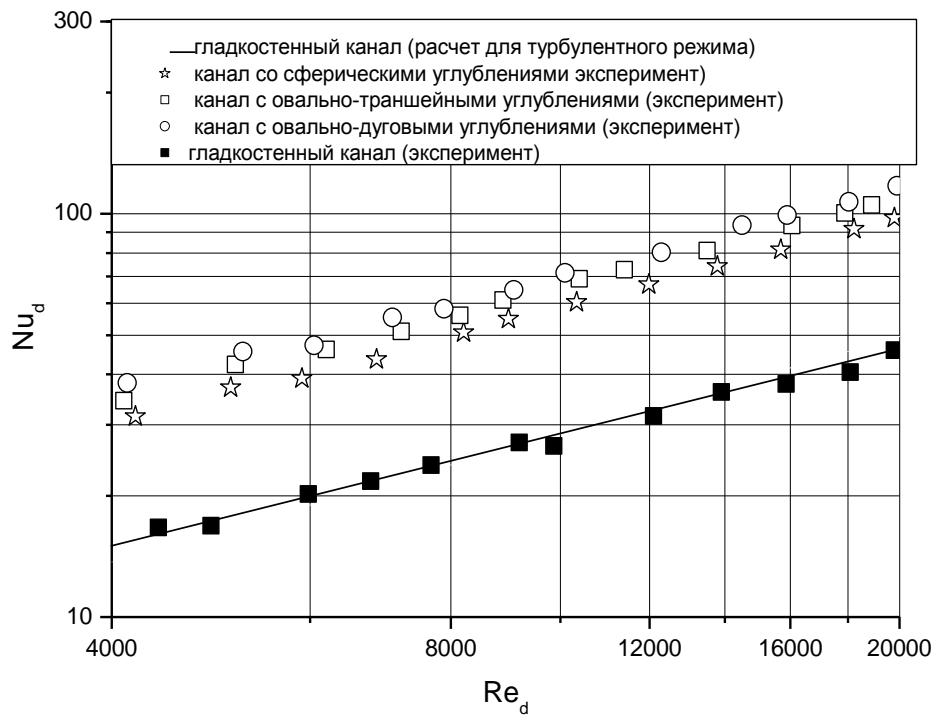


Рисунок 4.12 - Коэффициенты теплоотдачи в каналах со стенкой, покрытой многорядными системами овално-дуговых выемок.

#### 4.6 Оценка теплогидравлической эффективности щелевых каналов с системами овално-дуговых выемок

Сравнительный анализ теплогидравлической эффективности рассмотренных каналов с одно- и многорядными системами овално-дуговых выемок относительной глубины  $h/b=0,25-0,33$  и относительной длины  $l_d/b=6,78$  производился по критериям тепловой эффективности  $Nu/Nu_0$  и по фактору аналогии Рейнольдса  $E=(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$ , где  $Nu_0$  и  $\xi_0$  – значения числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления в гладкостенном канале.

Результаты оценки теплогидравлической эффективности в каналах с различными типами компоновок овално-дуговых выемок показаны в таблице 4.5.

Таблица 4.5 - Сопоставление экспериментальных данных по уровню интенсификации теплоотдачи и повышению гидравлического сопротивления в каналах с различными компоновками овално-дуговых выемок

Тип поверхности	Тип выемок	Относительные размеры выемок		Диапазон режимных параметров		$Nu/Nu_0$	$\xi/\xi_0$	$E_{max}$
		$h/b$	$l_d/b$	$Re_d$	$Pr$			
Многорядные	Овално-траншейные	0.25	6,78	$4 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$	0.72	2.3÷2.43	2.5÷3	0.97
	Овално-дуговые					~2.5	2.3-2.6	1.11
Однорядные	Овално-траншейные	0.33		$3200 \div 9 \cdot 10^4$		1.2÷1.55	~1.4	1.11
	Овално-дуговые					1.2÷1.71	~1.25	1.37

Сравнение уровня теплогидравлической эффективности одно- и многорядных систем овално-дуговых выемок и выявленная практически одинаковая их тепловая эффективность показывают, что повышение взаимодействия вихревых структур, истекающих из выемок при многорядных системах значительно увеличивают гидравлическое сопротивление канала, однако на уровень интенсификации теплоотдачи не оказывает значительного влияния.



Основной механизм интенсификации в овально-дуговых выемках остается прежним - увеличение скорости вихревых структур в выемке и скорости основного потока на границе пограничного слоя в следе, зависящие только от относительного удлинения выемки, и периодическое разрушение пограничного слоя с повышением теплоотдачи в области присоединения потока по задней кромке выемки.

#### 4.7. Выводы по главе 4

1. Для турбулентного режима течения разработана форма и запатентованы рациональные размеры овально-дуговых выемок – удлинение выемок  $l/b=5.57\div 6.78$  и относительная глубина  $h/b=0.18\div 0.37$ , угол натекания потока на выемку  $\varphi=(45\div 60)^\circ$ .

2. Проведено экспериментальное исследование коэффициентов гидравлического сопротивления и коэффициентов теплоотдачи в щелевых каналах с одно- и многорядными системами овально-дуговых выемок в диапазоне режимных параметров –  $Pr=0.71$ ,  $Re_d=3200\div 9\cdot 10^4$  для теплоотдачи и  $Re_d=500\div 10^4$  для гидравлического сопротивления, и геометрических характеристик поверхностей с выемками, которые находятся в диапазоне рациональных, -  $h/b=0.25$  и  $0.33$ ,  $l_d/b=7$ ,  $\varphi=45^\circ$ .

3. Выявлено хорошее согласование результатов численных исследований С.А.Исаева и экспериментальных исследований при турбулентном течении.

4. На основе анализа экспериментальных данных установлены уровни интенсификации теплоотдачи при турбулентном режиме течения –  $Nu/Nu_0=1.2\div 1.7$  в однорядных системах овально-траншейных выемок и  $Nu/Nu_0=2.3\div 2.5$  раза в многорядных системах этих выемок. При этом уровень интенсификации в каналах с овально-дуговыми выемками на  $5\div 10\%$  выше, чем с овально-траншейными выемками. Повышение гидравлического сопротивления сопоставимо с ростом теплоотдачи и составляет при турбулентном режиме течения –  $\xi/\xi_0=1.25\div 1.4$  раза в однорядных системах овально-траншейных выемок и  $\xi/\xi_0=2.3\div 3$  раза в многорядных системах этих выемок. Показано, что уровень гидравлического сопротивле-

ния в каналах с овально-дуговыми выемками меньше на 10÷13%, чем в каналах с овально-траншейными выемками. Это обеспечивает более высокую теплогидравлическую эффективность каналов с овально-дуговыми выемками на 23 и 14% выше, чем для овально-траншейных выемок при одно- и многорядном расположении, соответственно.

## ГЛАВА 5 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛО-ОТДАЧИ В КАНАЛЕ С ВЫЕМКАМИ В ФОРМЕ БУМЕРАНГА

Среди новых перспективных форм выемок выделяют овально-траншейные и овально-дуговые выемки, рассмотренные в главах 3 и 4, и являющиеся развитием интенсификаторов в виде полусферических выемок.

Основные результаты исследования удлинённых овальных (овально-траншейных) выемок приведены в работах [72-79].

Анализ результатов численных и экспериментальных исследований выявил, что в области крайней по ходу течения кромки выемки возникают области с пониженными скоростями и малыми локальными коэффициентами теплоотдачи. Как показано, при удлинении выемки появление таких областей неизбежно и необходимы решения по повышению скорости течения и, как следствие, локальных коэффициентов в них. Для решения проблемы предложено решение в виде выемки в форме бумеранга. Результаты численных исследований картин растекания показали отсутствие застойных зон во второй половине выемок, увеличение локальных скоростей в нем и повышение локальных коэффициентов теплоотдачи. Однако требуется проведение комплекса численных и экспериментальных исследований для обоснования рекомендаций для выбора рациональной формы интенсификатора, обеспечивающего высокие теплогидравлические характеристики каналов.

Далее рассмотрены гидравлическое сопротивление и теплоотдача в каналах с поверхностными интенсификаторами в виде выемки в форме бумеранга в условиях вынужденной конвекции.

### 5.1 Объект исследования

Для повышения теплогидравлической эффективности каналов охлаждения энергоустановок предложена новая теплообменная поверхность для интенсифи-

кации теплоотдачи при турбулентном течении теплоносителя в виде периодически нанесенных выемок в форме бумеранга.

Технический результат повышения эффективности достигается за счет того, что теплообменная поверхность для интенсификации теплоотдачи при турбулентном течении теплоносителя выполнена в виде периодически нанесенных выемок. Новым является то, что выемки выполнены в форме бумеранга (рис.4.1), состоящей из двух половинок сферической выемки диаметром  $b$ , соединенных цилиндрическими сегментами общей длиной  $l=l_1+l_2$  таким образом, чтобы бы реализовывалось условие, что касательная к сегменту длиной  $l_1$  составляла угол  $\varphi=45^\circ$  по отношению к направлению потока в начале выемки и угол  $0^\circ$  к сегменту выемки длиной  $l_2$ , с геометрическими соотношениями:

относительной глубиной  $l/b=4,7-5,78$  или  $l_k/b=5,57-6,78$ ,

относительной глубиной  $h/b=0,18-0,37$ ;

соотношение длин  $l_1/l=0,5-0,6$ ;

радиус скругления кромок  $r=0,025b$ ;

$l=l_1+l_2$  - длина цилиндрической части выемки, мм;

$l_k = l + b$  - длина выемки, мм;

$h$  - глубина, мм;

$b$  – ширина выемки, мм;

$r$  – радиус скругления кромок выемки, мм;

$\varphi$  - угол натекания потока на сегмент выемки длиной  $l_1$ , градусы.

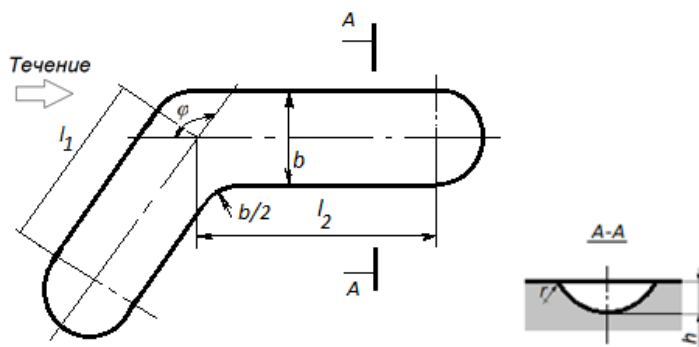


Рисунок 5.1 - Поверхностный интенсификатор в виде выемки в форме бумеранга

Данная геометрия выемок является поверхностным генератором спиралевидных высокоинтенсивных моновихрей в выемке и позволяет повысить скорость вторичного течения в нем до величин порядка характерной скорости потока в стесненном канале (среднемассовой или максимальной), что в несколько раз превышает скорости вторичного течения, индуцированные традиционными сферическими и овальными выемками, и отличается высокой стабильностью и интенсивностью вихревого течения в концевой части выемки по сравнению с аналогами в виде овальных, овально-траншейных и овально-дуговых выемок различного удлинения, обеспечивая значительное превосходство выемок в форме бумеранга по тепловой и теплогидравлической эффективности. Теплообменные поверхности с предлагаемой формой интенсификатора теплообмена в форме бумеранга позволяют ликвидировать низкоинтенсивные отрывные зоны с низкой скоростью вторичного течения в хвостовой части по внешнему потоку и повысить теплоотдачу в хвостовой части по сравнению с другими известными формами теплообменных поверхностей.

Предложенная схема поверхностного интенсификатора запатентована [153].

## 5.2 Методология численного исследования

Анализ теплогидравлических характеристик теплообменных каналов с предложенным поверхностным интенсификатором теплоотдачи в виде выемки в форме бумеранга проводился на основе результатов численного моделирования, выполненного с использованием многоблочных вычислительных технологий [139,150], реализованных в пакете VP2/3 (velocity-pressure, 2D-3D version). Постановка задачи, математическая модель и технология решения идентичны ранее описанным численным исследованиям в работах [72-79].

### 5.2.1 Основные уравнения

Течение теплоносителя внутри канала с вихрегенераторами предполагает возникновение зон высокоскоростного движения. Число Рейнольдса  $Re_H$ , рассчитанное по характерным геометрическим размерам, скорости потока и коэффициенту кинематической вязкости теплоносителя, взятой при рабочей температуре и давлении, составляет  $1,65 \cdot 10^4$ . В этой связи для численного моделирования выбран метод URANS (решение нестационарных уравнений Навье-Стокса), который предполагает решение осредненных по Рейнольдсу [77-80]:

– уравнений Навье–Стокса;

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i + S_i, \quad (5.1)$$

– уравнения неразрывности;

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (5.2)$$

– уравнения энергии в формулировке для энтальпии

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}. \quad (5.3)$$

В уравнении (5.3) энтальпия и температура связаны соотношением

$$h = c_p T. \quad (5.4)$$

В уравнении (5.3) тензор рейнольдсовых напряжений  $\tau_{ij}$  определяется как

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \langle \rho u_i' u_j' \rangle. \quad (5.5)$$

В выражении (5.5) слагаемое  $\langle \rho u_i' u_j' \rangle$ , требующее замыкания, можно представить в виде

$$\langle \rho u_i' u_j' \rangle = 2\mu_t s_{ij} - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \delta_{ij}, \quad (5.6)$$

где

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (5.7)$$

Проблема замыкания осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (5.1) сводится к определению рейнольдсовых напряжений и, как правило, к записи дополнительных дифференциальных уравнений для характеристик турбулентности, причем одной из самых распространенных является гипотеза вихревой или турбулентной вязкости.

Исходные уравнения решаются конечно-объемным факторизованным методом с помощью многоблочных вычислительных технологий. При решении задачи применяется процедура коррекции давления. Вычислительные алгоритмы, реализованные в этом коде, основаны как на концепции расщепления по отношению к физическим процессам, так и на применении сеточных методов для решения управляющих уравнений [139,140]. Использование концепции разделения позволяет разделить систему дифференциальных уравнений в частных производных на блоки, содержащие уравнения импульса в натуральных переменных (включая декартовы компоненты скорости для потоков сжимаемой жидкости), которые заменяют уравнение неразрывности, а также уравнение коррекции давления (SIMPLEC [141,142]) и уравнения для их замыкания (из

выбранной модели турбулентности). Таким образом, система стационарных уравнений в дискретной форме решается блок за блоком на каждом временном шаге в ходе глобального итерационного процесса (около 10-20 итераций), когда на каждом временном шаге для одной итерации в ходе решения уравнения импульса выполняется несколько (около 10-15 итераций) итераций в режиме давления. блок коррекции и примерно четыре–шесть итераций в блоках турбулентности и энергии. Управляющие уравнения предварительно линеаризуются [143].

В алгоритме расчета использовались:

1. процедура коррекции давления SIMPLEC [144-146];
2. аппроксимация конвективных членов в явной части уравнения импульса с использованием одномерной квадратичной схемы восходящего потока Леонарда [146] для уменьшения влияния численной разницы, специфичной для рассматриваемого типа отрывного потока, и с использованием схемы Ван Леера [147];
3. представление конвективных членов в реализующей части уравнений переноса с использованием схемы противотока с односторонними различиями;
4. методы с предварительными условиями для решения разностных уравнений [148].

Использовался обобщенный подход Рхи–Чоу [145] к расчетам нестационарного течения. Метод для решения алгебраических уравнений - BiCGSHAB (метод стабилизации би-сопряженного градиента) [148] с методом алгебраической многосеточности AMG Демидова [149] для коррекции давления и ILU0 для других переменных.

### *5.2.2. Модель турбулентности*

Система осредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье–Стокса для сжимаемой жидкости замыкается с помощью SST  $k-\omega$  модели турбулентности Ментера (Menter's shear stress transfer (SST)  $k-\omega$  model – модель переноса сдвиговых напряжений Ментера) [130, 131].



Как показывает опыт моделирования турбулентных течений, эту модель следует использовать при решении поставленных задач. Она сформулирована и реализована таким образом, что достаточно хорошо учитывает, как процессы, происходящие в пограничных слоях около стенок, так и особенности развития свободных, струйных течений. Стыковочная функция в модели Ментера строится так, чтобы наиболее адекватно учитывать перенос напряжения трения в пограничном слое. Это модель переноса сдвиговых напряжений, название которой связано со способом определения турбулентной вязкости. Данная особенность позволяет SST-модели одновременно обладать преимуществами стандартных моделей  $k$ - $\varepsilon$  и  $k$ - $\omega$ .

В результате подробного многолетнего тестирования, проводимого разными исследовательскими группами, стало очевидно, что  $k$ - $\varepsilon$  модель Лаундера-Сполдинга имеет преимущество в зонах течения вдали от стенок, а  $k$ - $\omega$  модель Саффмана-Вилкокса – вблизи стенок. Возникла идея объединить достоинства обеих моделей путем построения связывающих их соотношений. Ментер разработал модель переноса сдвиговых напряжений (SST  $k$ - $\omega$  модель) с переходом от  $k$ - $\varepsilon$  модели к  $k$ - $\omega$  модели в зависимости от исследуемой области течения.

Модель переноса сдвиговых напряжений (SST  $k$ - $\omega$  модель) Ментера имеет следующие характерные черты:

- $k$ - $\omega$  модель и  $k$ - $\varepsilon$  модель связаны через функцию смешения. Она конструируется так, что принимает единичное значение в пристеночной области, где используется стандартная  $k$ - $\omega$  модель, и равна нулю вдали от стенки, где используется  $k$ - $\varepsilon$  модель;

- SST  $k$ - $\omega$  модель включает демпфирующий член с перекрестными производными в уравнении для  $\omega$ ;

- при определении турбулентной вязкости учитывается перенос сдвиговых напряжений с применением подхода Джонсона-Кинга.

Используется  $k$ - $\omega$  модель Ментера в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k, \quad (5.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega, \quad (5.9)$$

где для замыкания привлекаются константы и вспомогательные соотношения:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad (5.10)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}, \quad (5.11)$$

$$\mu_t = \frac{\rho\kappa}{\omega} \frac{1}{\max\left(\frac{1}{\alpha^*}; \frac{\Omega F_2}{\alpha_1 \omega}\right)}, \quad (5.12)$$

$$\Omega \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}}, \quad (5.13)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k,2}}}, \quad (5.14)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega,2}}}, \quad (5.15)$$

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4), \quad (5.16)$$

$$\Phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{\kappa}}{0.09\omega y}; \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right); \frac{4\rho\kappa}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right], \quad (5.17)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}\omega} \frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j}; 10^{-20} \right], \quad (5.18)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^4), \quad (5.19)$$

$$\Phi_2 = \max \left( \frac{2\sqrt{\kappa}}{0.09\omega y}; \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \quad (5.20)$$

$$G_k = \mu_t S^2, \quad (5.21)$$

$$G_{\omega} = \frac{\alpha}{v_t} G_k, \quad (5.22)$$

$$Y_k = \rho\beta^* \kappa\omega, \quad (5.23)$$

$$Y_{\omega} = \rho\beta\omega^2, \quad (5.24)$$

$$D_{\omega} = \frac{2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega,2}}{\omega} \frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j}, \quad (5.25)$$

$$\alpha = \frac{\alpha_{\infty}}{\alpha^*} \left( \frac{\alpha_0 + \frac{Re_t}{R_{\omega}}}{1 + \frac{Re_t}{R_{\omega}}} \right), \quad (5.26)$$

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left( \frac{\alpha_0^* + \frac{\text{Re}_t}{R_k}}{1 + \frac{\text{Re}_t}{R_k}} \right), \quad (5.27)$$

$$\text{Re}_t = \frac{\rho \kappa}{\mu \omega}, \quad (5.28)$$

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2}, \quad (5.29)$$

$$\alpha_0^* = \beta_i / 3, \quad (5.30)$$

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2}, \quad (5.31)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}}, \quad (5.32)$$

$$R_\omega = 2.95, \quad (5.33)$$

$$R_k = 6, \quad (5.34)$$

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \quad (5.35)$$

$$\sigma_{k,2} = 1, \quad (5.36)$$

$$\sigma_{\omega,2} = 1.168, \quad (5.37)$$

$$\alpha_1 = 0.31, \quad (5.38)$$

$$\beta_{i,1} = 0.075, \quad (5.39)$$

$$\beta_{i,2} = 0.0828, \quad (5.40)$$

$$\beta_{\infty}^* = 0.09, \quad (5.41)$$

$$\alpha_0 = 1/9, \quad (5.42)$$

$$\alpha_{\infty}^* = 1. \quad (5.43)$$

В 2003 году Ментер скорректировал SST  $k$ - $\omega$  модель на основе десятилетнего опыта ее применения [132]. Вместо модуля завихренности  $\Omega$  в выражении для турбулентной вязкости введена инвариантная величина модуля тензора скоростей деформации:

$$S = |S_{ij}| = \sqrt{2s_{ij}s_{ij}}. \quad (5.44)$$

Окончательная модель Ментера реализуется в следующей форме:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{P}_k + G_b - \beta^* \rho \omega k, \quad (5.45)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j \omega) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\alpha}{\nu_t} P_k + G_b - \beta \rho \omega^2 + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}. \end{aligned} \quad (5.46)$$

Здесь член генерации энергии турбулентности определен как

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, 10\beta^* \rho \omega k), \quad (5.47)$$

где  $P_k$  задается выражением

$$P_k = \left[ \mu_t \left( + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j}. \quad (5.48)$$

Величина поправки на плавучесть  $G_b$  находится из соотношений:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}, \quad (5.49)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p, \quad (5.50)$$

где  $Pr_t$  – турбулентное число Прандтля;

$\beta$  – коэффициент термического расширения.

Функция смешения  $F_1$  вычисляется как

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4), \quad (5.51)$$

где справедливы соотношения:

$$\arg_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right); \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right], \quad (5.52)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-10} \right). \quad (5.53)$$

Турбулентная вязкость рассчитывается следующим образом

$$\mu_t = \min \left( \frac{\rho k}{\omega}, \frac{a_1 \rho k}{|S_{ij}| F_2} \right), \quad (5.54)$$

где  $|S_{ij}| = \sqrt{2s_{ij}s_{ij}}$  – модуль тензора скоростей деформации, константа  $a_1 = 0.31$ , а вторая функция смешения

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2), \quad (5.55)$$

при

$$\arg_2 = \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right). \quad (5.56)$$

Коэффициенты модели определяются как

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1), \quad (5.57)$$

где  $\phi_1$  и  $\phi_2$  – константы  $k - \omega$  и  $k - \varepsilon$  моделей соответственно.

Следовательно,  $\sigma_{k1} = 1.176$ ,  $\sigma_{\omega 1} = 2.0$ ,  $\alpha_1 = 0.5532$ ,  $\beta_1 = 0.075$ ,  $\sigma_{k2} = 1.0$ ,  $\sigma_{\omega 2} = 1.168$ ,  $k = 0.41$ ,  $\alpha_2 = 0.4403$ ,  $\beta_2 = 0.0828$ ,  $\beta^* = 0.09$ .

Важно подчеркнуть, что полуэмпирические модели откалиброваны в основном для пристеночных потоков. В результате возникает необходимость скорректировать их с учетом разделенных потоков высокой интенсивности. Поэтому используется подход Роди–Лещинера [133] к коррекции вихревой вязкости в рамках версии диссипативной двухпараметрической модели турбулентности Лаунде-

ра-Сполдинга [134] с высоким коэффициентом Рейнольдса заключается в том, что на него влияет корректирующая функция  $f_c=1/(1+C\cdot R_{it})$ . Постоянная  $C$ , равная 0,57, была определена аналитически при расчете турбулентных кольцевых и сдвоенных параллельных струй [135], и на произведение  $f_c C$  было наложено ограничение:  $0,02 < f_c C < 0,15$  (в стандартной  $k$ - $\varepsilon$  модели [134] полуэмпирическая постоянная  $C=0,09$  в выражении для вихревой вязкости). С.А.Исаев обобщил подход Родилешчинера (RLI-подход) для модели Ментера 2003 года. Им выбрана константа  $C_c=0,02$  [133] из условия согласования численных прогнозов и экспериментальных данных для различных отрывных потоков. Смирновым и Ментером [136] предложена еще одна коррекция модели Ментера 2003. Они расширили поправку Шура–Спаларта в модели вихревой вязкости Спаларта–Аллмареса [137] на двухпараметрическую модель Ментера. Пристеночные условия для моделей SST формулируются таким образом, что нормальная производная к стенке для энергии турбулентности равна нулю, а удельная скорость рассеяния энергии турбулентности в пристеночной ячейке определяется как в [138].

### 5.2.3 Геометрия расчетной области

Исследования проведены на поверхности с одиночным выемкам в форме бумеранга для различных отношений сторон выемки в форме бумеранга  $l_1/l$  и относительной длиной  $l_w/b=(l_1+l_2+b)/b=(l+b)/b=5$  (рис.5.2).

Рассматривается течение сжимаемой жидкости. На стенках соблюдаются условия прилипания. Профиль продольной, вертикальной и поперечной составляющих скорости  $u$ ,  $v$ ,  $w$ , а также характеристики турбулентности (энергия  $k$ , удельная скорость рассеяния  $w$ , вихревая вязкость  $\mu_t$ ) определяются из решения специальной задачи о развитии потока в расчетной области выбранного значения сечения канала при периодических граничных условиях при фиксированном числе Рейнольдса.



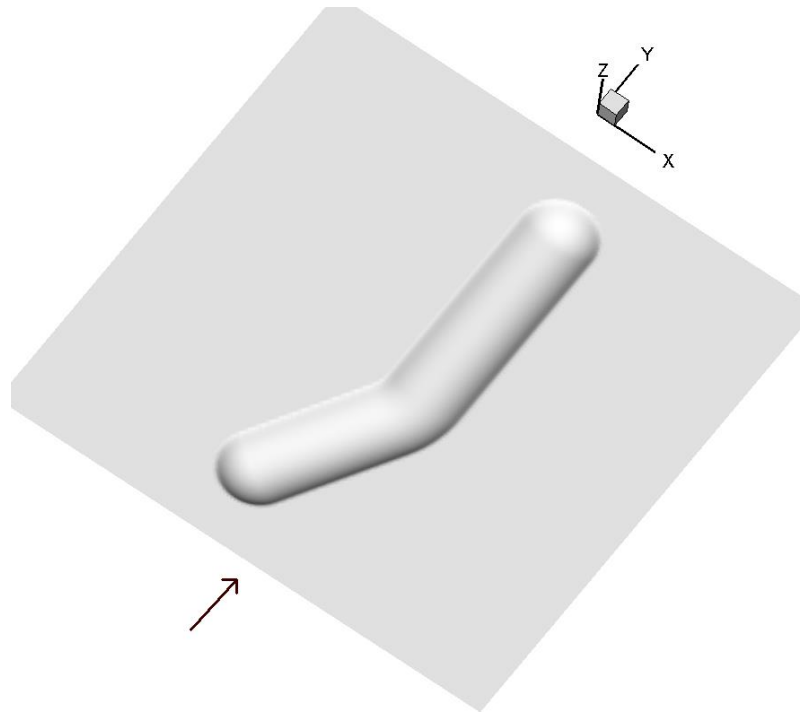


Рисунок 5.2 - Поверхностный интенсификатор в виде выемки в форме бу- меранга с  $l_1/l=0,6$

Высота канала  $H=0.05\text{м}$  принимается в качестве характерного размера. Безразмерная ширина канала равна  $2H$ , а длина  $12H$ . Канавка представляет собой две половинки сферической лунки, соединенные траншейной вставкой, и имеет ширину  $0.6H$ , глубину  $0.15H$  и общую длину  $3H$ . Ее входной участок с относительной переменной длиной  $\xi$  наклонен под углом  $45^\circ$ , а концевой участок направлен по потоку. Радиус скругления кромки  $0.02H$ . Канавка располагается в середине канала на расстоянии  $6$  от входного сечения. Число Рейнольдса, определенное по скорости равномерного потока на входе и высоте канала, задается равным  $1.65 \times 10^4$ . Толщина пограничного слоя на входе в рабочий участок канала имеет величину порядка  $0.1$ . На стенке напряжения трения  $f$  и давления  $P$  определяются по характерной скорости, в качестве которой выбирается скорость равномерного потока на входе. Степень турбулентности во входном сечении выбирается равной  $0.5\%$ , а масштаб турбулентности принимается равным характерному размеру  $H$ . На стенках задается условие прилипания, а на выходной границе – условия продолжения решения. На входе в канал воздушный поток изотермический с темпе-

ратурой  $T_{ref}=293\text{K}$ . Нижняя омываемая стенка канала с канавкой нагревается, причем подводимый постоянный тепловой поток  $q$  пересчитывается в безразмерный вид по формуле  $q^*=q/[\lambda Pr Re T_{ref}/H]$  и принимается равным  $3.4 \times 10^{-5}$ .  $Pr=0.7$ . Боковые стенки канала адиабатические, верхняя стенка изотермическая с температурой  $T_{ref}$ , принятой в качестве масштаба обезразмеривания.

Центры декартовых координат  $x, y, z$  находятся в продольной средней плоскости канала в точке проекции центра выемки на участок, совпадающий со стенкой нижней плоскости.

#### 5.2.4 Расчетная сетка

В специализированном программном комплексе VP2/3, использованном в данной работе, применяются многоблочные структурированные пересекающиеся разномасштабные сетки (рис. 5.3). Для дискретизации расчетной области (рис.5.4) использовались 4 области со структурированными сетками. Важное достоинство гибридных сеток связано с резким уменьшением количества ячеек неструктурированных сеток. В пределах выемки построена неструктурированная сетка, причем размеры ячеек уменьшаются по мере приближения к скругленной кромке. Внешняя область кромки покрывается структурированной сеткой, соединенной неструктурированной вставкой с прямоугольной сеткой секции узкого канала. В вертикальном направлении гибридная сетка не меняет своей топологии и представляет согласованную с обтекаемой поверхностью криволинейную трехмерную сетку.

Параметры для двух рядов граничащих ячеек каждой из перекрывающихся или смещенных сеток определяются с использованием линейной интерполяции [139,151] таким образом, как это сделано в [152].

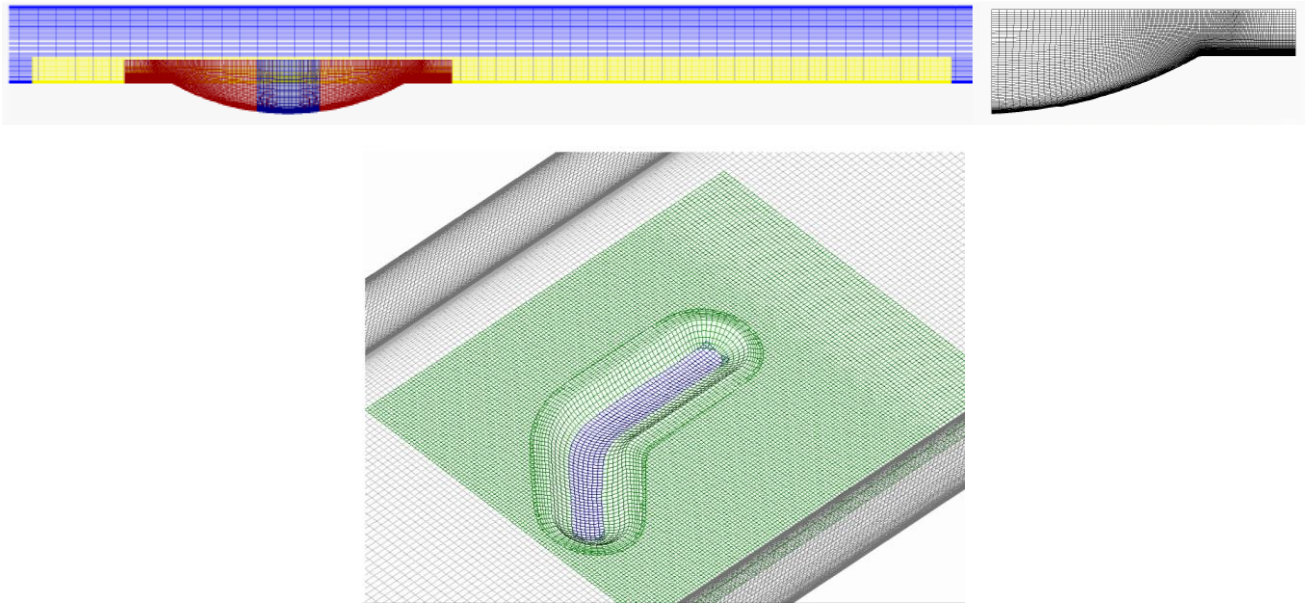


Рисунок 5.3 – Многоблочные перекрывающиеся структурированные сетки разного масштаба, построенная в канале с выемкам

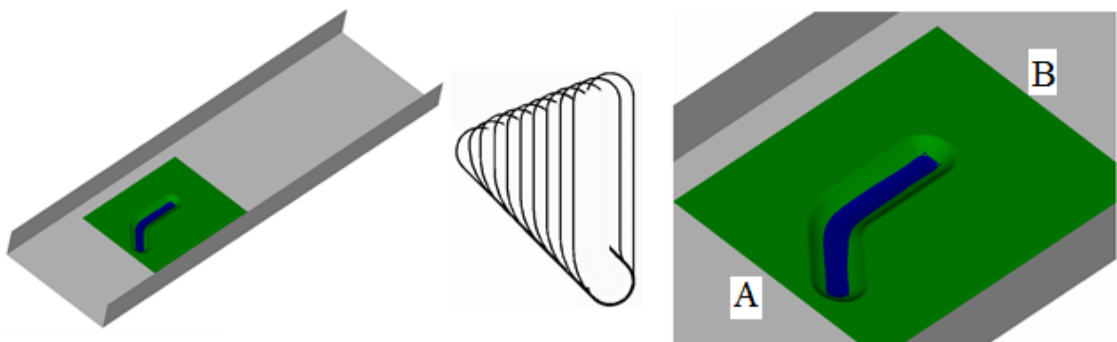


Рисунок 5.4 – Расчетная область в виде канала с выемкой в форме бумеранга

Прямоугольный канал покрыт декартовой сеткой (сетка синего цвета), которая сужается к стенкам и к области вокруг выемки (сетка желтого цвета). Многоблочная расчетная сетка, состоящая из четырех фрагментарных сеток, содержит порядка 4 млн. ячеек. Пристеночный шаг равен  $10^{-5}$ .

В области выемок сетка криволинейная, отслеживающая профиль нижней стенки канала, и выше выровненной по течению. Используются элементы сферической и конической сеток (сетка красного цвета), разделенных цилиндрической сеткой, подогнанной к поверхности выемки. Добавлена дополнительный прямоугольный слой сетки ("заплатка"), чтобы предотвратить уплотнение узлов в околоосевой зоне.

Вертикальные линии сетки перпендикулярны верхней плоской стенке канала. Построенная сетка получается косоугольной, в особенности на склонах лунки.

Обоснование сеточной независимости для выемок различной формы, в том числе овально-траншейных, являющихся предельным случаем рассматриваемого типа выемок при  $l_1/l=0$  было выполнено и представлено в [72-79].

Данные манипуляции с сеткой позволили уменьшить ее мощность, что в результате привело к уменьшению общего времени расчета.

### 5.2.5 Граничные условия

Расчетная область определена следующими граничными условиями: вход, выход потока, твердая стенка.

На входе в расчетную область задавалось значение массового расхода теплоносителя, давление и температура. Интенсивность турбулентности задавалась 0,5. Профили турбулентных характеристик определены из соотношений для кинетической энергии  $k = \frac{3}{2} Tu^2 u^2$ , где  $u$  – осредненная скорость потока, м/с. Завихренность  $\omega = \varepsilon / (C_\mu k)$  рассчитывается с помощью удельной скорости диссипации кинетической энергии  $\varepsilon = C_\mu^{3/4} k^{3/2} / l_t$ , где эмпирический коэффициент  $C_\mu = 0,09$ . Интенсивность турбулентности  $Tu = u' / u$  оценивается как  $Tu = 0,16 Re_H^{-1/8}$ , где  $u'$  – среднеквадратичная пульсация скорости, м/с. Начальный масштаб длины турбулентности  $l_t = 0,07H$ .

На выходных границах расчетной области задавались соответствующие статические давления (противодавления) и мягкие граничные условия для скорости и температуры, в каждый момент времени.

На стенках, контактирующих с теплоносителем, ставилось условие прилипания (равенство нулю скоростей). Для задания турбулентных характеристик (кинетической энергии турбулентных пульсаций  $k$  и завихренности

ω) вблизи стенок применяется метод пристеночных функций с использованием логарифмического закона стенки.

Рассматривается условие постоянного теплового потока.

### 5.2.6 Задание теплофизических свойств

Для достоверного описания происходящих теплофизических процессов необходимо задавать зависимость теплофизических характеристик теплоносителя (плотности, динамической вязкости и коэффициента теплопроводности) в зависимости от температуры и давления. Поскольку коэффициент динамической вязкости, удельная изобарная теплоемкость и удельная теплопроводность практически не зависят от давления, но зависят от температуры, то коэффициент динамической вязкости задавался согласно закону Сазерленда; удельная изобарная теплоемкость и удельная теплопроводность – по кусочно-линейному закону в виде функций от температуры.

### 5.2.7 Валидация и верификация результатов расчета

В настоящем исследовании в качестве интегральных параметров выбраны поперечная нагрузка  $R_z$  и среднее число Нуссельта в области выемки.

На рис. 5.5 показаны графики максимальных ошибок в зависимости от шага итерации: траектории сближения, поперечная нагрузка и среднее число Нуссельта, определенные в пределах выемки. На рис. 5.6 показаны траектории сходимости, выбранные для максимальных ошибок следующих переменных  $u$ ,  $p$ ,  $T$ ,  $k$  на каждом шаге итерации  $N_{it}$ :  $Err_u$ ,  $Err_p$ ,  $Err_T$ ,  $Err_k$  в логарифмическом масштабе.

Сходимость итераций определяется по достижению максимальных приращений зависимых переменных уровня  $10^{-5}$ .

Устойчивое решение относительно поперечной нагрузки  $R_z$  наблюдается после 1500-3000 итераций, тогда как весь расчет происходил в течение более чем

10000 итераций. Приблизительно такая же ситуация наблюдалась и при оценке сходимости решения относительно среднего числа Нуссельта в пределах выемки.

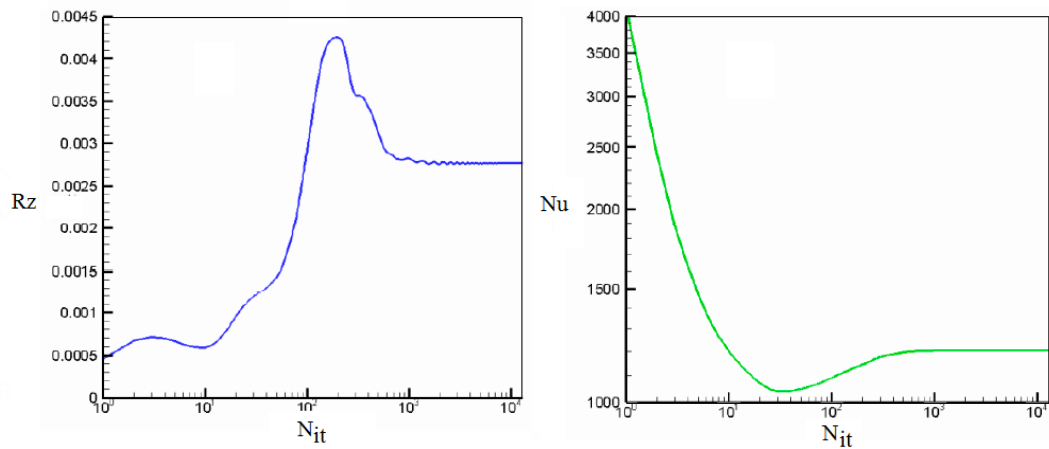


Рисунок 5.5 - Зависимости траектории сближения решений относительно поперечной нагрузки  $R_z$  и среднего числа Нуссельта от шага итерации  $N_{it}$

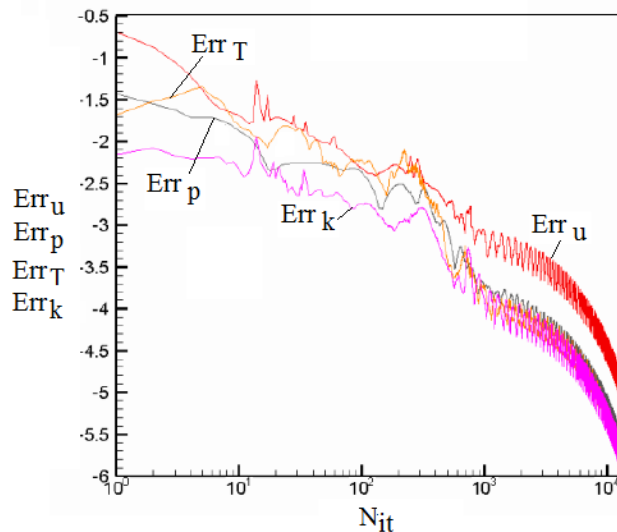


Рисунок 5.6 - Траектории сходимости, выбранные для максимальных ошибок  $Err_u$ ,  $Err_p$ ,  $Err_T$ ,  $Err_k$  переменных  $u$ ,  $p$ ,  $T$ ,  $k$  на каждом шаге итерации  $N_{it}$  в логарифмическом масштабе.

Верификация расчетной модели ранее проведено в работах [72-79, 154] при сравнении с результатами экспериментальных исследований других авторов.

### 5.3 Анализ результатов численного исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с выемкой в форме бумеранга

Результаты численного исследования развития течения в выемках в форме бумеранг, включая крайние случаи овально-траншейных выемок при  $l_1/l=0$  и 1, представлены на рис.5.7.

При отклонении на  $45^\circ$  входного участка продольно ориентированной выемки на нагретой стенке плоскопараллельного канала с ростом относительной длины участка  $l_1$ , начиная с  $l_1/l=0.15$ , отмечается самоорганизация смерчеобразного (спиралевидного) моновихря, который интенсифицируется за счет формирования поперечного перепада давления и возникновения полюса отрицательного давления в эпицентре моновихря. Известно, что в наклонных овально-траншейных выемках происходит ослабление вихревой структуры и снижением теплоотдачи вдоль оси выемки ближе к концевой части выемки. Установлено, что ориентация концевого участка выемки по потоку в канале при оптимальной относительной длине  $l_1/l$  приводит к проникновению интенсивного закрученного потока в концевую зону канавки в форме бумеранга и интенсифицирует теплообмен в ней. Определена рациональная длина входного участка (при  $l_1/l=0.35$ ), при которой достигается 29% рост максимальной теплоотдачи от внутренней поверхности выемки по сравнению с плоской стенкой канала. При этом теплосъем внутри выемки в форме бумеранга оказывается в 1.2 раза выше, чем для прямолинейной овально-траншейной выемки под углом наклона  $45^\circ$ . Обнаружена критическая длина входного участка ( $l_1/l=0.7$ ), начиная с которой закрученный поток выходит из выемки, не доходя до ее конца. Она характеризуется минимумом относительных гидравлических потерь для участка, ограниченного контуром пятна выемки.

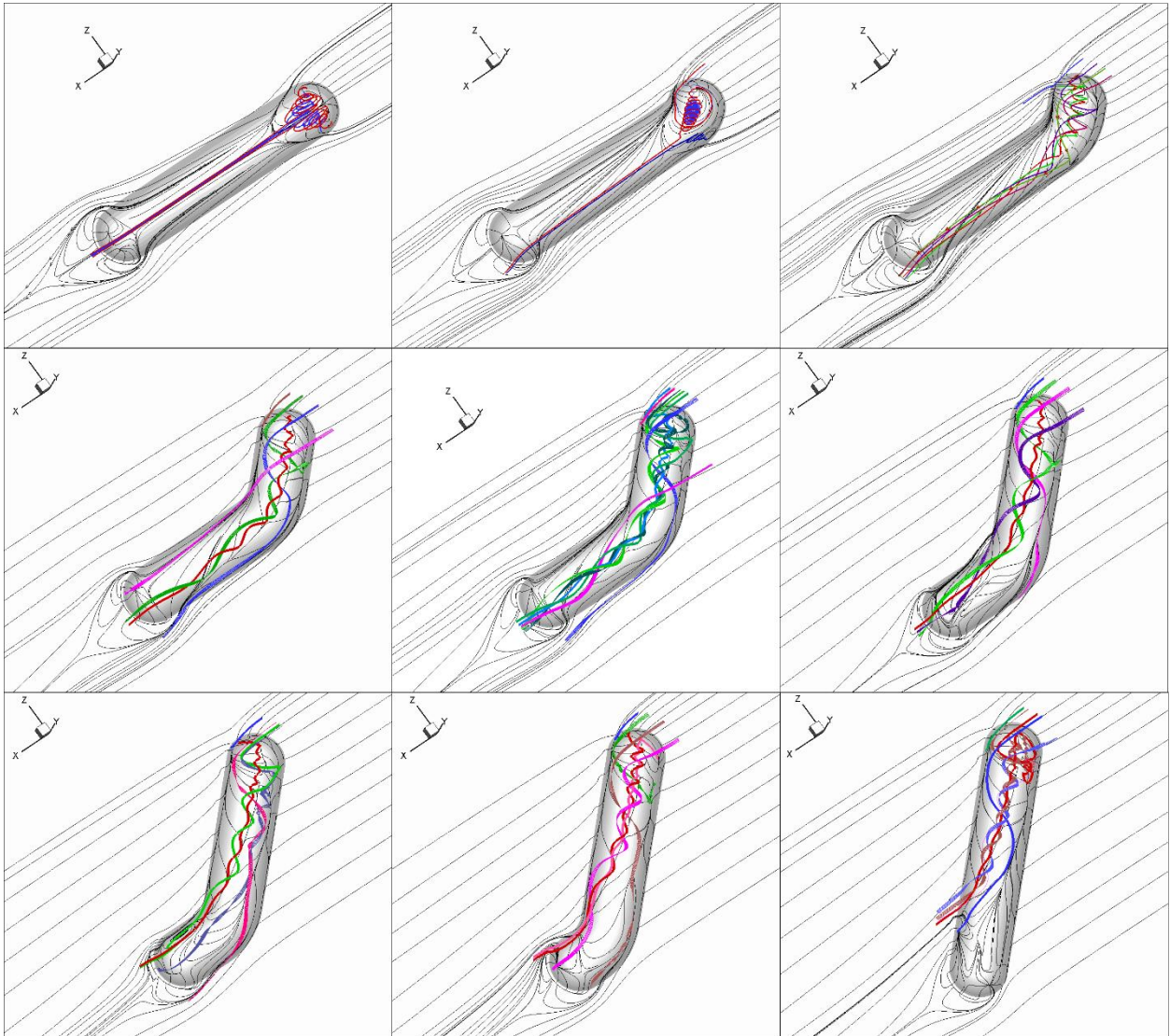


Рисунок 5.7 - Результаты численного исследования развития течения в выемках с геометрическим параметром  $l_1/l=0, 0,1, 0,2, 0,4, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9$  и 1. Картины линий тока в пристеночном слое на высоте  $5 \cdot 10^{-6}H$  от стенки.

Таким образом, доказана основная идея по повышению эффективности выемок в форме бумеранг - поддержание высоких скоростей вторичного потока в выемке и тем самым поддержания повышенной теплоотдачи в ней по сравнению с овально-траншейными и даже овально-дуговыми выемками. Более детальное исследование структуры вторичного течения показано на рис.5.8. Видно, что вихревая моноструктура сохраняется, не распадаясь, от входа в выемку до крайней кормовой кромки без разрушения с поддержанием высокой скорости потока в ней.



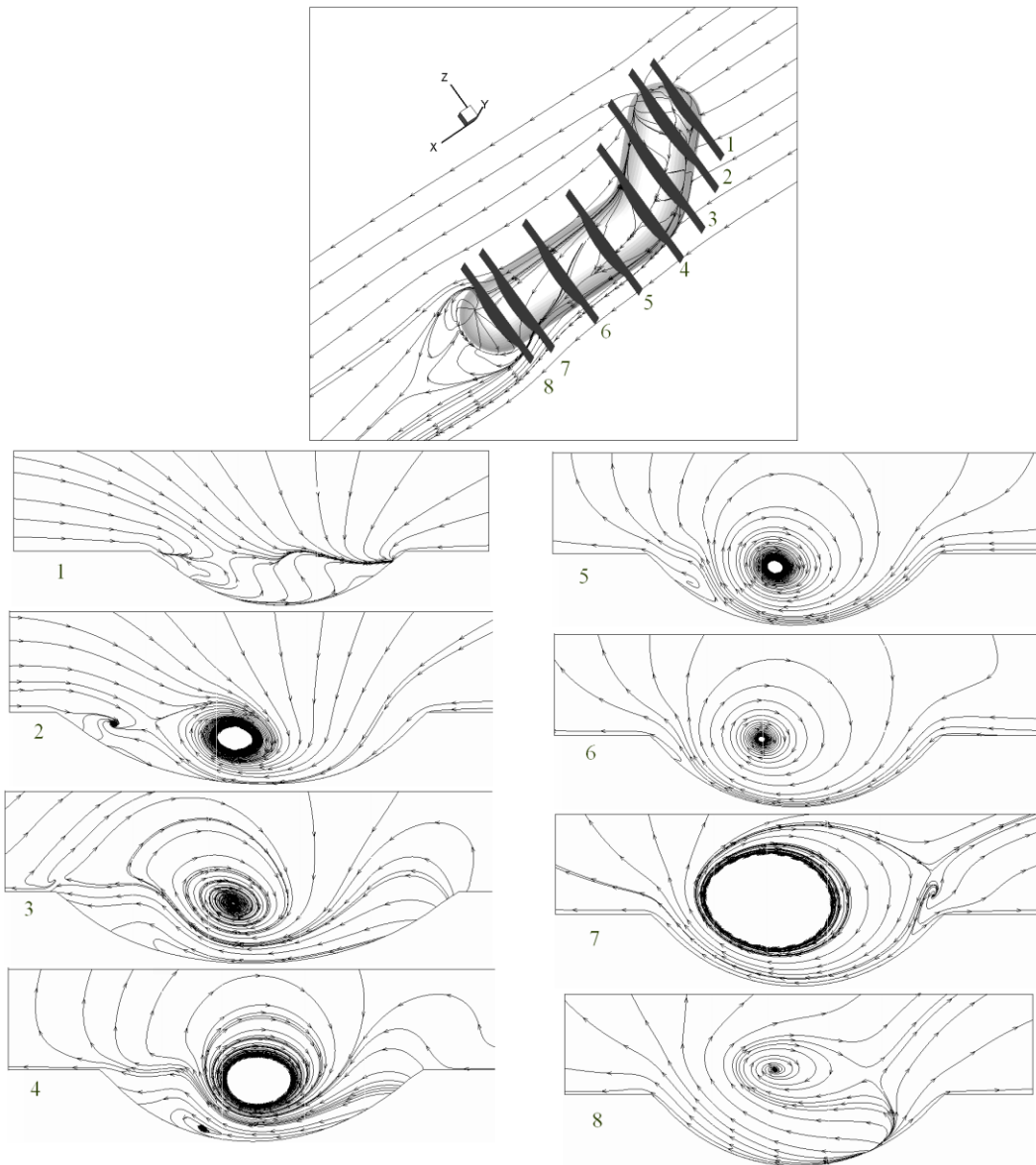


Рисунок 5.8 - Результаты численного исследования развития вторичного течения в выемке типа бумеранг в различных сечениях по длине выемке (1-8) с геометрическим параметром  $l_1/l=0,4$ .

Число Нуссельта  $Nu$  определяется по градиенту температуры на стенке и перепаду между температурой стенки и среднemasсовой температурой в соответствующем поперечном сечении канала и рассчитывается на контрольной площади окружающего выемка прямоугольного участка А-В (рис.5.4) с учетом увеличения криволинейной поверхности выемки.

Гидравлические потери  $\xi$  определяются по границам контрольного участка А-В (рис.5.4) с выемкой. Для сравнения рассчитывается число Нуссельта  $Nu_0$  и

коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_0$  для ровной плоской поверхности, той же площади, что и для поверхности с выемкой.

Результаты численного исследования распределения безразмерного давления  $P = (P_i - P_{\text{вх}}) / (\rho U^2)$  (где  $P_i$  – давление в текущей точке;  $P_{\text{вх}}$  – давление на входе в канал) и относительных чисел Нуссельта  $Nu/Nu_0$  (где  $Nu_0 = \alpha_0 \cdot h_{\text{ch}}/\lambda$  и  $Nu = \alpha \cdot h_{\text{ch}}/\lambda$  – числа Нуссельта ровной поверхности и поверхности с выемкой) на поверхности с одиночными выемками в форме бумеранга представлены на рис.5.9 и рис.5.10, соответственно.

Результаты приведены для отношения сторон выемки в форме бумеранга  $l_1/l=0-1,0$  для чисел Рейнольдса  $Re_b = 1,65 \cdot 10^4$ . При этом необходимо указать, что при  $l_1/l=1,0$  выемка является наклонной овально-траншейной.

Коэффициенты гидравлического сопротивления в канале с выемками  $\xi$  и без них  $\xi_0$  определялись на этих же характерных участках по расчетной потере давления  $\Delta P$ :  $\xi = 2 \cdot \Delta P \cdot h_{\text{ch}} / (\rho \cdot U \cdot L)$ .

Теплогидравлическая эффективность  $E = (Nu/Nu_0) / (\xi/\xi_0)^{0,3}$  рассчитывается как отношение тепловой эффективности  $Nu/Nu_0$  на выделенном участке к относительным гидравлическим потерям  $\xi/\xi_0$  на границах участка.

В ходе численных исследований показано (рис.5.11), что темп возрастания тепловой эффективности значительно опережает рост гидравлических потерь. Тепловая эффективность поверхности с выемками в форме бумеранга также максимальна при соотношении длин  $l_1/l=0,5$  и составляет  $Nu/Nu_0=1,115$ . Для сравнения для поверхности с овально-траншейными выемками ( $l_1/l=1,0$ ) тепловая эффективность ниже -  $Nu/Nu_0=1,09$ .

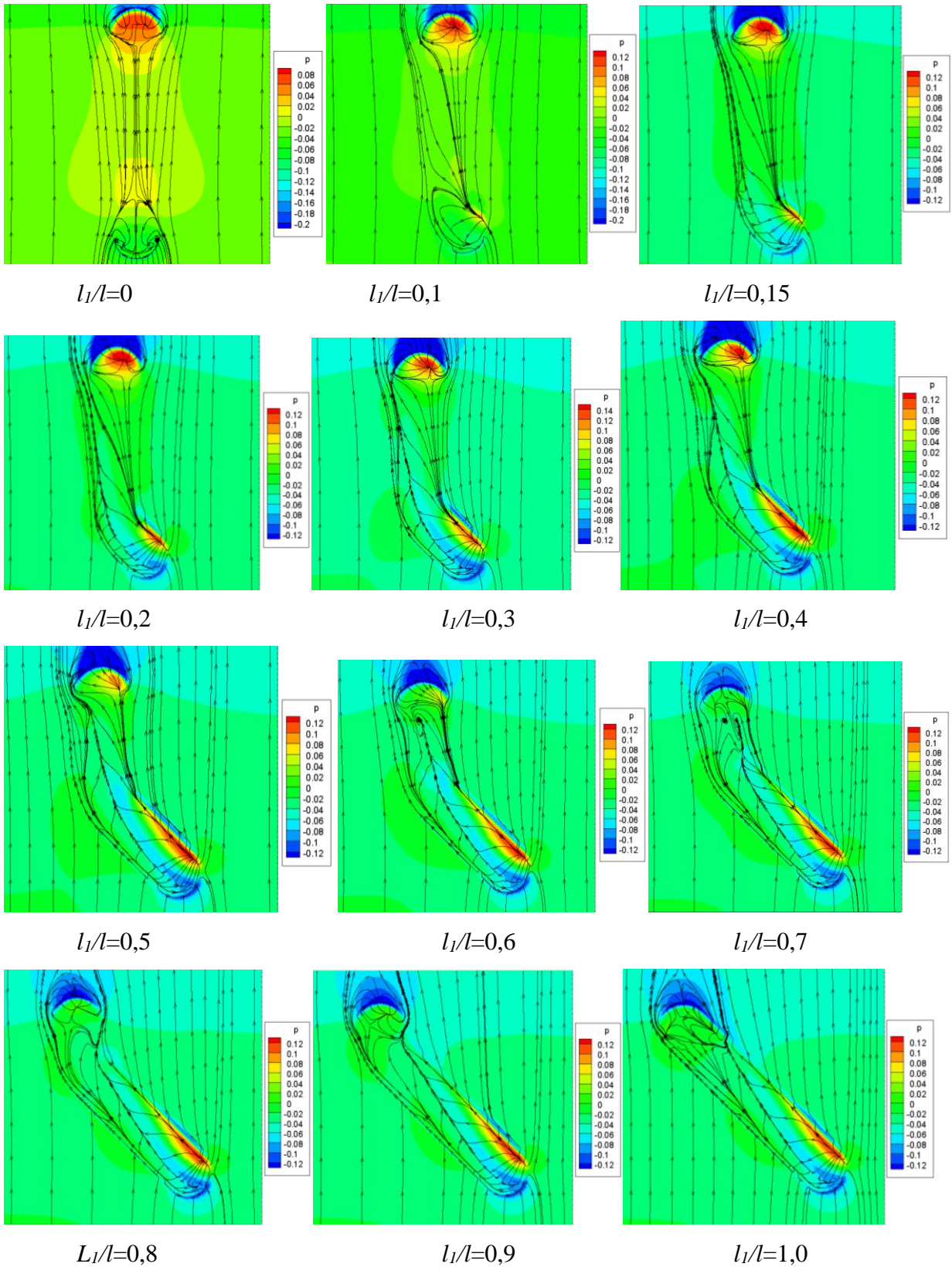


Рисунок 5.9 - Результаты численного исследования распределения давления на поверхности с одиночными выемками в форме бумеранга

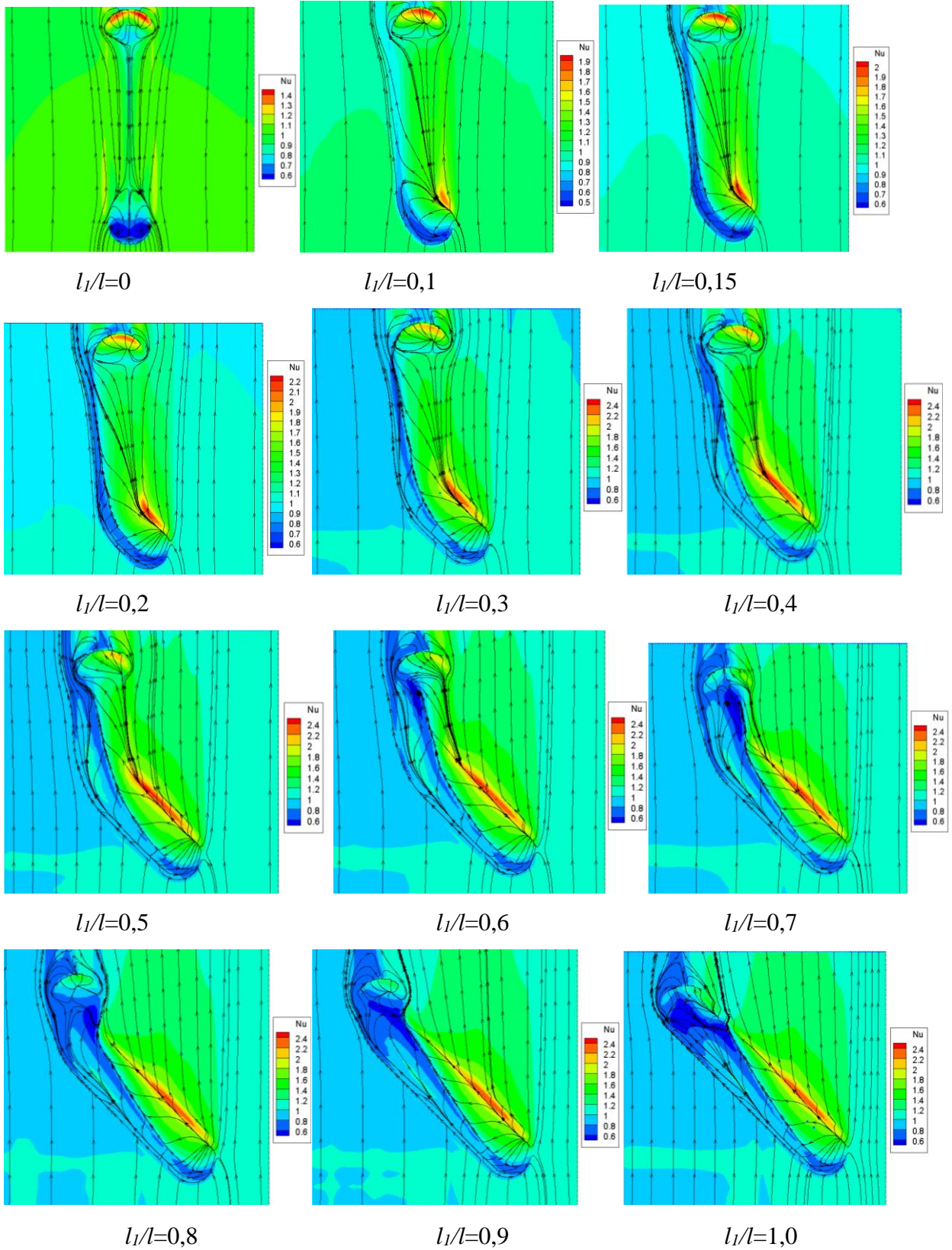


Рисунок 5.10 - Результаты численного исследования распределения относительных чисел Нуссельта на поверхности с одиночными выемками в форме бумеранга

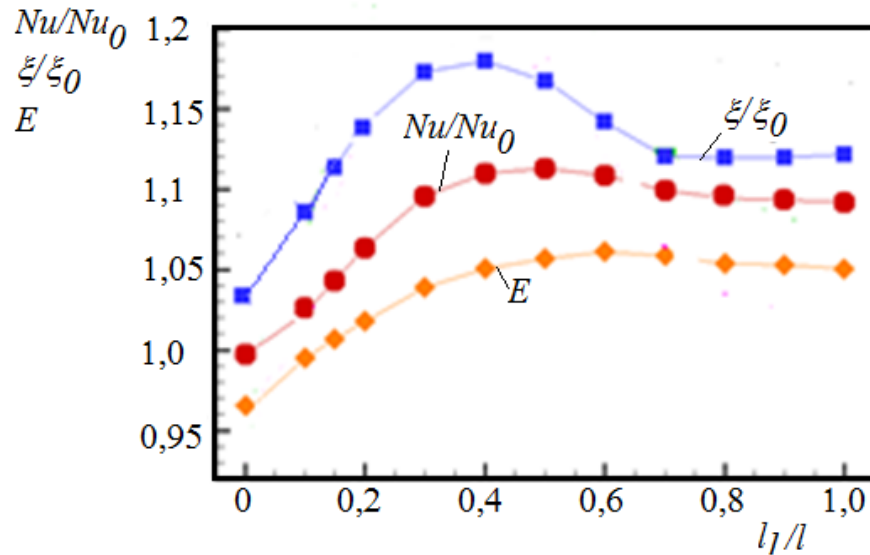


Рисунок 5.11 - Теплогидравлическая эффективность поверхности с одиночными выемками в форме бумеранга

Гидравлические потери на участке поверхности с выемкам в форме бумеранга также максимальны при соотношении длин  $l_1/l=0,5$  и составляют  $\xi/\xi_0=1,17$ . Однако для поверхности с овально-траншейным выемкам ( $l_1/l=1,0$ ) прирост гидравлического сопротивления ниже -  $\xi/\xi_0=1,127$ .

В итоге, максимальная теплогидравлическая эффективность  $E=1,06$  получена для выемки в форме бумеранга с относительным удлинением  $l_{\kappa}/b=(l_1+l_2+b)/b=6,78$  при соотношении длин  $l_1/l=0,5-0,6$ . Причем для сферического выемки  $E<1$  при учете увеличения площади омываемой стенки канала. Для поверхности с овально-траншейным выемкам ( $l_1/l=1,0$ ) теплогидравлическая эффективность ниже -  $E=1,05$ , чем для выемки в форме бумеранга.

Как показали расчеты, такие выемки в форме бумеранга обладают преимуществом по отношению к овально-траншейным выемкам по тепловой и теплогидравлической эффективности.

Для обоснования полученных эффектов проанализированы распределения скоростей, местных значений давления (рис.5.12) и коэффициентов теплоотдачи (рис.5.13) по площадкам канала вдоль оси выемки.

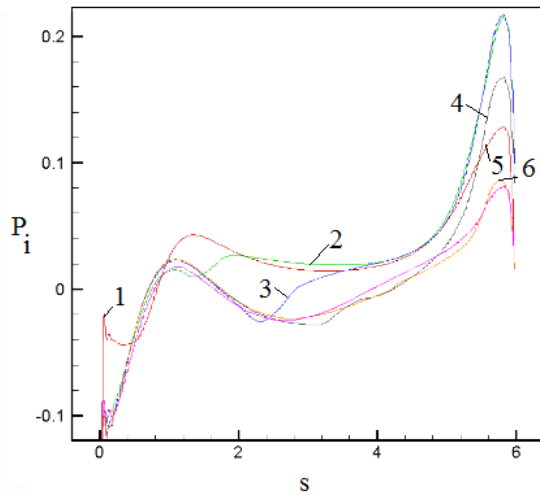


Рисунок 5.12 – Распределение безразмерного давления  $P_i = (P_{ii} - P_{вх}) / (\rho U^2)$  по центральной оси выемки в зависимости от координаты по оси  $s = (l_i - b) / b$  для выемки в форме бумеранга относительной длиной  $l/b = 5,78$  ( $l_k/b = 6,78$ ): 1 –  $l_2/l = 1,0$ , 2 – 0,9, 3 – 0,7, 4 – 0,5, 5 – 0,8, 6 – 0

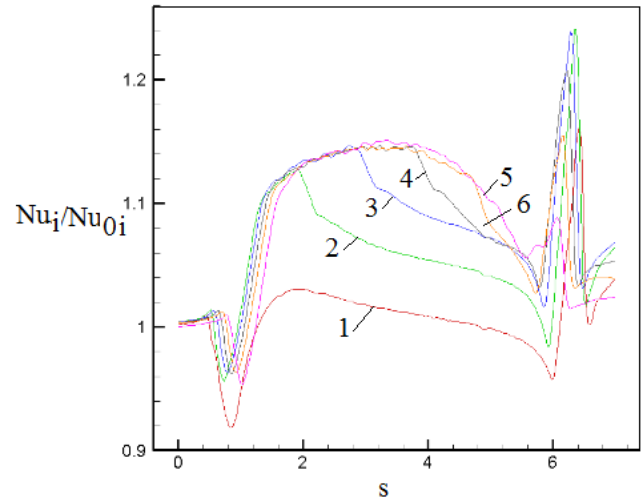


Рисунок 5.13 – Распределение относительных локальных чисел Нуссельта по центральной оси выемки в зависимости от координаты по оси  $s = l_i/b$  для выемки в форме бумеранга относительной длиной  $l_k/b = 6,78$ : 1 –  $l_2/l = 1,0$ , 2 – 0,9, 3 – 0,7, 4 – 0,5, 5 – 0,8, 6 – 0

Видно, что за передней кромкой находится незначительная зона отрыва потока, после которой наблюдается практически полное восстановление давления до уровня гладкого канала (давления на входе в выемку) и значительное повышение давления за счет торможения потока при натекании на заднюю кромку. Этим обусловлено и характерное изменение коэффициентов теплоотдачи. За счет повышения скорости течения в выемке практически до скорости основного потока мы имеем высокие значения коэффициентов теплоотдачи. Анализ рис.4.7 показывает, что также значительное повышение коэффициентов теплоотдачи наблюдается на задней кромке выемки по направлению потока в канале. Все это позволяет получить средние относительные коэффициенты теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  выше 1.

Для обеспечения максимальной теплогидравлической эффективности рекомендуется 50-60% отклонение хвостовой части выемки по потоку, т.е. рекомендуемое значение  $l_1/l=0,5-0,6$ .

Таким образом, сравнение предлагаемой конструкции теплообменной поверхности с выемками в форме бумеранга по теплогидравлической эффективности (критерию аналогии Рейнольдса) с поверхностью с овально-траншейными выемками, которые превосходят сферические и овальные, показывает преимущество выемок в форме бумеранга при соблюдении геометрических соотношений размеров выемки:  $l/b=4,7-5,78$  или  $l_{\kappa}/b=5,57-6,78$ ;  $l_1/l=0,5-0,6$ ;  $\varphi=45^\circ$ ;  $h/b=0,18-0,37$ ;  $r=0,025b$ .

#### 5.4 Выводы по главе 5.

1. Предложена конструкция нового по форме поверхностного интенсификатора в виде периодически нанесенных выемок в виде бумерангов. Данная конструкция ликвидирует недостатки ранее хорошо изученного интенсификатора в виде овально-траншейной выемки – наличие низкоскоростной вихревой зоны в концевой по потоку части овально-траншейной выемки.

2. На основе численного моделирования проведена визуализации течений в выемке, определены теплоотдача, сопротивление и теплогидравлическая эффективность выемок в форме бумеранга при различных геометрических параметрах.

3. Сравнительный анализ данных параметров позволил определить и предложить в практику инженерных разработок рациональные параметры интенсификатора, обеспечивающие максимальную теплогидравлическую эффективность.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведен обзор литературных источников по численному исследованию гидродинамики и теплообмена в каналах с выемками. Для турбулентного режима течения теплоносителя выявлены и запатентованы рациональные размеры овално-траншейных и овално-дуговых выемок – удлинение углублений  $l/b=5.57\div 6.78$  и относительная глубина  $h/b=0.18\div 0.37$ , угол натекания потока на выемку  $\varphi=(45\div 60)^\circ$ .

2. Проведено экспериментальное исследование коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи в щелевых каналах с одно- и многорядными системами овално-траншейных и овално-дуговых выемок в диапазоне режимных параметров –  $Pr=0.71$ ,  $Re_d=3200\div 9\cdot 10^4$  для теплоотдачи и  $Re_d=500\div 10^4$  для гидравлического сопротивления, и геометрических характеристик поверхностей с выемками, которые находятся в диапазоне рациональных –  $h/b=0.25$  и  $0.33$ ,  $l_d/b=7$ ,  $\varphi=45^\circ$ .

3. Выявлено хорошее согласование результатов численных исследований С.А.Исаева для каналов с овално-траншейными выемками и экспериментальных исследований при турбулентном течении с отклонениями по средним коэффициентам теплоотдачи и гидравлического сопротивления не более 5%.

4. На основе анализа экспериментальных данных установлены уровни интенсификации теплоотдачи при турбулентном режиме течения –  $Nu/Nu_0=1.2\div 1.7$  в однорядных системах овално-траншейных и овално-дуговых выемок и  $Nu/Nu_0=2.3\div 2.5$  раза в многорядных системах этих выемок. Установлено, что уровень интенсификации в каналах с овално-дуговыми выемками на 5÷10% выше, чем с овално-траншейными выемками. Повышение гидравлического сопротивления сопоставимо с ростом теплоотдачи и составляет при турбулентном режиме течения –  $\xi/\xi_0=1.25\div 1.4$  раза в однорядных системах овално-траншейных и овално-дуговых выемок и  $\xi/\xi_0=2.3\div 3$  раза в многорядных системах этих выемок. Показано, что уровень гидравлического сопротивления в каналах с овално-



дугowymi выемками меньше на 10÷13%, чем в каналах с овально-траншейными выемками. Это обеспечивает более высокую теплогидравлическую эффективность каналов с овально-дугowymi выемками - на 23 и 14% выше, чем для каналов с овально-траншейными выемками при одно- и многорядном расположении, соответственно.

5. Для более технически интересного диапазона геометрических параметров -  $h/b=0.0625\div 0.25$ ,  $S/b=2\div 8$ ,  $l_d/b=3\div 7$ ,  $\varphi =45\div 60$  и турбулентном режиме получены критериальные уравнений для оценки коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи в каналах с однорядными овально-траншейными выемками.

6. Для упрощения определения значений  $\xi/\xi_0$  и  $Nu/Nu_0$  для овально-траншейных выемок во всем диапазоне изменения определяющих режимных и геометрических параметров создан программный код, реализующий метод искусственной нейронной сети. Отклонение результатов расчета по данному методу от экспериментальных данных не превышает 5-8% для гидравлического сопротивления и теплопередачи.

7. Предложена и запатентована конструкция нового поверхностного интенсификатора в виде выемки в форме бумеранга. На основе численного моделирования проведена визуализации течений в выемке в форме бумеранга, определены теплоотдача, сопротивление и теплогидравлическая эффективность и рациональные размеры выемок в форме бумеранга.

8. Полученные в работе результаты рекомендуется использовать при прогнозировании теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах теплообменного оборудования при использовании овально-дугowych, овально-траншейных выемок и выемок в форме бумеранга.

Результаты работы используются в учебном процессе при чтении лекций по курсам «Теплообменные аппараты» и «Теплотехнические системы и энергоустановки» в КНИТУ-КАИ, о чем имеется акт о внедрении.

## Список литературы

1. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена: монография / И.А.Попов, Х.М.Махьянов, В.М.Гуреев; под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 560 с.
2. Кикнадзе, Г.И. Самоорганизация вихревых структур при обтекании водой полусферической лунки / Г.И. Кикнадзе, Ю.К. Краснов, Н.Ф. Подымака, В.Б. Хабенский // Докл. Академии наук СССР. 1986. Т.291. №6. с.1315.
3. Кикнадзе, Г.И. Механизмы смерчевой интенсификации тепломассообмена / Г.И. Кикнадзе, И.А. Гачечиладзе, В.Г. Олейников, В.В. Алексеев // Интенсификация теплообмена: Труды Первой Рос. нац. конф. по теплообмену. Т.8. М.: Изд-во МЭИ, 1994. с.97–106.
4. Гачечиладзе, И.А. Теплообмен при самоорганизации смерчеобразных структур / И.А. Гачечиладзе, Г.И. Кикнадзе, Ю.К. Краснов и др. // Тепломассообмен–ММФ. Материалы Минского международного форума по тепломассообмену. Проблемные доклады. Секция 1–2. Минск: АН БССР, 1988. С.83.
5. Афанасьев, В.Н. Теплообмен и трение на поверхностях, профилированных сферическими выемками / В.Н. Афанасьев, А.И. Леонтьев, Я.П. Чудновский // Препринт МГТУ им.Н.Э.Баумана №1-90. М.: Изд-во МГТУ. 1990. 118с.
6. Кикнадзе, Г.И. Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация тепломассообмена, сопровождающая это явление. // Г.И. Кикнадзе, И.А. Гачечиладзе, В.В. Алексеев – М.: Издательство МЭИ, 2005. 84с.
7. Rashidi, S. Energy saving in thermal energy systems using dimpled surface technology — a review on mechanisms and applications / S. Rashidi, F. Hormozi, B. Sundén, O. Mahian // Applied. Energy. 2019. Vol. 250. P. 1491–1547.
8. Щукин, А.В. Интенсификация теплообмена сферическими выемками при воздействии возмущающих факторов / А.В. Щукин, А.П. Козлов, Р.С. Агачев, Я.П.

Чудновский. Под ред. акад. В.Е. Алемасова. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. 143 с.

9. Халатов, А.А. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков / А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов - Киев: Инст-т технической теплофизики НАН Украины. 2005. 500с.

10. Громов, П.Р. Рождение уединенных вихрей при обтекании мелких сферических выемок / П.Р. Громов, А.Б. Зобнин, М.И. Рабинович, М.М. Сущик // Письма в ЖТФ, т.12. вып.21, 1986. с.1323-1328.

11. Кесарев, В.С. Структура течения и теплообмен при обтекании полусферической выемки турбулизированным потоком воздуха / В.С. Кесарев, А.П. Козлов // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 1993. № 1. С.106-115.

12. Терехов, В.И. Экспериментальное исследование развития течения в канале с полусферической каверной / В.И. Терехов, С.В. Калинина, Ю.М. Мшвидобадзе // Сибирский физико-технический журнал. 1992. Вып.1. С.77–85.

13. Ligrani, P.M. Flow structure due to dimple depression on a channel surface / P.M. Ligrani, J.L. Harrison, G.I. Mahmood, M.L. Hill - Physics of Fluids. 2001. Vol.13. №11. pp.3442-3451.

14. Hwang, S.D. Heat transfer enhancement of internal passage using dimple/protrusion / S.D. Hwang, H.H. Cho // Paper THE-24. Int. Conference of Heat Transfer. Sydney. Australia. 2006.

15. Волчков, Э.П. Некоторые результаты экспериментального исследования аэродинамики и теплообмена на поверхности с полусферическими кавернами / Э.П. Волчков, С.В. Калинина, И.П. Матрохин и др. // Сиб. физ.-техн. журн. 1992. Вып.5. С.3–9.

16. Терехов, В.И. Конвективный теплообмен на поверхности в области за каверной сферической формы / В.И. Терехов, С.В. Калинина, Ю.М. Мшвидобадзе // Теплофизика и аэромеханика. 1994. Т.1, №1. С.13–18.

17. Xie, G. Numerical predictions of augmented heat transfer of an internal blade tip-wall by hemispherical dimples / G. Xie, B. Sundén - International Journal of Heat Mass Transfer. 2010. Vol.53, №25–26, pp.5639–5650.

18. Turnow, J. Flow structures and heat transfer over a single dimple using hybrid URANS-LES methods / J. Turnow, R. Kasper, N. Kornev - Computers & Fluids. 2018. Vol.172. pp.720–727.

19. Terekhov, V.I. Heat Transfer Coefficient and Aerodynamic Resistance on a surface with a Single Dimple / V.I. Terekhov, S.V. Kalinina, Yu.M. Mshvidobadze // J. of Enhanced Heat Transfer, 1996. №4, pp.131.

20. Гортышов, Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, В.В. Олимпиев, А.В. Щелчков, С.И. Каськов; под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.

21. Александров, А.А. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при обтекании поверхностей с развитой шероховатостью в виде сферических выемок / А.А. Александров, Г.М. Горелов, В.П. Данильченко, В.Е. Резник // Пром. теплотехника. 1989. Т.11, №6. С.57–61.

22. Почуев, В.П. Теплообмен в охлаждаемых лопатках высокотемпературных газовых турбин / В.П. Почуев, Ю.Н. Луценко, А.А. Мухин // Труды Перв. Рос. Нац. Конф. по теплообмену. М.: Изд-во МЭИ; 1994. Т.8. С.178–183.

23. Туркин, А.В. Экспериментальное исследование влияния переменности физических свойств газа на теплоотдачу поверхности покрытой лунками / А.В. Туркин, А.Г. Сорокин, О.Н. Брагина. Н.Н, Яковлева, И.Б. Алешина // Минский международный форум ММФ-92. Т.1. Ч.1. Минск: ИТМО им.А.В.Лыкова. 1992. С.202–206.

24. Нагога, Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин / Г.П. Нагога. – М.: Изд-во МАИ, 1996. – 100 с.

25. Нагога, Г.П. Результаты модельных и натурных исследований интенсификации "смерчевым" способом / Г.П. Нагога, Ю.М. Ануров // Тезисы докл. II Республ. конф. "Совершенствование теории и техники тепловой защиты энергетических устройств." Киев, 1990. С.25–26.

26. Ануров, Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин / Ю.М. Ануров. - Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. Санкт-Петербург: Компания «Энергомаш (ЮК) Лимитед». 2005. 36 с.

27. Мунябин, К.Л. Эффективность интенсификации теплообмена выемками и выступами сферической формы / К.Л. Мунябин // Теплофизика и аэромеханика, 2003, т.10, №2, с.235–247.

28. Burgess, N.K. Effects of dimple depth on Nusselt numbers and friction factors for internal cooling in a channel / N.K. Burgess, P.M. Ligrani - Paper GT2004–54232. Proceedings of Turbo Expo 2004: Power for land, sea and air. Vienna, Austria. 2004.

29. Moon, H.-K. Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage / H.-K. Moon, T. O'Konnel, B. Glezer // ASME Paper No.99-GT-163. ASME 44th International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Indianapolis, USA, 1999.

30. Беленький, М.Я. Интенсификация теплообмена при использовании поверхностей, формованных сферическими лунками / М.Я. Беленький, М.А. Готовский, Б.М. Леках, Б.С. Фокин, К.С. Долгушин // Тепломассообмен ММФ–92. Т.1. Ч.1. Минск: ИТМО им.А.В.Лыкова АНБ. 1992. с.90–93.

31. Беленький, М.Я. Экспериментальное исследование тепловых и гидравлических характеристик теплообменных поверхностей, формованных сферическими лунками / М.Я. Беленький, М.А. Готовский, Б.М. Леках, Б.С. Фокин, В.Б. Хабенский // ТВТ. Т.29. №.6. 1991. с.1142–1147.

32. Халатов, А.А. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков / А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов - Киев: Инст-т технической теплофизики НАН Украины. 2005. 500с.

33. Griffith, T. S. Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR=4) with Dimples / T.S. Griffith, L. Al-Hadhrani, J.C. Han, // Journal of Turbomachinery, Vol. 125, 2003. pp. 555-564.

34. Афанасьев, В.Н. Теплообмен и трение на поверхностях, профилированных сферическими выемками / В.Н. Афанасьев, А.И. Леонтьев, Я.П. Чудновский // Препринт МГТУ им.Н.Э.Баумана №1-90. М.: Изд-во МГТУ. 1990. 118с.

35. Афанасьев, В.Н. Самогенерация вихрей как метод интенсификации теплообмена / В.Н. Афанасьев, Я.П. Чудновский // Тепломассообмен – ММФ: Минский международный форум. Минск. 1988. Ч. 1.– С. 8–9.

36. Chyu, M.K. Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage. / M.K. Chyu, Y. Yu, H. Ding, J.P. Downs, F.O. Soechting // ASME Paper No. 97-GT-437. ASME 42nd International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Orlando, USA, 1997. 7p.

37. Шанин, Ю.И. Интенсификация теплоотдачи нанесением сферических лунок на стенки каналов / Ю.И. Шанин, О.И. Шанин // Конвективный теплообмен. Материалы Минского международного форума ММФ–2004. Минск: ИТМО им.А.В.Лыкова АНБ. 2004.

38. Шанин, Ю.И. Экспериментальное исследование интенсификации теплоотдачи в плоском канале с лунками / Ю.И. Шанин // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: Тезисы докладов Второй Росс. конференции. М.: Изд-во МЭИ, 2005. С.47–48.

39. Баев, С.В. Судовые компактные теплообменники / С.В. Баев. - Л.: Судостроение. 1965. 324с.

40. Shin, S. Measurement of the heat transfer coefficient in the dimpled channel: effects of dimple arrangement and channel height / S. Shin, K.S. Lee, S.D. Park, J.S. Kwak. Journal of Mechanical Science Technology. 2009. Vol.23. pp.624–630.

41. Suresh, S. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of CuO/water nanofluid under turbulent flow in a helically dimpled tube / S. Suresh, M. Chandrasekar, S. Chandra Sekhar. - *Experimental Thermal Fluid Science*. 2011. Vol.35, №3, pp.542–549.
42. Khalatov, A. Flow characteristics within and downstream of spherical and cylindrical dimple on a flat plate at low Reynolds number / A. Khalatov, A. Byerley, D. Ochoa, S.K. Min. - *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, power for land, sea, and air*, June 14–17, 2004, Vienna, Austria.
43. Rao, Y. Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and tear drop dimples / Y. Rao, B. Li, Y.B. Feng. – *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2015. Vol.61. pp.201–209.
44. Tsynaeva, A. Study of the flow in a channel with dumbbell-shaped dimples. / A. Tsynaeva, M. Nikitin. - *Procedia Engineering*. 2016. vol.150. pp.2340–2344.
45. Kumar, P. Experimental investigation of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics in a protruded surface heat exchanger tube / P. Kumar, A. Kumar, S. Chamoli, M. Kumar. - *Experimental Thermal Fluid Science*. 2016. Vol.71. pp.42–51.
46. Chang, S.W. Heat transfer and pressure drop in hexagonal ducts with surface dimples / S.W. Chang, K.F. Chiang, T.C.Chou. - *Experimental Thermal Fluid Science*. 2010. Vol.34. pp. 1172–1181.
47. Wang, Y. Heat transfer and friction characteristics for turbulent flow of dimpled tubes / Y. Wang, Y. He, Y. Lei, R. Li. - *Chemical Engineering Technology*. 2009. Vol.32. pp. 956–963.
48. Ayub, Z.H. Two-phase pressure drop and flow boiling heat transfer in an enhanced dimpled tube with a solid round rod insert / Z.H. Ayub, A.H. Ayub, G. Ribatski, T.A. Moreira, T.S. Khan. - *International Journal of Refrigerating – Revue Int. Du Froid*. 2017. Vol.75. pp.1–13.

49. Kaood, A. Entropy generation analysis of turbulent flow in conical tubes with dimples: a numerical study / A. Kaood, A. Aboulmagd, A. ElDegwy. - Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. 2023. Vol.148. pp.5667–5685

50. Сидорчева, В.В. Исследование теплообменной поверхности с волнообразными выемками / В.В. Сидорчева, А.А. Цынаева // Материалы Восьмой Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 17—22 октября 2022 г.): в 2 т. Т.2 - М.: Издательство МЭИ, 2022. с.61-62

51. Патент РФ 2777179, МПК F28F3/04. / В.В. Сидорчева, А.А. Цынаева / Заявка 2022107702 от 23.03.2022. Опубликовано 01.08.2022. Бюл.№22.

52. Давлетшин, И.А. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление плоского канала с дискретной шероховатостью стенки в виде наклонных траншейных лунок / И.А. Давлетшин, Н.С. Душин, О.А. Душина, Н.И. Михеев, Р.Р. Шакиров, С.А. Исаев // Теплофизика и аэромеханика, 2023, том 30, № 4. С.669-674

53. Моренко, И.В. Физическое и численное моделирование теплоотдачи и обтекания двухполостных диффузорных выемок / И.В. Моренко, А.В. Ильинков, И.И. Хабибуллин, В.В. Такмовцев, А.В. Щукин // Известия вузов: Авиационная техника. 2021. № 1. С.90-93.

54. Ильинков, А.В. Повышение теплогидравлической эффективности теплообменных каналов применением диффузорных выемок / А.В. Ильинков, В.В. Такмовцев, Р.А. Васин, А.В. Щукин // Международная научно-практическая конференция «Fundamental science and technology». Уфа, 2022. С.90-98.

55. Патент РФ 2675733, МКП F28F3/00. Теплообменная поверхность / А.В. Щукин, А.В. Ильинков, В.В. Такмовцев, И.И. Хабибуллин, И.Ш. Зарипов / Заявка:2018107160 от 26.02.2018. Опубликовано 24.12.2018. Бюл.№36

56. Исаев, С.А. Численное моделирование интенсификации теплообмена в плоскопараллельном канале с цилиндрической неглубокой лункой на нагретой стенке / С.А. Исаев, А.И. Леонтьев, П.А. Баранов, И.А. Попов, А.В. Щелчков, И.Р. Габдрахманов // Инженерно-физический журнал. 2016. Т. 89. № 5. С. 1195-1210.



57. Габдрахманов, И.Р. Теплогидравлические характеристики каналов с системами цилиндрических выемок / И.Р. Габдрахманов, Р.Р. Хакимзянов, А.В. Щелчков, И.А. Попов, С.А. Исаев // 5ая Международная конференция. Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках. Тезисы докладов. Казань. 2015. С. 122-123.

58. Щелчков, А.В. Теплогидравлические характеристики каналов с цилиндрическими выемками / А.В. Щелчков, И.А. Попов, И.Р. Габдрахманов, Д.В. Рыжков // Труды Академэнерго. 2015. № 2. С. 7-17.

59. Leontiev, A.I. Experimental investigation of heat transfer and drag on surfaces coated with dimples of different shape / A.I. Leontiev, N.A. Kiselev, Yu.A. Vinogradov, M.M. Strongin, A.G. Zditovets, S.A. Burtsev // International Journal of Thermal Sciences. 2017. Т. 118. С. 152-167.

60. Jordan, N. Heat transfer enhancement in a rectangular (AR 3:1) channel with V-shaped dimple / N. Jordan, L.M. Wright. - Journal of Turbomachinery. 2013. Vol.135, №1, paper no TURBO-11-1169.

61. Xie, G. Numerical analysis of flow structure and heat transfer characteristics in square channels with different internal protruded dimple geometries / G. Xie, J. Liu, P.M. Ligrani, W. Zhang. International Journal of Heat Mass Transfer. 2013. Vol.67, pp. 81–97.

62. Katkhaw, N. Heat transfer behavior of flat plate having 45 ellipsoidal dimpled surfaces / N. Katkhaw, N. Vorayos, T. Kiatsiriroat, Y. Khunatorn, D. Bunturat, A. Nuntaphan. - Case Studies of Thermal Engineering. 2014. Vol.2. pp.67–74.

63. Isaev, S.A. Heat transfer intensification for laminar and turbulent flows in a narrow channel with one-row oval dimples / S.A. Isaev, A.I. Leontiev, N.V. Kornev, E. Hassel, J.P. Chudnovskii. - High Temperature. 2015. Vol.53, №3, pp.375–386.

64. Rao, Y. Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and tear drop dimples / Y. Rao, B. Li, Y. Feng. - Exp Therm Fluid Sci. 2015. Vol.61. pp.201–209.

65. Singh, P. Characterization of heat transfer enhancement and frictional losses in a two-pass square duct featuring unique combinations of rib turbulators and cylindrical dimples / P. Singh, J. Pandit, S.V. Ekkad. - International Journal of Heat Mass Transfer. 2017. Vol.106. pp.629–647.

66. Murata, A. Arrangement effects of inclined tear drop-shaped dimples on film cooling performance of dimpled cut back surface at air foil trailing edge / A. Murata, K. Yano, M. Hanai, H. Saito, K. Iwamoto. - International Journal of Heat Mass Transfer. 2017. Vol.107. pp.761–770.

67. Xie, S. A numerical study on heat transfer enhancement and flow structure in enhanced tube with cross ellipsoidal dimples / S. Xie, Z. Liang, L. Zhang, Y. Wang. - International Journal of Heat Mass Transfer. 2018. Vol.125. pp.434–444.

68. Liang, Z. Influence of geometric parameters on the thermal hydraulic performance of an ellipsoidal protruded enhanced tube / Z. Liang, S. Xie, L. Zhang, J. Zhang, Y. Wang, Y. Yin. - Numerical Heat Transfer. Part A. 2017. vol.72. pp.153–170.

69. Zheng, L. Numerical investigation on heat transfer performance and flow characteristics in circular tubes with dimpled twisted tapes using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid / L. Zheng, Y. Xie, D. Zhang. - International Journal of Heat Mass Transf. 2017. vol.111. pp.962–81.

70. Thianpong, C. Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator / C Thianpong., P. Eiamsaard, K. Wongcharee, S. Eiamsaard. - 2009. Vol.36. №7, pp.698–704.

71. Исаев, С.А. Интенсификация смерчевого турбулентного теплообмена в ассиметричных лунках на плоской стенке / С.А. Исаев, А.И. Леонтьев, А.В. Митяков, И.А. Пышный // ИФЖ. 2003. Т.76. №2.с.31-34.

72. Исаев, С.А. Перестройка и интенсификация смерчеобразного течения в узком канале при удлинении овальной лунки с фиксированной площадью пятна / С.А. Исаев, А.И. Леонтьев, М.Е. Гульцова, И.А. Попов // Письма в ЖТФ. 2015. Т. 41, вып. 12. С. 89–96.

73 Isaev, S.A. Tornado-like heat transfer enhancement in the narrow plane-parallel channel with the oval-trench dimple of fixed depth and spot area / S.A. Isaev, A.V. Schelchkov, A.I. Leontiev, Yu.F. Gortyshov, P.A. Baranov, I.A. Popov // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 2017. Vol. 109. P. 40–62.

74. Isaev, S. Vortex heat transfer enhancement in narrow channels with a single oval-trench dimple oriented at different angles to the flow / S. Isaev, A. Leontiev, Y. Chudnovsky, I. Popov // *J. Enhanced Heat Transfer*. 2018. Vol. 25, No. 6. P. 579–604.

75. Исаев, С.А. Интенсификация ламинарного течения в узком микроканале с однорядными наклоненными овально-траншейными лунками / С.А. Исаев, П.А. Баранов, А.И. Леонтьев, И.А. Попов // *Письма в ЖТФ*. 2018. Т. 44, вып. 9. С. 73–80.

76. Isaev, S.A. Influence of the depth of single-row oval-trench dimples inclined to laminar air flow on heat transfer enhancement in a narrow micro-channel / S.A. Isaev, A.I. Leontiev, O.O. Milman, I.A. Popov, A.G. Sudakov // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 134. P. 338–358.

77. Исаев, С.А. Аномальная интенсификация турбулентного отрывного течения в наклоненных однорядных овально-траншейных лунках на стенке узкого канала / С.А. Исаев, М.С. Грицкевич, А.И. Леонтьев, И.А. Попов, А.Г. Судаков // *Теплофизика высоких температур*, 2019, том 57, № 5, с. 797–800

78. Исаев, С.А. Ускорение турбулентного потока в узком облученном канале и интенсификация отрывного течения при уплотнении однорядных наклоненных овально-траншейных лунок на стенке / С.А. Исаев, М.С. Грицкевич, А.И. Леонтьев, О.О. Мильман, Д.В. Никущенко // *Теплофизика и аэромеханика*, 2019, том 26, № 5. С.697-702.

79 Isaev, S.A. NT Vortex enhancement of heat transfer and flow in the narrow channel with a dense packing of inclined one-row oval-trench dimples / S.A. Isaev, M.S. Gritckevich, A.I. Leontiev, O.O. Milman, D.V. Nikushchenko. - *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.145, 2019. 118737.

80. Киселёв, Н.А. Экспериментальное исследование теплообмена и сопротивления лунок сложной формы / Н.А. Киселёв, С.А. Бурцев, М.М. Стронгин, Ю.А. Виноградов // Труды Юбилейной конференции Национального комитета РАН по тепло- и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы тепломассообмена» и XXI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». Том.2. : М.: Издательский дом МЭИ, 2017. с. 124-127

81. Воскобойник, А.В. Пассивное управление формированием вихревых структур внутри полуцилиндрической выемки / А.В. Воскобойник // Вісник до-нецького національного університету, Сер. А: Природничі науки. – 2009. Вып. 1. С. 173-182.

82. Воропаев, Г.А. Визуализация ламинарного обтекания овальной выемки / Г.А. Воропаев, А.В. Воскобойник, В.А. Воскобойник, С.А. Исаев // Прикладна гідромеханіка. - 2009. Т. 11. №4. - С. 31-36.

83. Исаев, С.А. Генезис аномальной интенсификации отрывного течения и теплообмена в наклонных канавках на структурированных поверхностях / С.А. Исаев // Известия РАН. Механика жидкости и газа. 2022. №5. С.13-24.

84. Исаев, С.А. Интенсификация теплообмена в облуненном узком канале при трансформации отрывного турбулентного течения с ростом угла уклона уединенной конической лунки / С.А. Исаев, Д.В. Никущенко, И.А. Попов, А.Г. Судаков, Н.В. Тряскин, Л.П. Юнаков // Теплофизика высоких температур. 2022 60(2) 235-241.

85. Исаев, С.А. Тесты для валидационных задач аномальной интенсификации отрывного течения и теплообмена на структурированных поверхностях с экстраординарными перепадами давления / С.А. Исаев, А.Г. Судаков, Д.В. Никущенко, А.Е. Усачов, М.А. Зубин, А.А. Синявин, А.Ю. Чулюнин, Е.Б. Дубко // Известия РАН. Механика жидкости и газа. 2023. №.5. С.70-81.

86. Исаев, С.А. Аномальная интенсификация вихревого теплообмена при отрывном обтекании воздухом наклонной канавки на нагретом изотермическом участке пластины / С.А. Исаев, С.З. Сапожников, Д.В. Никущенко, В.Ю. Митяков, В.В. Сероштанов, Е.Б. Дубко // Известия РАН. Механика жидкости и газа. 2024. №1.

87. Миронов, А.А. Поверхностные вихрегенераторы для интенсификации теплоотдачи / А.А. Миронов, С.А. Исаев, Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, А.В. Щелчков, Ж.А. Сагидуллин // Труды седьмой российской национальной конференции по теплообмену. В 3-х томах. 2018. С. 398-403.

88. Миронов, А.А. К выбору рациональной формы и размеров поверхностных вихрегенераторов для интенсификации теплоотдачи / А.А. Миронов // Новые технологии, материалы и оборудование российской авиакосмической отрасли: Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием, 8-10 августа 2018 г.: Материалы конференции. Материалы докладов. Казань: Том 1. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2018. – с.374-391.

89. Бабенко, В.В. Профили скорости в пограничном слое над пластиной с выемкой / В.В. Бабенко, А.В. Воскобойник, В.А. Воскобойник, В.Н. Турик // Акустичний вісник. 2004. Т. 7, №3. С. 14-27.

90. Воскобойник, А.В. Пассивное управление формированием вихревых структур внутри полуцилиндрической выемки / А.В. Воскобойник // Вісник до-нецького національного університету, Сер. А: Природничі науки, 2009, вип. 1. с. 173-182.

91. Давлетшин, И.А. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление плоского канала с дискретной шероховатостью стенки в виде наклонных траншейных лунок / И.А. Давлетшин, Н.С. Душин, О.А. Душина, Н.И. Михеев, Р.Р. Шакиров, С.А. Исаев // Теплофизика и аэромеханика, 2023, том 30, № 4. С.669-674

92. Исаев, С.А. Взаимосвязь аномальной интенсификации отрывного течения и экстраординарных перепадов давления в канавке на пластине при изменении угла наклона от 0 до 90° / С.А. Исаев, С.В. Гувернюк, Д.В. Никущенко, А.Г.

Судаков, А.А. Синявин, Е.Б. Дубко // Письма в журнал технической физики. 2023. Том 49. Вып. 15. С.39-42.

93. Воропаев, Г.А. Визуализация ламинарного обтекания овального выемки / Г.А. Воропаев, А.В. Воскобойник, В.А. Воскобойник, С.А. Исаев // Прикладна гідромеханіка, 2009.Т. 11, №4. С. 31-36.

94. Isaev, S. .Gradient heatmetry and piv combination in the study of flow in an oval-trench dimple / S. Isaev, V. Seroshtanov, V. Mityakov, S. Sapozhnikov. - XXXIX Siberian Thermophysical Seminar (STS-39). Collection of conference materials. Volume 459 (2023). Les Ulis, 2023. С. 03007.

95. Исаев, С.А. Аномальная интенсификация вихревого теплообмена при отрывном обтекании воздухом наклонной канавки на нагретом изотермическом участке пластины / С.А. Исаев, С.З. Сапожников, Д.В. Никущенко, В.Ю. Митяков, В.В. Сероштанов, Е.Б. Дубко // Известия РАН. Механика жидкости и газа. 2024. №1.

96. Душин, Н.С. Гидравлическое сопротивление канала с двухрядными траншейными лунками / Н.С. Душин, С.А. Исаев, Н.И. Михеев, Р.Р. Шакиров // Современные проблемы теплофизики и энергетики (19–23 октября 2020 ): материалы III международной конференции. – М.: Издательство МЭИ, 2020. – с.103-104.

97. Давлетшин, И.А. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление плоского канала с дискретной шероховатостью стенки в виде наклонных траншейных лунок / И.А. Давлетшин, Н.С. Душин, О.А. Душина, Н.И. Михеев, Р.Р. Шакиров, С.А. Исаев // Теплофизика и аэромеханика, 2023, том 30, № 4. С.669-674

98. Isaev, S.A. Influence of the depth of single-row oval-trench dimples inclined to laminar air flow on heat transfer enhancement in a narrow micro-channel / S.A. Isaev, A.I. Leontiev, O.O. Milman, I.A. Popov, A.G. Sudakov // International Journal of Heat and Mass Transfer. May 2019, Pages 338-358

99. Isaev, S. Simulation of vortex heat transfer enhancement in the turbulent water flow in the narrow plane-parallel channel with an inclined oval-trench dimple of

fixed depth and spot area / S. Isaev, A. Leontiev, Y. Chudnovsky, D. Nikushchenko, I. Popov, A. Sudakov // *Energies*, Volume 12, Issue 7, 4 April 2019, paper №1296

100. Исаев, С.А. Аэрогидродинамические механизмы интенсификации физико-энергетических процессов на структурированных энергоэффективных поверхностях с вихревыми генераторами / С.А. Исаев. - *Теплофизика и аэромеханика*, 2023, том 30, № 1. С.83-88.

101. Исаев, С.А. Гидродинамика и теплообмен в щелевых каналах с перспективными поверхностными интенсификаторами / С.А. Исаев, Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, А.А. Миронов, А.В. Щелчков // *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*. 2023. №4. С. 146-152.

102. Исаев, С.А. Усиление интенсификации отрывного течения и теплообмена в профилированной канавке типа бумеранг на пластине при оптимальной длине ориентированной по потоку концевой части / С.А. Исаев, Д.В. Никущенко, И.А. Попов, В.В. Сероштанов, А.А. Ключ, А.А. Миронов // *Сибирский теплофизический семинар. Тезисы докладов. 20-23 августа 2024 г. Новосибирск: ИТФ им.С,С,кутателадзе СО РАН*. 2024.

103. Готовский, М.А. Теплоотдача и сопротивление каналов с олуенными поверхностями: монография / М.А. Готовский, С.Л. Деменок, В.В. Медведев, С.М. Сивуха / *Сер. Основы энергосбережения*. – СПб.: Страта, 2016. – 210 с.

104. Morcos, V. Performance of shell-and-dimpled-tube heat exchangers for waste heat recovery / V. Morcos. - *Heat Recovery Systems and CHP*. 1988. Vol.8, №4. Pp. 299–308.

105. Chen, J. Heat transfer enhancement in dimpled tubes / J. Chen, H. Müller-Steinhagen, G.G. Duffy. - *Applied Thermal Engineering*. 2001. Vol.21, №5. Pp. 535–547.

106. Seo, Y.-H. Development and performance estimation of an exhaust gas recirculation cooler with dimpled rectangular tubes / Y.-H. Seo, S.-C. Heo, T.-W. Ku, J. Kim, B.-S. Kang. - *Proceeding of IMechE. Vol.225. Part B: Journal of Engineering Manufacture*. 2011. Pp. 384-397.

107. Shah, I.H. Performance Study of EGR Cooler with Different Geometries & Comparison with Dimpled-Tube Type EGR Cooler using CFD / I.H. Shah, P. Detwal. - International Journal for Scientific Research & Development. 2016. Vol.4, №5, pp.277-282.
108. Witry, A. Fluid flow and heat transfer investigations in shell and dimple heat exchangers / A. Witry, M. Al-Hajeri - International Journal Energy Research. 2005. Vol.29. №5. Pp.427–38.
109. Balunov, B.F. Studying the thermal and hydraulic characteristics of a shell-and-tube water heater equipped with dimpled heat-transfer tubes to enhance heat transfer / B.F. Balunov, M.A. Gotovskii, V.A. Permyakov, K.V. Permyakov, A.A. Shcheglov, V.A. Il'in // Thermal Engineering. 2008. Vol.55. pp.67–71.
110. Elyyan, M.A. Investigation of dimpled fins for heat transfer enhancement in compact heat exchangers / M.A. Elyyan, A. Rozati, D.K. Tafti // International Journal of Heat Mass Transfer. 2008. Vol.51, №11–12. Pp.2950–2966.
111. Hwang, S.D. Heat transfer with dimple/protrusion arrays in a rectangular duct with a low Reynolds number range / S.D. Hwang, H.G. Kwon, H.H. Cho // International Journal of Heat Fluid Flow. 2008. Vol.29. №4. Pp.916–926.
112. Fang, L. Thermal and hydraulic effects of dimples on performance of clam shell heat exchangers in residential gas furnaces / L. Fang, J. Abraham, V.W. Goldschmidt // HVAC & R Research. 2003.. Vol.9. №1. Pp.79–94.
113. Chudnovsky, Ya. Heat transfer enhancement and fouling mitigation potential due to dimpling the convective surface / Ya. Chudnovsky, A. Kozlov. - International Heat Transfer Conference. Paper № HTE–21. Sidney. Australia. 2006. 10 p.
114. Sheldon, K. Microturbine Developments at GE / K. Sheldon. - Advanced Integrated Microturbine System. Presentation for GE Global Research. 2003.
115. Халатов, А.А. Вихревые потоки: фундаментальные исследования и новые вихревые технологии / Халатов А.А. // Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики. 5-я научная школа–семинар. Алушта. Украина. 2007.



116. Яркаев, М.З. Сравнительное исследование теплообменных аппаратов с интенсификацией теплоотдачи / М.З. Яркаев, А.Х.А. Аль-Джанаби, А.Х. Гильманов, Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, А.В. Щелчков // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2013. № 2-2. С. 73-79.
117. Шрадер, И.Л. Интенсифицированные трубчатые воздухоподогреватели / И.Л. Шрадер, А.А. Дашчян, М.А. Готовский // Теплоэнергетика. 1999. № 9. С. 54-56
118. Дилевская, Е.В. Применение вихревой интенсификации теплообмена для повышения эффективности охладителей силовых электронных устройств / Е.В. Дилевская, С.И. Каськов // Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену: В 8 томах. Т. 6. Дисперсные потоки и пористые среды. Интенсификация теплообмена. — М. : Издательский дом МЭИ, 2006. с.204-206.
119. Попов, И.А. Системы охлаждения электронных устройств на основе оребренных тепловых труб / И.А. Попов, А.В. Щелчков, Ю.Ф. Гортышов, Н.Т.А. Аль-Харбави // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2015. № 3. С. 57-62.
120. Wang, C.-C. Investigation of the semidimple vortex generator applicable to fin-and-tube heat exchangers / C.-C. Wang, K.-Y. Chen, Y.-T. Lin. - Applied Thermal Engineering. 2015. Vol.88. p p.192–197.
121. Nascimento, I.P. Heat transfer performance enhancement in compact heat exchangers by using shallow square dimples in flat tubes / I.P. Nascimento, E.C. Garcia. - Applied Thermal Engineering. 2016, Vol.96. pp.659–670.
122. Vignesh, S. Experimental and CFD analysis of concentric dimple tube heat exchanger / S. Vignesh, V.S. Moorthy, G. Nallakumarasamy // International Journal of Emergency Technology Engineering Results. 2017. Vol.5, №7. Pp.18–26.
123. Wang Y. Performance evaluation of an automotive thermoelectric generator with inserted fins or dimpled-surface hot heat exchanger / Y. Wang, S. Li, X. Xie, Y. Deng, X. Liu, C. Su // Applied Energy. 2018. Vol.218. Pp.391–401.

124. Кикнадзе, Г.И. Явление самоорганизации смерчеобразных струй в потоках сплошной среды и технологий на его основе. / Г.И. Кикнадзе // Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. Санкт-Петербург. В 2 т: Т.2. М.: Изд-ский дом МЭИ, 2007. С.341–345.

125. Нагога, Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин / Г.П. Нагога. – М.: Изд-во МАИ, 1996. – 100 с.

126. Vignesh, S. Experimental and CFD analysis of concentric dimple tube heatexchanger / S. Vignesh, V.S. Moorthy, G. Nallakumarasamy // International Journal of Emerging Technologies in Engineering Research. 2017. Vol.5, №7. Pp.18–26.

127. Zhou, F. Studies on the heat/mass transfer characteristics and fluid structure in a square internal cooling channel with dimpled surfaces / F. Zhou // A Thesis for the degree of Master of Science in Mechanical Engineering. Louisiana State University. USA 2007. 90p.

128. Lee, Y.O. Large eddy simulation of turbulent heat transfer in dimpled channel / Y.O. Lee, J. Ahn, J.C. Song, J.S. Lee // International Heat Transfer Conference. Paper № TRB–24. Sidney. Australia. 2006. 10 p.

129. Sudarev, A.V Application of Three-Dimensional Relief for Heat Exchange Enhancement along Paths of Gas-to-Gas heat Exchangers for Small-Size GTU's / A.V. Sudarev, R.V. Sudurev, V.V. Kondrat'ev // Proceedings of 5th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. 2001. Gdansk, Poland. P.607–618.

130. Isaev, S.A. Influence of the Reynolds number and the spherical dimple depth on the turbulent heat transfer and hydraulic loss in anarrow channel / S.A. Isaev, N.V. Kornev, A.I. Leontiev, E. Hassel // Int. J. Heat Mass Transf. 2010, 53, 178–197.

131. Isaev, S.A. Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth / S.A. Isaev, A.V. Schelchkov, A.I. Leontiev, P.A. Baranov, M.E. Gulcova // Int. J. Heat Mass Transf. 2016, 94, 426–448.

132. Menter, F.R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model / F.R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry // In *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*; Hajalic, K., Nogano, Y., Tummers, M., Eds.; Begell House Inc.: Danbury, CT, USA, 2003; 8p.

133. Isaev, S.A. Correction of the shear-stress-transfer model with account for the curvature of streamlines in calculating separated flow of an incompressible viscous fluid. / S.A. Isaev, P.A. Baranov, Y.V. Zhukova, A.E. Usachov, V.B. Kharchenko // *J. Eng. Phys.* 2014, 87, 1002–1015.

134. Launder, B.E. The numerical computation of turbulent flow / B.E. Launder, D.B. Spalding // *Comp. Methods Appl. Mech. Eng.* 1974, 3, 269–289.

135. Leschziner, M. Calculation of annular and twin parallel jets using various discretization schemes and turbulence model variations / M. Leschziner, W. Rodi // *Trans. ASME. J. Fluids Eng.* 1981, 103, 352–365.

136. Smirnov, P.E. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term / P.E. Smirnov, F. Menter // *J. Turbomach.* 2009, 131, 041010.

137. Spalart, P.R. On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature / P.R. Spalart, M.L. Shur // *Aerosp. Sci. Technol.* 1997, 1, 297–302.

138. Menter, F. Turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines / F. Menter, J.C. Ferreira, T. Esch, B. Konno // *Proceedings of the International GasTurbine Congress, Tokyo, Japan, 2–7 November 2003.*

139. Isaev, S.A. Multiblock Computational Technologies in the VP2/3 Package on Aerothermodynamics / S.A. Isaev, - LAPLAMBERT Academic Publishing: Saarbrücken, Germany, 2013; 316 p.

140. Ferziger, J.H. *Computational Methods for Fluid Dynamics* / J.H. Ferziger, M. Peric. - Springer Science & Business Media: Berlin, Heidelberg, Germany, 1999; 389 p.

141. Van Doormaal, J.P. Enhancement of the SIMPLE method for predicting in compressible fluid flow / J.P. Van Doormaal, G.D. Raithby // Numer. Heat. Transf. 1984, 7, 147–163.

142. Jasak, H. Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows / H. Jasak, - Ph. D. Thesis, University of London and Diploma of Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, UK, 1996.

143. Isaev, S.A. Numerical modeling of a turbulent incompressible viscous flow along bodies of a curvilinear shape in the presence of a mobile shield / S.A. Isaev, N.A. Kudryavtsev, A.G. Sudakov // J. Eng. Phys. Thermophys. 1998, 71, 613–626.

144. Rhie, C.M. A numerical study of the turbulent flow past an isolated air foil with trailing edge separation / Rhie, C.M.; Chow, W.L. // AIAAJ. 1983, 21, 1525–1532.

145. Pascau, A. Consistency of SIMPLEC scheme in collocate dgrids / A. Pascau, N. Garcia // Proceedings of the V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD 2010, Lisbon, Portugal, 14–17 June 2010.

146. Leonard, B.P. A stable and accurate convective modeling procedure based on quadratic upstream interpolation / B.P. Leonard // Comp. Methods Appl. Mech. Eng. 1979, 19, 59–98.

147. Van Leer, B. Towards the ultimate conservative difference scheme V. A second orders equal to Godunov's method / B. Van Leer // J. Comp. Phys. 1979, 32, 101–136.

148. Saad, Y. Iterative Methods for Sparse Linear Systems / Y. Saad // 2<sup>nd</sup> ed.; Society for Industrial and Applied Mathematics: Philadelphia, PA, USA, 2003; 567 p.

149. Demidov, D. AMGCL: C++ Library for Solving Large Sparse Linear Systems with Algebraic Multigrid Method / D. Demidov // Available online: <http://amgcl.readthedocs.org> (accessed on 3 April 2019).

150. Isaev, S.A. Numerical study of the bleeding effect on the aerodynamic characteristics of a circular cylinder / S.A. Isaev, V.L. Zhdanov, H.-J. Niemann // J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 2002, 90, 1217–1226.

151. Isaev, S.A. Analysis of errors of multiblock computational technologies by the example of calculating a circulation flow in a square cavity with a moving cover at  $Re=1000$  / S.A. Isaev, A.G. Sudakov, P.A. Baranov, Y.V. Zhukova, A.E. Usachov // J. Eng. Phys. 2013, 86, 1134–1150.

152. Zheng, Y. A novel approach of three-dimensional hybrid grid methodology: Part1. Grid generation / Y. Zheng, M.-S. Liou // Comput. Methods Appl. Mech. Eng. 2003, 192, 4147–4171.

153. Патент на изобретение RU 2768667 С1, 24.03.2022. Теплообменная поверхность / С.А. Исаев, А.И. Леонтьев, Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, А.А. Миронов, А.Н. Скрыпник, Р.А. Аксянов // Заявка № 2021115548 от 31.05.2021.

154. Миронов, А.А. Физическое моделирование теплогидравлических характеристик каналов с овально-траншейными вихрегенераторами / А.А. Миронов, С.А. Исаев, А.Н. Скрыпник, И.А. Попов, Ю.Ф. Гортышов // Тепловые процессы в технике. 2020. Т. 12. № 9. С. 386-402.

155. Дзюбенко, Б.В. Интенсификация тепло - и массообмена на макро-, микро - и наномасштабах / Б.В. Дзюбенко, Ю.А. Кузма-Кичта, А.И. Леонтьев, И.И. Федик, Л.П. Холпанов. - М.: ФГУП ЦНИИАТОМИНФОРМ, 2008,- 532 с.

156 Гортышов, Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, В.В. Олимпиев, А.В. Щелчков, С.И. Каськов; под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.

156. Теплообмен и гидравлика в каналах с облуненными поверхностями / Н.П.Соколов, В.Г. Полищук, К.Л. Андреев и др. – СПб: Изд-во Политехн. Ун-та. 2012. – 288 с.

157. Теплоотдача и сопротивление каналов с олуенными поверхностями: монография / М.А. Готовский, С.Л. Деменов, В.В. Медведев, С.М. Сивуха .- СПб.: Страта, 2016 .- 211 с.

158. Вихревые технологии для энергетики / Леонтьев А.И., Алексеенко С.В., Волчков Э.П. и др.; под общ. ред. А.И. Леонтьева. – М.: Издательский дом МЭИ, 2017 – 350с.

159. Патент на изобретение № 2 684 303. Российская Федерация, МПК7 F28F 3/04. Теплообменная поверхность / С.А.Исаев, А.И.Леонтьев, П.А.Баранов, И.А.Попов, А.В.Щелчков, Ю.Ф.Гортышов, А.Н.Скрыпник, А.А.Миронов – Опубликовано: 05.04.2019 Бюл. № 10. Приоритет 13.06.2018. – 11 с.

160. Сергиевский, Э.Д. Интенсификация теплообмена путем нанесения овальных лунок на теплообменную поверхность / Э.Д. Сергиевский, А.А. Арбатский // Труды пятой российской национальной конференции по теплообмену. В 8 томах (25-29 октября 2010 г., Москва). Т. 6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. С.141-144.

161. Попов, И.А. Вихреобразование в отрывных потоках на поверхностях с выемками различной формы / И.А. Попов, А.В. Щелчков, Д.В. Рыжков, Р.А. Ульянова // Труды Академэнерго. - 2010. № 3. - С. 7-14.

162. Патент на изобретение РФ № 2716958 С1, 17.03.2020. Теплообменная поверхность / С.А. Исаев, П.А. Баранов, Ю.Ф. Гортышов, А.И. Леонтьев, И.А. Попов, А.В. Щелчков, А.А. Миронов, А.Н. Скрыпник // Заявка: 2019124260, 26.07.2019. Опубликовано: 17.03.2020, Бюл. № 8

163. Jambunathan K. Evaluating convective heat transfer coefficients using neural networks / K. Jambunathan, S. L. Hartle, S. Ashforth-Frost, V. N. Fontama. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1996. – Vol. 39, no. 11. – Pp. 2329-2332.

164. Zdaniuk, G. J. Correlating heat transfer and friction in helically-finned tubes using artificial neural networks / G.J. Zdaniuk, L.M. Chamra, D.K. Walters // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2007. – Vol. 50, no. 23-24. – Pp. 4713-4723.

165. Патент на изобретение РФ № 2807858 , МКИ F28 F3/00, 30.03.2023. Теплообменная поверхность для интенсификации теплоотдачи турбулентного по-

тока теплоносителя. / С.В. Гувернюк, М.А. Зубин, М.М. Симоненко, А.А. Синявин // Заявка: 2023107806, 30.03.2023. Опубликовано: 21.11.2023, Бюл. № 33

166. Патент на изобретение РФ № 2751425, МКИ F28 F3/04, 08.12.2020. Теплообменная поверхность. / Ю.Г. Горелов, А.А. Назаров // Заявка: 2020140338, 08.12.2020. Опубликовано: 13.07.2021. Бюл. № 20

МИНИСТЕРСТВО  
НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«Казанский национальный исследовательский  
технический университет им. А.Н. Туполева-  
КАИ» (КНИТУ-КАИ)

К. Маркса ул., д. 10, Казань, 420111  
Тел.: (843) 238-41-10 Факс: (843) 236-60-32  
E-mail: [kai@kai.ru](mailto:kai@kai.ru), <http://www.kai.ru>  
ОКПО 02069616, ОГРН 1021602835275  
ИНН/КПП 1654003114/165501001

№ \_\_\_\_\_  
от \_\_\_\_\_  
На № \_\_\_\_\_

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по научной и инновационной  
деятельности Федерального государственного  
бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования «Казанский национальный  
исследовательский технический  
университет им. А.Н. Туполева – КАИ»  
д.т.н., профессор

  
В.М.Бабушкин  
« 25 » августа 2024 г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата  
технических наук по специальности 2.4.6 –теоретическая и прикладная  
теплотехника

Результаты диссертационной работы Миронова Александра Александровича "Теплообмен и гидродинамика при течении однофазного теплоносителя в щелевых каналах с поверхностными вихрегенераторами различной формы" используются при чтении курсов лекций «Теплообменные аппараты» и «Теплотехнические системы и энергоустановки» для студентов специальности 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» КНИТУ-КАИ. Выделены разделы по методам интенсификации теплообмена, практическому использованию результатов работы в котлоагрегатах и теплообменном оборудовании, методам прогнозирования теплоотдачи. Экспериментальная установка для исследования теплоотдачи и гидродинамики в каналах и визуального наблюдения за процессами течения, методика обработки экспериментальных результатов различными методами (метод регрессионного анализа, метод нейронной сети) включены в цикл лабораторных работ по курсу "Теплотехнические системы и энергоустановки" и научно-исследовательские работы студентов.

Заведующий кафедрой теплотехники  
и энергетического машиностроения,  
д.т.н., профессор




Ю.Ф.Гортышов



RU (11) **2 684 303** (13) **C1**  
 (51) МПК  
**F28F 3/04 (2006.01)**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(13) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**  
 Статус: Реферативное действие, но может быть восстановлено (последнее изменение статуса)  
 Пошлина: Уточнен за 4 год с 14.06.2021 по 13.06.2022. Срок подачи ходатайства о восстановлении  
 срока действия патента до 13.12.2025.

(52) СПК  
**F28F 3/04 (2019.02)**

(21)(22) Заявка: **2013121822**, 13.06.2018

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
 13.06.2018

Дата регистрации:  
 05.04.2019

Приоритет(ы):  
 (22) Дата подачи заявки: 13.06.2018

(45) Опубликовано: **05.04.2019** Бюл. № 10

(56) Список документов, цитированных в отчете о  
 поиске: RU 2569540 C1, 27.11.2015, RU  
 2020304 C1, 30.09.1994, WO 2004083651 A1,  
 30.09.2004, US 20130299036 A1, 14.11.2013,  
 EP 935115 B1, 09.07.2003.

Адрес для переписки:  
 420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10,  
 КНИТУ-КАИ, отдел интеллектуальной  
 собственности

(72) Автор(ы):  
 Исеев Сергей Александрович (RU),  
 Баранов Павел Андреевич (RU),  
 Гортышов Юрий Фёдорович (RU),  
 Леонтьев Александр Иванович (RU),  
 Попов Игорь Александрович (RU),  
 Щетков Алексей Валентинович (RU),  
 Миронов Александр Александрович (RU),  
 Сарылиник Артем Николаевич (RU)


(73) Патентообладатель(ы):  
 Федеральное государственное бюджетное  
 образовательное учреждение высшего  
 образования "Казанский национальный  
 исследовательский технический  
 университет им. А.Н. Туполева-КАИ"  
 (КНИТУ-КАИ) (RU)

(54) **Теплообменная поверхность**

(57) Реферат:  
 Изобретение относится к области теплотехники и может быть использовано в теплообменных аппаратах. Изобретение заключается в выполнении теплообменной поверхности для интенсификации теплоотдачи при турбулентном течении теплоносителя в виде периодически нанесенных выемок, которые выполнены овально-граншейной формы, состоящей из двух половинок сферической выемки диаметром  $b$ , соединенных цилиндрической вставкой длиной  $l$ , развернутых под углом  $\phi$  к направлению потока и с оптимальной геометрической формой. Технический результат - повышение теплопроводимости эффективности теплообменной поверхности. 2 ил., 2 табл.

RU (11) **2 684 303** (13) **C1**  
 (51) МПК  
**F28F 3/04 (2006.01)**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(13) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**  
 Статус: Реферативное действие, но может быть восстановлено (последнее изменение статуса)  
 Пошлина: Уточнен за 4 год с 14.06.2021 по 13.06.2022. Срок подачи ходатайства о восстановлении  
 срока действия патента до 13.12.2025.

(52) СПК  
**F28F 3/04 (2019.02)**

(21)(22) Заявка: **2013121822**, 13.06.2018

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
 13.06.2018

Дата регистрации:  
 05.04.2019

Приоритет(ы):  
 (22) Дата подачи заявки: 13.06.2018

(45) Опубликовано: **05.04.2019** Бюл. № 10

(56) Список документов, цитированных в отчете о  
 поиске: RU 2569540 C1, 27.11.2015, RU  
 2020304 C1, 30.09.1994, WO 2004083651 A1,  
 30.09.2004, US 20130299036 A1, 14.11.2013,  
 EP 935115 B1, 09.07.2003.

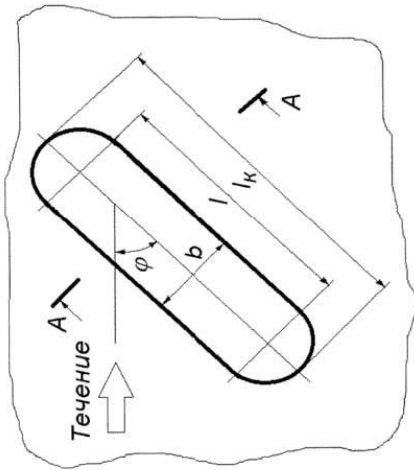
Адрес для переписки:  
 420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10,  
 КНИТУ-КАИ, отдел интеллектуальной  
 собственности

(72) Автор(ы):  
 Исеев Сергей Александрович (RU),  
 Баранов Павел Андреевич (RU),  
 Гортышов Юрий Фёдорович (RU),  
 Леонтьев Александр Иванович (RU),  
 Попов Игорь Александрович (RU),  
 Щетков Алексей Валентинович (RU),  
 Миронов Александр Александрович (RU),  
 Сарылиник Артем Николаевич (RU)

(73) Патентообладатель(ы):  
 Федеральное государственное бюджетное  
 образовательное учреждение высшего  
 образования "Казанский национальный  
 исследовательский технический  
 университет им. А.Н. Туполева-КАИ"  
 (КНИТУ-КАИ) (RU)

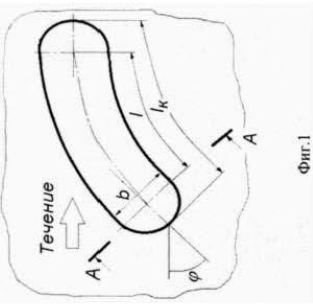
(54) **Теплообменная поверхность**

(57) Реферат:  
 Изобретение относится к области теплотехники и может быть использовано в теплообменных аппаратах. Изобретение заключается в выполнении теплообменной поверхности для интенсификации теплоотдачи при турбулентном течении теплоносителя в виде периодически нанесенных выемок, которые выполнены овально-граншейной формы, состоящей из двух половинок сферической выемки диаметром  $b$ , соединенных цилиндрической вставкой длиной  $l$ , развернутых под углом  $\phi$  к направлению потока и с оптимальной геометрической формой. Технический результат - повышение теплопроводимости эффективности теплообменной поверхности. 2 ил., 2 табл.



Фиг. 1

потока в начале углубления и угол  $\phi=0^\circ$  в конце углубления. Технический результат - повышение теплогидравлической эффективности теплообменной поверхности. 4 ил.



Фиг. 1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU 2 716 958** (13) **C1**  
(51) МПК  
[F28F 3/04 \(2006.01\)](#)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

Статус: *патент в действии*, но может быть восстановлен (последнее изменение статуса: 06.04.2023)  
Пошлина: учтена за 3 год с 27.07.2021 по 26.07.2022. Срок подачи ходатайства о восстановлении срока действия патента до 26.01.2026.

(52) СПК

[F28F 3/04 \(2019.08\)](#)

(21)(22) Заявка: [2019124560](#), 26.07.2019

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
26.07.2019

Дата регистрации:  
17.03.2020

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 26.07.2019

(45) Опубликовано: [17.03.2020](#) Бюл. № 8

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: RU 2684303 C1, 05.04.2019, RU 2425260 C2, 27.07.2011, SU 1086246 A1, 15.04.1984, RU 2675733 C1, 24.12.2018, US 6510870 B1, 28.01.2003, US 9845902 B2, 19.12.2017.

Адрес для переписки:

420111, г. Казань, ул. Карла Маркса, 10,  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева - КАИ" (КНКТУ-КАИ), отдел интеллектуальной собственности и информационно-патентного обслуживания

(54) **Теплообменная поверхность**

(57) Реферат:

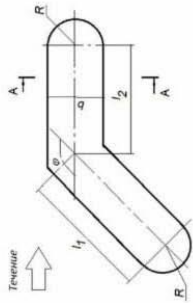
Изобретение относится к области энергетики и может быть использовано на транспорте, в химической технологии и других отраслях техники. На теплообменной поверхности выполнены углубления овально-дуговой формы, состоящей из двух половинок сферической выемки диаметром  $b$ , соединенных цилиндрическим торообразным сегментом длиной  $l$ , при этом касательная к направляющей кривой выпуклостного сегмента составляет угол  $\phi=45^\circ$  по отношению к направлению

(72) Автор(ы):

Исаев Сергей Александрович (RU),  
Баранов Павел Андреевич (RU),  
Гортышов Юрий Федорович (RU),  
Леонтьев Александр Иванович (RU),  
Полов Игорь Александрович (RU),  
Щерчков Алексей Валентинович (RU),  
Миронов Александр Александрович (RU),  
Скрябиник Артем Николаевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНКТУ-КАИ) (RU)



Фиг. 1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU 2 768 667** (13) **C1**

(51) МПК  
**F28F 3/04 (2006.01)**

**(13) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**

Статус: патент в действии, но может быть восстановлен (последнее изменение статуса: 03.03.2024)  
Пошлина: Срок подачи ходатайства о восстановлении срока действия патента до 30.11.2026.

(52) СПК

**F28F 3/044 (2021.08)**

(21)(22) Заявка: **2021115548**, **31.05.2021**

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
**31.05.2021**

Дата регистрации:  
**24.05.2022**

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: **31.05.2021**

(45) Опубликовано: **24.03.2022** Бюл. № **9**

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: RU 2716958 С1, Г.03.2020, RU 2684303 С1, 05.04.2019, RU 2425260 С2, 27.07.2011, UA 13888 А, 25.04.1997, US 6510870 В1, 28.01.2003.

Адрес для переписки:  
420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10,  
ФГБОУ ВО "КАИ", Бакаев Алексей  
Владимирович

(72) Автор(ы):

Исаев Сергей Александрович (RU),  
Леонтьев Александр Иванович (RU),  
Горышков Юрий Федорович (RU),  
Полов Игорь Александрович (RU),  
Миронов Александр Александрович (RU),  
Скрябиник Артем Николаевич (RU),  
Аксенов Руслан Айдарович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное  
образовательное учреждение высшего  
образования "Казанский национальный  
исследовательский технический  
университет им. А.Н. Туполева - КАИ"  
(RU)

(54) **Теплообменная поверхность**

(57) Реферат:

Изобретение относится к области теплотехники и может быть применено в теплообменных аппаратах, используемых в различных отраслях народного хозяйства. Изобретение заключается в выполнении теплообменной поверхности для интенсификации теплоотдачи при турбулентном тении теплоносителя в виде периодически нанесенных углублений, которые выполнены в форме бумеранга, состоящей из двух половинок сферической выемки диаметром  $b$ , соединенных цилиндрическим торообразным сегментом длиной  $l=1+1_2$  таким образом, чтобы реализовывалось условие, что касательная к сегменту длиной  $l_1$  составляла угол  $\varphi=45^\circ$  по отношению к направлению потока в начале углубления и угол  $0^\circ$  к сегменту углубления длиной  $l_2$ . Технический результат - увеличение тепловой и гидродинамической эффективности теплообменной поверхности. 5 ил.