

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки  
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе  
Сибирского отделения Российской академии наук

На правах рукописи



**Слесарева Екатерина Юрьевна**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА  
ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ГАЗОВ  
В КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ**

Специальность 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук  
Елистратов Сергей Львович

Новосибирск – 2017

## О Г Л А В Л Е Н И Е

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННЫЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ О ГИДРОДИНАМИКЕ И ТЕПЛООБМЕНЕ В КОРОТКИХ КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ И СБОРКАХ.....	13
1.1 Особенности течения в каналах сложной формы и сборках .....	14
1.2 Особенности сопротивления трения в каналах сложной формы.....	25
1.3 Особенности течений в коротких каналах .....	28
1.4 Расчет средней теплоотдачи в коротких каналах .....	32
1.5 Течение в каналах с некруглым поперечным сечением .....	38
1.6 Теплофизические особенности газовых теплоносителей .....	42
1.7 Методы исследования температурных полей в каналах сложной формы при различных режимах течения и теплообмена .....	45
Постановка задач исследования .....	48
ГЛАВА 2 ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ УСТАНОВОК. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА.....	49
2.1 Экспериментальная установка для исследования теплообмена при вынужденном течении газа в каналах различного поперечного сечения .....	50
2.2 Экспериментальная установка для исследования теплообмена при вынужденном течении газа в канале квазитреугольного поперечного сечения .....	56
2.3 Экспериментальный стенд и методика измерений теплогидравлических характеристик смеси гелия с тяжелым газом при течении в каналах различного поперечного сечения .....	60
2.4 Панорамный тепловизионный метод определения температурного поля потока газа на выходе из канала. Методика обработки термограмм .....	64
2.5 Определение капель влаги в парогазовых потоках .....	86
2.6 Оценка погрешностей измерений.....	92

Выводы по главе 2.....	97
ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ВОЗДУХА В КОРОТКИХ КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ И СБОРКЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ .....	98
3.1 Теплообмен при неизотермическом течении воздуха в горизонтальном цилиндрическом канале.....	98
3.2 Исследование теплообмена при течении воздуха в канале квазитреугольного поперечного сечения .....	105
3.3 Исследование нестационарных режимов теплообмена при обтекании воздухом сборки цилиндрических тепловыделяющих элементов .....	112
Выводы по главе 3.....	124
ГЛАВА 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ С МАЛЫМИ ЗНАЧЕНИЯМИ ЧИСЕЛ ПРАНДТЛЯ В КАНАЛАХ КРУГЛОЙ И ТРЕУГОЛЬНОЙ ФОРМ .....	126
4.1 Влияние числа Прандтля на трение при течении газовой смеси в каналах различной формы.....	127
4.2 Влияние числа Прандтля на теплообмен при течении газовой смеси в каналах различной формы.....	129
Выводы по главе 4.....	134
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	135
СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ .....	137
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	141
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	152
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	154

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность.** Разработка компактных рекуперативных газовых теплообменных аппаратов, химических реакторов и стержневых тепловыделяющих сборок с интенсификацией теплообмена является одним из актуальных направлений современной теплофизики и теплотехники. В таких системах рабочее тело движется внутри миниканалов по сложным траекториям. В таких каналах интенсивность теплообмена значительно выше, так как это фактически начальный участок, но характер течения неустановившийся. Призматическая форма каналов, свойственная большинству стержневых тепловыделяющих сборок в атомной энергетике, газовым реакторам в химической промышленности и другим подобным им устройствам, не позволяет использовать для оценки известные теоретические и экспериментальные зависимости, полученные для каналов круглой формы. Сложная внутренняя структура теплообменной поверхности в таких аппаратах, где газ движется в коротких каналах сложной формы (треугольные, квазотреугольные и др.) в условиях неустановившегося гидродинамического режима течения, создает значительные сложности для расчета их теплогидравлических характеристик даже в условиях стационарной работы [Петухов Б.С., Сукомел А.С., Кутателадзе С.С.]. Имеется ограниченное количество экспериментальных данных, характеризующих особенности гидродинамики и теплообмена в компактных теплообменных аппаратах. Экспериментальные методы определения локальных и интегральных характеристик теплообмена при течении газов в таких системах имеют основную задачу - определение поля температур в потоке. Структура таких потоков, как правило, сложна и требует высокого пространственного разрешения, поэтому необходимо проводить измерения температуры газа в многочисленных точках. Для измерения температуры применяют контактные устройства больших размеров, которые нарушают характер течения, искажая результаты измерений. Известно, что измерения следует проводить в течение короткого временного интервала (одномоментно), так как структура потока может меняться во времени,

а в ряде случаев проведение длительных измерений невозможно. На основе достоверных данных о температурных профилях и средних температурах газовых потоков на выходе из каждого канала при известных режимных параметрах на входе этих каналов представляется возможным оценить эффективность теплообмена в сложных технических устройствах при различных условиях их работы. Бесконтактные тепловизионные малоинерционные методы [DeWitt, Жилкин Б.П.] значительно упрощают и ускоряют процесс определения температурного поля газового потока в теплообменных аппаратах, реакторах и канальных сборках.

Возможность использования в качестве рабочих тел в перспективных энергетических установках с плотной упаковкой тепловыделяющих стержней специфических смесей газов, имеющих низкие значения чисел Прандтля ( $Pr = 0,1 \div 0,2$ ) [Кейс, Тэйлор], требует применения специальных расчетных кодов, достоверность которых подлежит дополнительной экспериментальной верификации. Особый интерес вызывают смеси одномолекулярных (благородных) газов с сильно различными молекулярными весами, таких как гелий, аргон, криптон, элегаз, ксенон и т.д., но возникает проблема расчета теплообмена газовых смесей с малыми значениями чисел Прандтля. В этом случае в каналах относительно большой длины возможна реализация неустановившегося режима течения.

Диссертационная работа посвящена экспериментальному исследованию особенностей гидродинамики течения и теплообмена газов в каналах различной формы при различных граничных условиях тепловыделения на стенке с использованием тепловизионного метода, модифицированного под поставленные задачи исследования.

**Целью диссертационной работы** является экспериментальное исследование теплообмена газов в коротких каналах сложной формы поперечного сечения при различных граничных условиях тепловыделения на стенке и гидродинамически неустановившемся течении с использованием разработанного панорамного тепловизионного метода.

Структуру диссертационной работы определили **поставленные задачи:**

1. Разработка и апробация панорамного тепловизионного метода для определения температурных характеристик газового потока на выходе из каналов различных форм, а также стержневых тепловыделяющих сборок.

2. Разработка схем, изготовление и отладка экспериментальных стендов для исследования особенностей теплообмена при вынужденном течении газов в одиночных каналах круглой и квазиправильной формы, а также в стержневой тепловыделяющей сборке с применением разработанного панорамного тепловизионного метода.

3. Экспериментальное исследование теплообмена и трения при вынужденном течении газов в коротких каналах сложной формы и сборке тепловыделяющих элементов.

4. Определение особенностей процессов теплообмена газовых смесей с малыми значениями чисел Прандтля в каналах круглой и треугольной форм.

**Научная новизна работы** заключается в следующем:

1. Модифицирован и апробирован панорамный тепловизионный метод определения температуры газовых и парокапельных потоков непосредственно на выходе из одиночных каналов сложной формы поперечного сечения и канальной сборки, позволяющий проводить исследование эффективности теплообмена в рекуперативных аппаратах, газовых реакторах, стержневых тепловыделяющих сборках и других перспективных теплообменных аппаратах.

2. Впервые получены опытные данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению для воздуха в одиночном коротком канале квазиправильного поперечного сечения при постоянной температуре стенки с использованием разработанного метода.

3. Получена обобщающая зависимость для теплообмена газовых смесей со значением чисел  $Pr = 0,2 \div 0,7$  для каналов круглой и треугольной формы.

**На защиту выносятся:**

1. Результаты экспериментального исследования теплообмена воздуха в коротком канале квазиправильного поперечного сечения при постоянной

температуре стенки канала.

2. Результаты экспериментального исследования теплообмена воздуха в каналах квазиправильного поперечного сечения сборки тепловыделяющих элементов при нестационарных режимах.

3. Результаты обобщения экспериментальных данных по теплообмену газовых смесей с  $Pr = 0,7 \div 0,2$  в коротких одиночных каналах круглой и треугольной форм.

**Практическая значимость работы.** Практическая значимость работы заключается в возможности использования полученных результатов при разработке высокоэффективных миниканальных газовых теплообменных аппаратов и сборок со сложной внутренней структурой теплообменных поверхностей.

В работе представлен разработанный и усовершенствованный панорамный тепловизионный метод определения температурных характеристик газовых потоков на выходе из одиночных каналов и сборок (патент № 2597956 от 25.08.2016г., Приложение А) для экспериментального исследования процессов теплообмена в стационарных и нестационарных режимах работы миниканальных рекуперативных теплообменных аппаратов, газовых химических реакторов, тепловыделяющих стержневых сборок со сложной пространственной структурой теплообменных поверхностей. Метод дополняет и расширяет возможности существующих методик, модифицирован и адаптирован к задачам данного исследования. Предложена методика обработки термограмм для поперечных профилей температуры газового потока на выходе из каналов сложной формы, характерных для современных канальных теплообменных аппаратов.

Апробация панорамного метода проведена при экспериментальной оценке эффективности процессов теплообмена в каналах круглого, квазиправильного поперечного сечения, а также стержневых сборках, в том числе для определения в парогазовых потоках капель влаги.

Результаты диссертационной работы внедрены в учебный процесс (Приложение Б).

**Методы исследования** включали в себя пространственно-временные измерения температур воздуха на выходе из одиночных каналов круглого и квазиправильного поперечного сечения, сборки тепловыделяющих элементов при вариации режимных параметров. Получены экспериментальные данные по гидродинамике и теплообмену в зависимости от массового расхода, плотности теплового потока, температуры стенки. Использован разработанный и запатентованный автором панорамный тепловизионный метод определения температурных полей газовых потоков.

**Достоверность результатов** подтверждается применением современного высокоточного измерительного оборудования, проведением специальной серии поверочных опытов по верификации методики исследования, выполненным анализом точности измерений, сопоставлением полученных результатов с результатами аналитических и численных исследований других авторов, хорошим соответствием результатов, полученных прямыми контактными и дистанционными методами измерения локальных температур газовых потоков.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы лично доложены соискателем и обсуждались на V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием "Теплофизические основы энергетических технологий" (Томск, 2014), на III Российской молодежной научной школе-конференции "Энергетика, электромеханика и энергоэффективные технологии глазами молодежи" (Томск, 2015), на Всероссийской конференции "XXXII Сибирский теплофизический семинар" (Новосибирск, 2015), на научно-практической конференции "Энергетика – Экология – Энергосбережение" (Калуга, 2016), на 11-м Международном форуме по стратегическим технологиям "IFOST-2016" (Новосибирск, 2016), на Международной молодежной научной конференции "Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования" (Томск, 2016), на Всероссийской научной конференции "Теплофизика и физическая гидродинамика" с элементами школы молодых ученых (Ялта, 2016), на VII Всероссийской научно-практической

конференции с международным участием "Теплофизические основы энергетических технологий" (Томск, 2016), на XIV Всероссийской школе-конференции молодых ученых с международным участием "Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики" (Новосибирск, 2016).

**Связь с планами основных научно-исследовательских работ.** Работа выполнена в Институте теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН в рамках молодежного гранта РФФИ № 16-38-00502 "Экспериментальное исследование режимов течения и теплообмена газовых сред в миниканальных теплообменниках с использованием тепловизионной методики".

Тема диссертационного исследования соответствует приоритетному направлению развития науки, технологий и техники в Российской Федерации "Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика" и перечню критических технологий "Технологии создания энергосберегающих систем транспортировки, распределения и использования энергии", "Технологии создания ракетно-космической и транспортной техники нового поколения".

**Публикации.** Основные положения и результаты диссертационной работы опубликованы в 16 печатных работах, в том числе, 4 научные статьи в журналах, входящих в перечень ведущих научных журналов ВАК, 5 научных статей в рецензируемых журналах; 6 публикаций в материалах конференций. Получен 1 патент.

**Личный вклад автора** заключается в разработке панорамного тепловизионного метода определения температуры газовых потоков на основе термограмм сетки-термоприемника, в постановке задач исследования совместно с научным руководителем, в разработке и создании экспериментальных стендов, обосновании методик экспериментальных исследований, постановке, планировании и проведении экспериментов, анализе и обобщении результатов экспериментальных исследований, обработке полученных данных, подготовке статей и докладов о научных результатах исследований.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка условных обозначений, списка использованных

источников и приложения. Общий объем диссертационной работы составляет 154 страницы, включая 91 рисунок, 15 таблиц, 2 приложения. Список используемых источников включает 119 наименований.

### **Содержание работы.**

**Во введении** обоснованы актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна и практическая значимость полученных результатов, представлена структура и объем диссертационного исследования.

**В первой главе** выполнен анализ теоретических и экспериментальных работ по гидродинамике и теплообмену газовых потоков в каналах различной формы и сборках. **Показано, что:**

1. Разработка компактных теплообменных аппаратов требует детального изучения закономерностей течения и теплообмена в каналах сложной геометрической формы, длина которых меньше длины гидравлической и тепловой стабилизации рабочих участков.
2. Теоретические исследования проведены для установившихся течений в протяженных каналах канонических форм (круглая, кольцевая, призматическая и т.д.), но результаты таких исследований мало применимы для каналов и сборок малых размеров со сложной теплообменной поверхностью и неустановившимся характером течения. В углах каналов треугольного и квазитреугольного поперечного сечения образуются застойные зоны, оказывающие существенное влияние на профили скоростей в условиях установившегося течения по сравнению с круглой трубой.
3. Современные методы изучения течений и теплообмена в каналах сложной геометрической формы ограничиваются численными методами, поэтому необходима разработка новых экспериментальных методов.
4. Малоизученным является теплообмен в коротких каналах при неустановившемся режиме течения, а также течение и теплообмен в каналах для смесей газов с низкими значениями чисел Прандтля

( $Pr = 0,7 \div 0,2$ ) несмотря на возросший интерес к их практическому применению.

По результатам анализа литературных данных и выше перечисленных проблем сформулированы задачи настоящего исследования.

**Во второй главе** описываются экспериментальные установки для исследования теплообмена при граничном условии  $q_{ст} = \text{const}$  и  $T_{ст} = \text{const}$  при вынужденном течении газа в каналах различного поперечного сечения; экспериментальный стенд и методика измерений для изучения теплогидравлических характеристик смеси гелия с тяжелым газом при течении в каналах различного поперечного сечения. Представлен запатентованный, модифицированный и адаптированный к задачам данного исследования панорамный тепловизионный метод исследования газовых потоков (патент №2597956 от 25.08.2016г., Приложение А), обеспечивающий локальное определение температур газового потока в отдельных каналах, сборках каналов посредством визуализации температурного поля в выходном сечении каналов. Представлена методика обработки экспериментальных данных, полученных с помощью тепловизионной аппаратуры. Показана возможность обнаружения капель влаги в потоке газа в каналах с использованием тепловизионной методики. Приводится оценка погрешности измерений и тарировка тепловых потерь.

**В третьей главе** представлены результаты экспериментального исследования теплообмена в каналах различной формы поперечного сечения при граничных условиях  $q_{ст} = \text{const}$  и  $T_{ст} = \text{const}$ , а также результаты экспериментального исследования нестационарных режимов теплообмена в стержневой тепловыделяющей сборке. Проведено сравнение полученных экспериментальных данных по теплообмену в каналах с известными теоретическими зависимостями и опытными данными других авторов.

**В четвертой главе** представлены результаты анализа данных по теплообмену и трению в каналах круглого и треугольного поперечного сечения при течении смесей газов с малыми числами Прандтля. Проведена "экспресс"-оценка

эффективности теплоносителя в каналах в зависимости от состава газовой смеси и формы канала.

**В заключении диссертационной работы** сформулированы основные выводы и обобщения.

Хотелось бы выразить огромную благодарность за неоценимую помощь в подготовке и обсуждении данной диссертационной работы научному руководителю д.т.н. Елистратову Сергею Львовичу, к.т.н. Овчинникову Валерию Викторовичу, к.т.н. Горелику Роману Семеновичу, к.т.н. Дехтярь Руслану Анатольевичу.

## **ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННЫЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ О ГИДРОДИНАМИКЕ И ТЕПЛООБМЕНЕ В КОРОТКИХ КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ И СБОРКАХ**

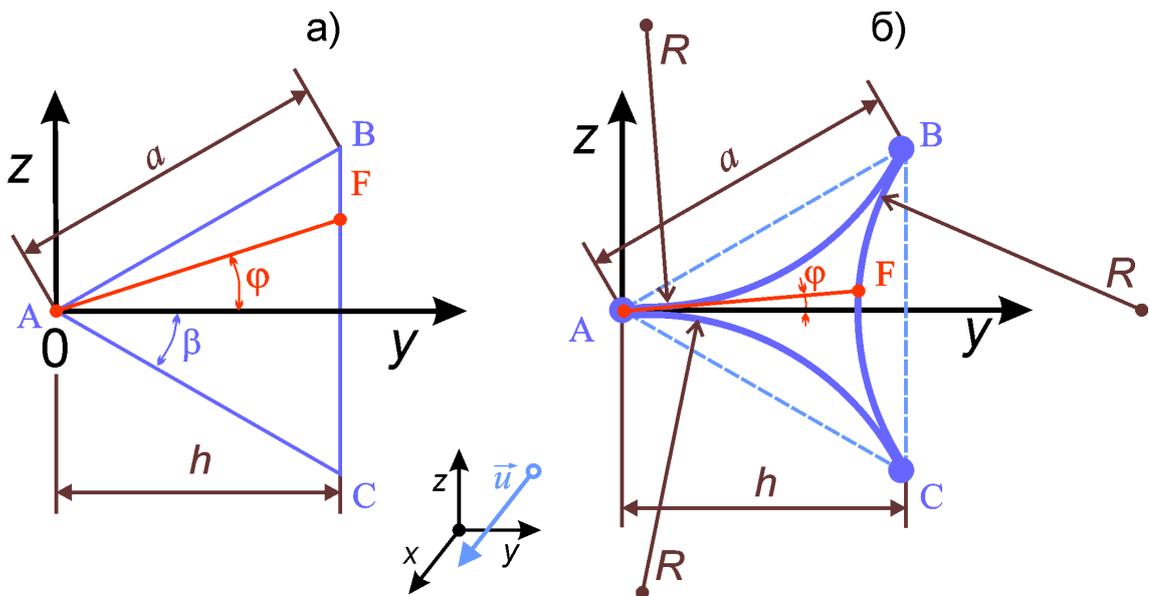
Теплообменные аппараты составляют значительную часть технологического оборудования в энергетике, нефтеперерабатывающей, металлургической, медицинской, химической, пищевой и других отраслей промышленности [1]. Развитие эффективных энергетических установок и теплообменников базируется на последних достижениях теории теплообмена и гидродинамики. Основная задача - создание компактных теплообменников различного назначения, от стационарных до мобильных установок, для автомобилей, судов, летательных и космических аппаратов. Развитию конструкций теплообменников и улучшению их эксплуатационных характеристик содействует поиск новых технологий теплоотвода, увеличение мощностей теплообменников, а также изучение теплофизических характеристик и свойств ранее не используемых для этих целей эффективных теплоносителей (газовые смеси, жидкости при сверхкритическом состоянии). Энергетическая эффективность и размер теплообменников тесно связаны с интенсификацией процесса теплообмена. Интенсивность процесса теплопередачи и эффективность теплообменника в значительной степени зависят от особенностей обтекания и гидравлического сопротивления теплообменных поверхностей. Повысился интерес к экспериментальному исследованию процессов теплообмена в каналах сложной пространственно - геометрической формы, как в продольном направлении, так и в поперечном сечении, длина которых меньше длины гидравлической и тепловой стабилизации рабочих участков [2].

С развитием технологий изготовления элементов теплообменного оборудования расширилась область применения теплообменных устройств с газовыми теплоносителями и их смесями [3]. Выбор оптимального теплоносителя для работы в теплообменниках с внутренними источниками энергии основан на знании температурных режимов и количестве тепла, которое необходимо отводить от стенок аппарата.

### 1.1 Особенности течения в каналах сложной формы и сборках

Задачи теплообмена и гидродинамики при течении газов и их смесей в каналах сложной геометрической формы, длина которых значительно меньше длины гидравлической и тепловой стабилизации рабочего участка, необходимо решать совместно. Коэффициент теплоотдачи в каналах сложной формы можно рассчитать, зная значения коэффициента трения на стенке и распределение скорости по сечению канала.

Отметим отсутствие решений задач для теплообмена и гидродинамики течений в призматических каналах квазитреугольного поперечного сечения, типичного для стержневых сборок энергетических реакторов, в отличие от призматической трубы с профилем равностороннего треугольника (рисунок 1.1).



а – призматическая труба с профилем равностороннего треугольника;

б – призматический канал квазитреугольного поперечного сечения

Рисунок 1.1 – Профили поперечных сечений каналов

Для призматической трубы с профилем равностороннего треугольника площадь поперечного сечения  $S$  и смоченный периметр канала  $\Pi$ , рассчитываются по формулам:

$$S = \frac{a \cdot h}{2} = \frac{\sqrt{3} \cdot a^2}{4} = \frac{2 \cdot h^2}{2 \cdot \sqrt{3}} = \frac{h^2}{\sqrt{3}}, \quad \Pi = 3 \cdot a = \frac{6 \cdot h}{\sqrt{3}}, \quad h = \frac{\sqrt{3} \cdot a}{2}, \quad a = \frac{2 \cdot h}{\sqrt{3}},$$

а для призматических каналов квазитреугольного поперечного сечения ( $R = a$ ):

$$S = \frac{\sqrt{3} \cdot (2 \cdot R)^2}{4} - 3 \cdot \frac{\pi \cdot R^2}{6} = a^2 \cdot (\sqrt{3} - \pi), \quad (1.1)$$

$$\Pi = 3 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{6} = \pi \cdot a = \frac{2 \cdot \pi}{\sqrt{3}} \cdot h. \quad (1.2)$$

При теплогидравлических расчетах для призматических каналов в качестве характерного размера используется гидравлический диаметр  $D_r$ :

$$D_r = \frac{4 \cdot S}{\Pi}. \quad (1.3)$$

Заметим, что профиль скорости для призматического канала квазитреугольного поперечного сечения, описывающий течение газа в окрестностях вершин А, В, С (рисунок 1.1 б), неверно рассчитывается по формуле (1.4) для призматической трубы с профилем равностороннего треугольника (рисунок 1.1 а) при прочих равных условиях [4]:

$$u_x = 45 \cdot U \cdot \left\{ \left( \frac{y}{h} - 1 \right) \left[ \left( \frac{z}{h} \right)^2 - \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{y}{h} \right)^2 \right] \right\}. \quad (1.4)$$

Для многих теплообменных аппаратов характерно течение газа вдоль пучка из круглых цилиндров (рисунок 1.2). Спэрроу, Леффлер [5] получили приближенное решение этой задачи:

$$u_x = \frac{\Delta P \cdot b^2}{l \cdot \mu} \cdot \left\{ \frac{\sqrt{3}}{\pi} \cdot \ln \left( \frac{r}{r_0} \right) - \frac{1}{4} \cdot \left[ \left( \frac{r}{b} \right)^2 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \right] + \sum_{j=1}^m \frac{\delta_j \cdot \cos(6 \cdot j \cdot \varphi)}{6 \cdot j} \cdot \left( \frac{r}{b} \right)^{6 \cdot j} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^{12 \cdot j} \right] \right\}, \quad (1.5)$$

где  $\delta_j$  - постоянная, зависящая от  $b/r_0$ .

Профиль скорости течения вдоль пучка из круглых цилиндров, образующих призматический канал квазитреугольного поперечного сечения со вставками (рисунок 1.3 а) и без вставок (рисунок 1.3 б), для стабилизированного установившегося течения и теплообмена рассчитывается по формуле (1.5) с

граничными условиями:  $u_x = 0$  при  $r = r_0$ ;  $\frac{\partial u_x}{\partial \varphi} = 0$  при  $\varphi = 0$  и  $\varphi = 30^\circ$ .



Профиль линейной скорости для призматической трубы с поперечным сечением в виде равностороннего треугольника (рисунок 1.1 а) при разных углах  $\varphi$  представлен на графике в безразмерных параметрах:  $\Psi_x = \frac{u_x}{U}$ ;  $\Psi_y = \frac{u_y}{U}$ ;  $\Psi_z = \frac{u_z}{U}$ , где  $\Psi_x$  - безразмерная продольная скорость,  $u_x$  - продольная скорость;  $u_y$ ,  $u_z$  - компоненты скорости вдоль осей  $y$ ,  $z$ .  $U = \frac{Q}{S}$  - расходная скорость, где  $Q$  - объемный расход, м<sup>3</sup>/с.

Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  вдоль линии АФ в призматической трубе с поперечным сечением в виде равностороннего треугольника со стороной  $a = 4,8$  мм представлен на рисунке 1.4.

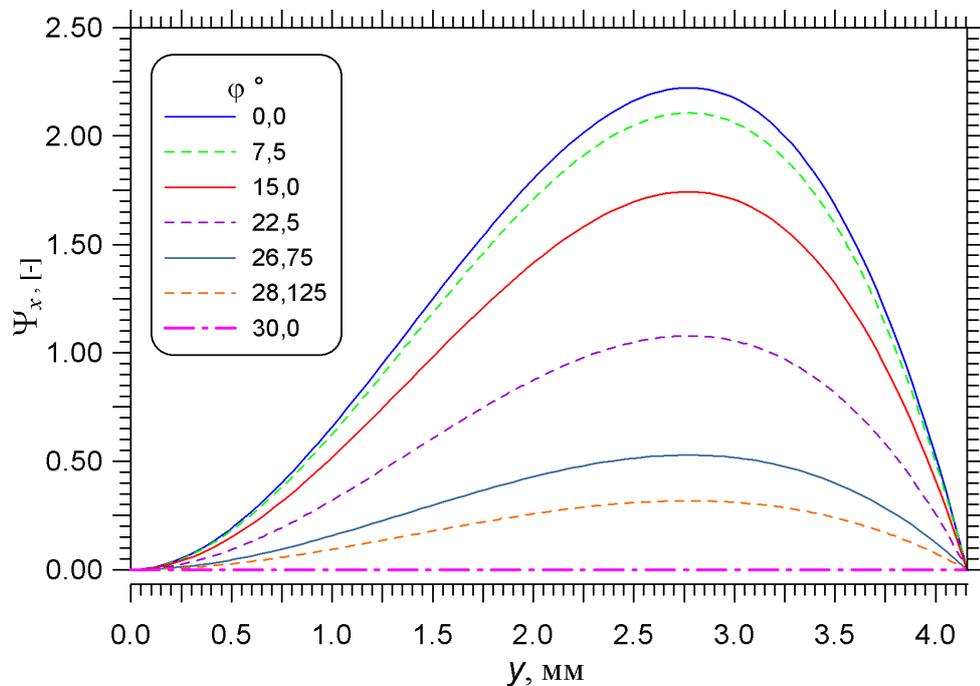


Рисунок 1.4 - Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  в призматической трубе с поперечным сечением в виде равностороннего треугольника

Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  вдоль линии АФ в призматическом канале квазитреугольного поперечного сечения (рисунок 1.1 б), для угла  $\varphi = 0,0^\circ$  представлен на рисунке 1.5. Расчет  $u_x$  выполнялся по (1.5) при  $b = r_0$ ,  $r \equiv y$ ,  $a = R = 6,34$  мм.

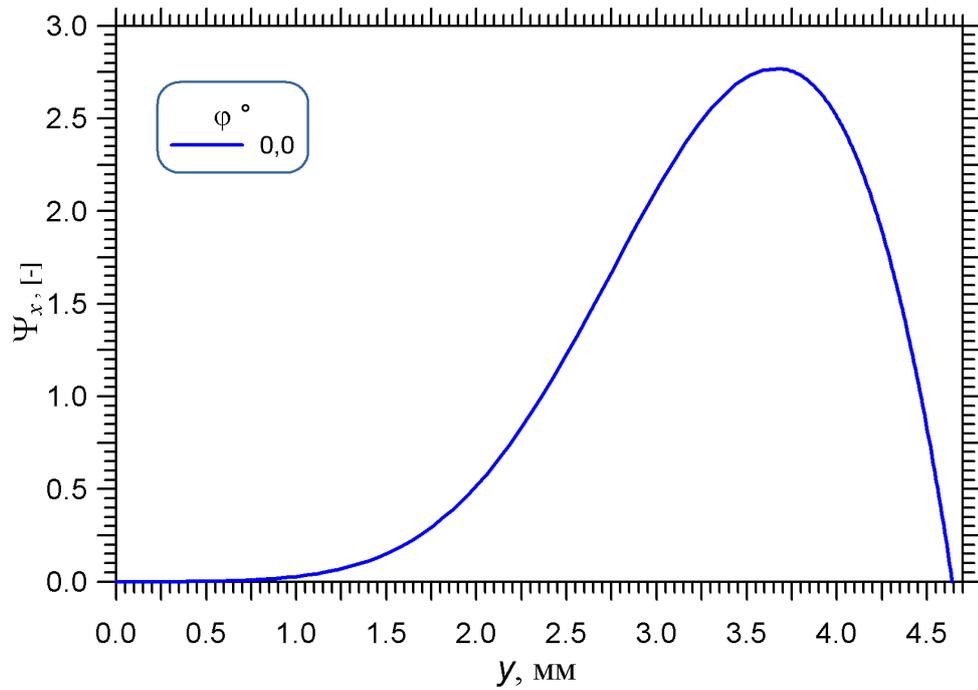


Рисунок 1.5 - Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  в призматическом канале квазитреугольного поперечного сечения ( $b = r_0$ ,  $r \equiv y$ )

Линии, вдоль которых рассчитывался профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  при размещении центров цилиндров в вершинах равностороннего треугольника, представлены на рисунке 1.6.

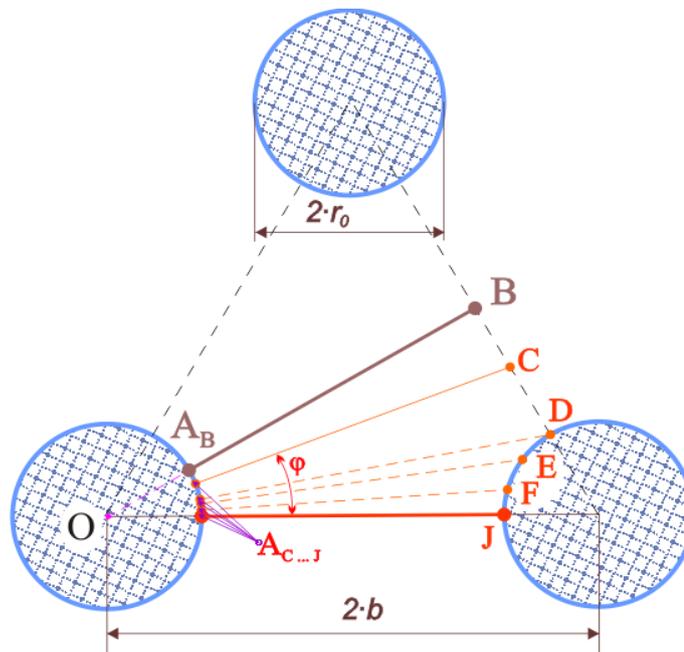


Рисунок 1.6 - Схема расположения линий, вдоль которых рассчитывается профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$

Профили безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  вдоль линий ОВ... ОJ (из центра цилиндра к точкам на условной границе проходного сечения, образованного из треугольника OFE за вычетом  $60^\circ$  секторов цилиндров О, F, E (рисунок 1.6)) на участках АВВ... АJ для пучка из круглых цилиндров с профилем призматического канала квазитреугольного поперечного сечения без вставок (рисунок 1.3 б) представлены на рисунках 1.7 - 1.10. Диаметр круглого канала  $2 \cdot r_0$  экспериментального рабочего участка составил 12,68 мм. Отсчет расстояния  $L$  для каждого угла  $\varphi$  - от соответствующей точки АВ... АJ на поверхности цилиндра О. Расчет  $u_x$  проводился по формуле (1.5).

Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  для различных углов  $\varphi$  вдоль линий АВВ... АJ сектора АВBDJAJ проходного канала квазитреугольного поперечного сечения для пучка из круглых цилиндров без вставок при  $b/r_0 = 1,03$  ( $b = 6,53$  мм) представлен на рисунке 1.7, при  $b/r_0 = 1,0647$  представлен на рисунке 1.8, при  $b/r_0 = 1,50$  представлен на рисунке 1.9, при  $b/r_0 = 3,00$  представлен на рисунке 1.10.

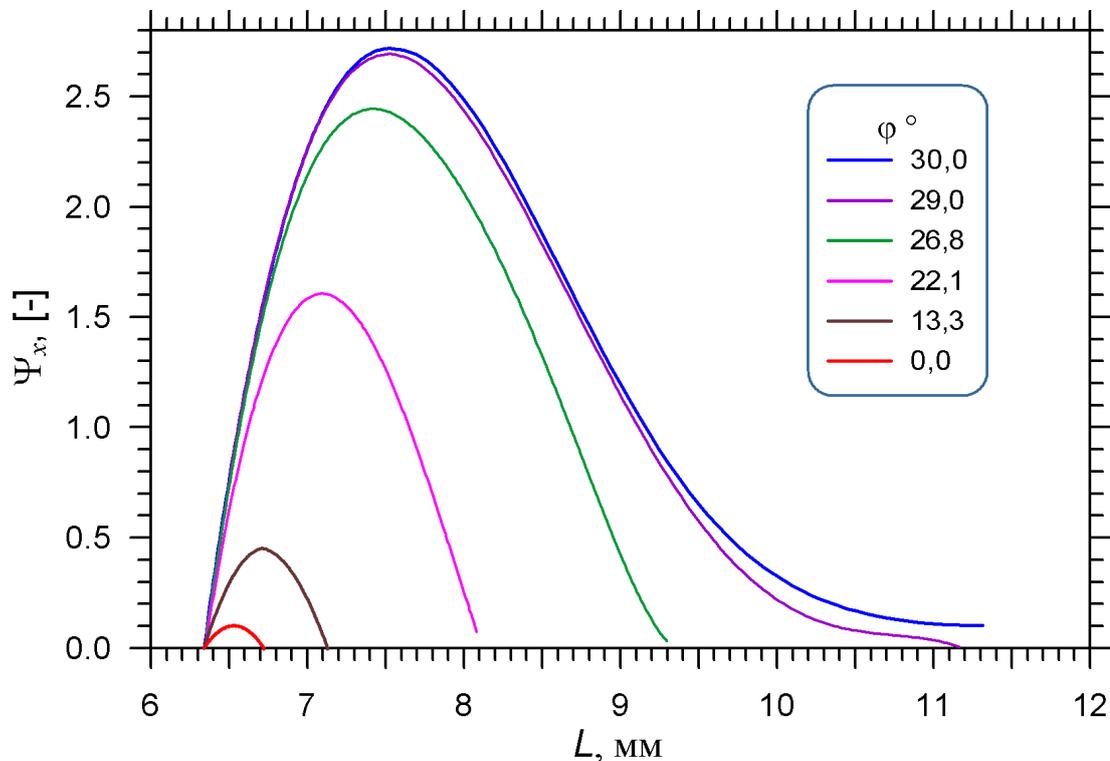


Рисунок 1.7 - Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  при  $b/r_0 = 1,03$

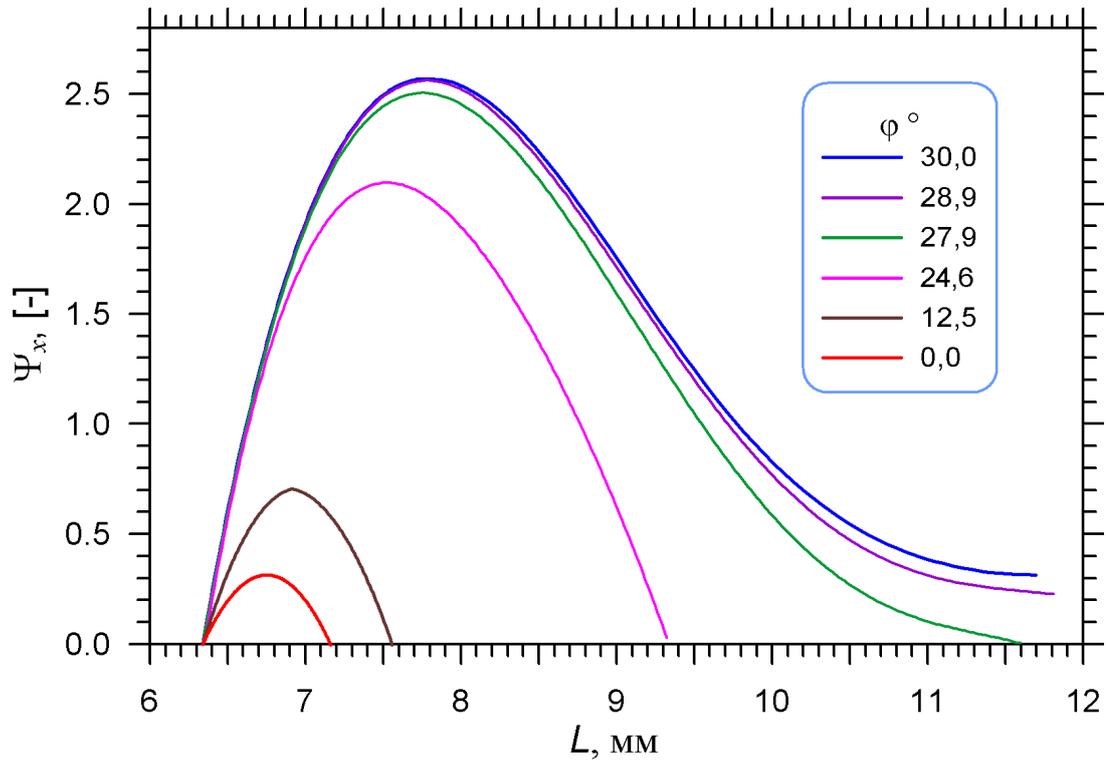


Рисунок 1.8 - Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  при  $b/r_0 = 1,0647$

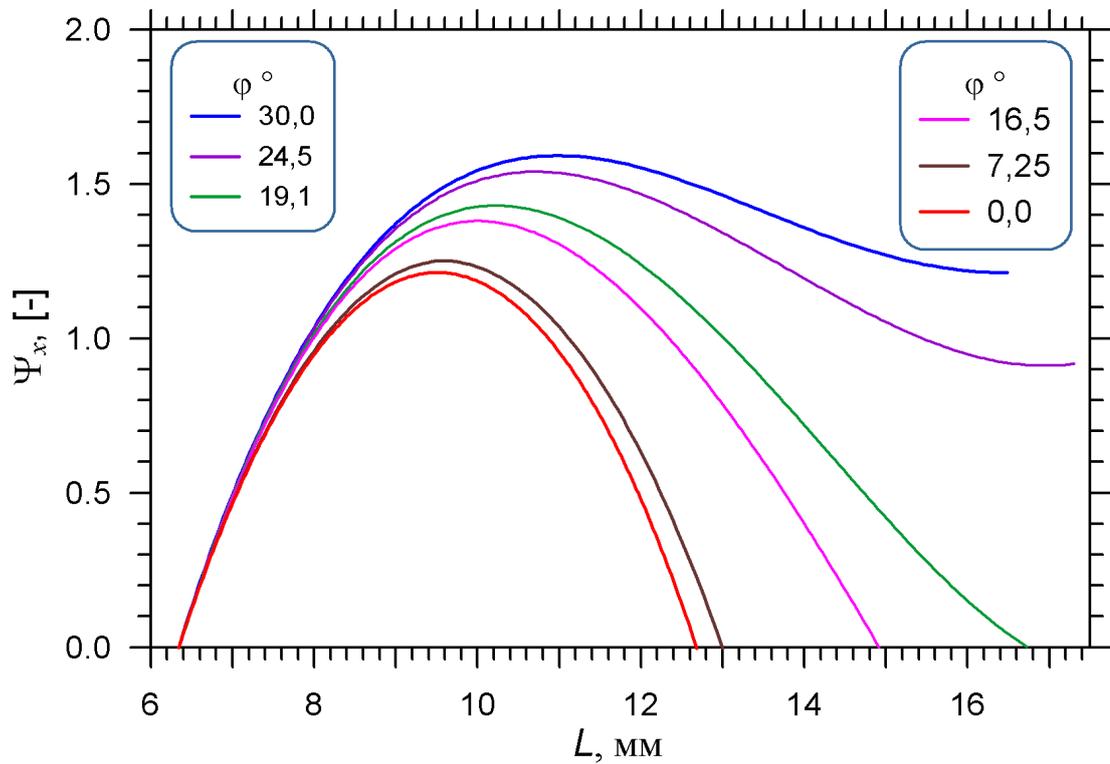


Рисунок 1.9 - Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  при  $b/r_0 = 1,50$

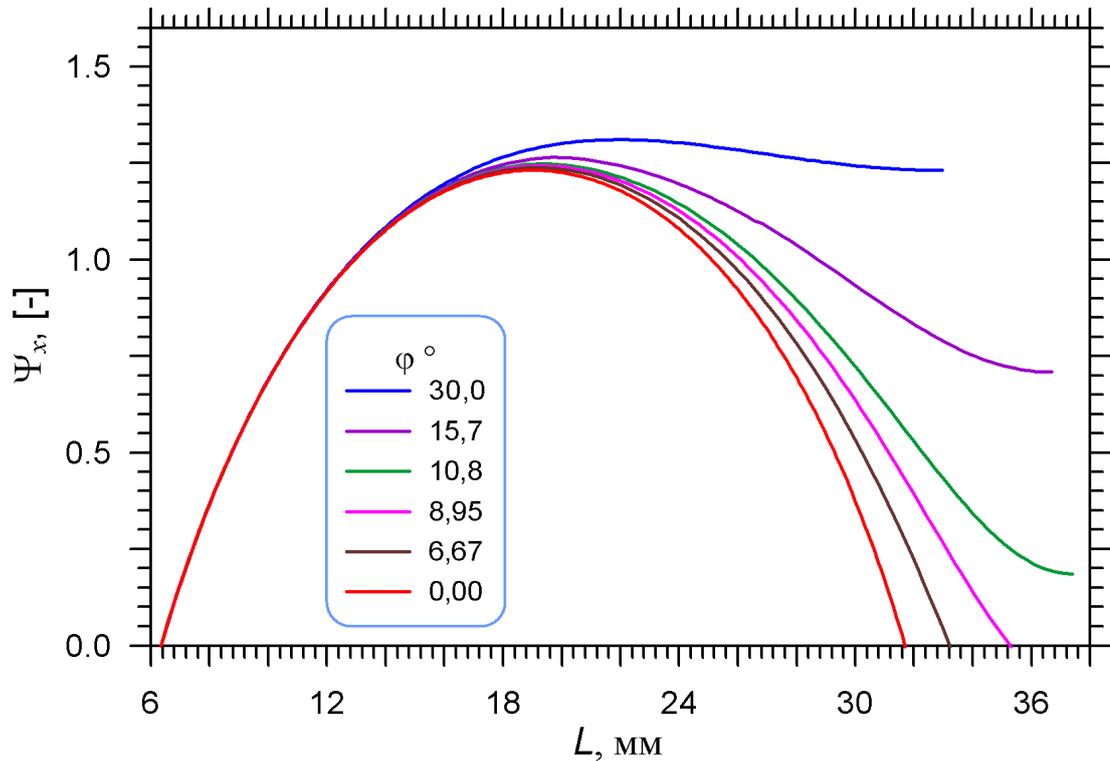


Рисунок 1.10 - Профиль безразмерной продольной скорости  $\Psi_x$  при  $b/r_0 = 3,00$

Распределение скорости в поперечном сечении стабилизированного установившегося течения для пучка из круглых каналов с призматическим каналом квазитреугольного поперечного сечения  $D_r = 2,5$  мм со вставками, радиус которых  $r = 0,6$  мм (рисунок 1.3 а), представлено на рисунке 1.11.

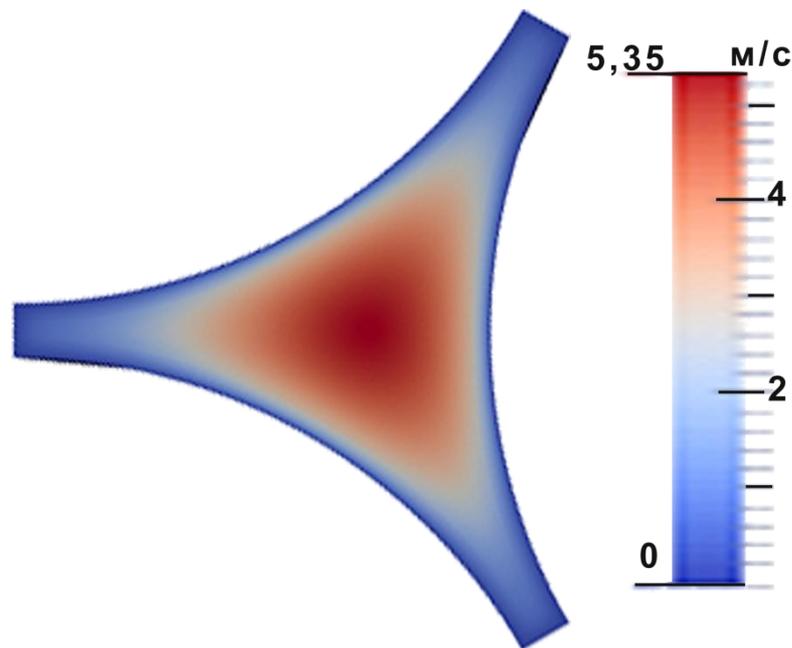


Рисунок 1.11 - Поле скоростей, рассчитанное в пакете программ simpleFoam

Расчет проводился с помощью пакета программ simpleFoam [6] при постоянной плотности рабочей среды, в качестве которой рассматривался воздух, и перепаде давления 100 Па. При этом расчеты проведены для числа Рейнольдса  $Re = 800$ , время расчёта составило 1,4 сек. Длина трубки  $L = 450$  мм, расчет проводился для положения сечения от входа  $Z = 440$  мм. Из рисунка видно, что максимальное значение скорости наблюдается в центре проходного канала, образованного пучком цилиндров, а в углах - застойные зоны с минимальным значением скорости.

Для каналов различной формы поперечного сечения (рисунок 1.12) проведено сравнение распределения рассчитанных профилей безразмерной продольной скорости по формулам (1.4) и (1.5), которое представлено на рисунке 1.13. Расчет производился от угла до стенки, начало отсчета - в точке А (рисунок 1.12).

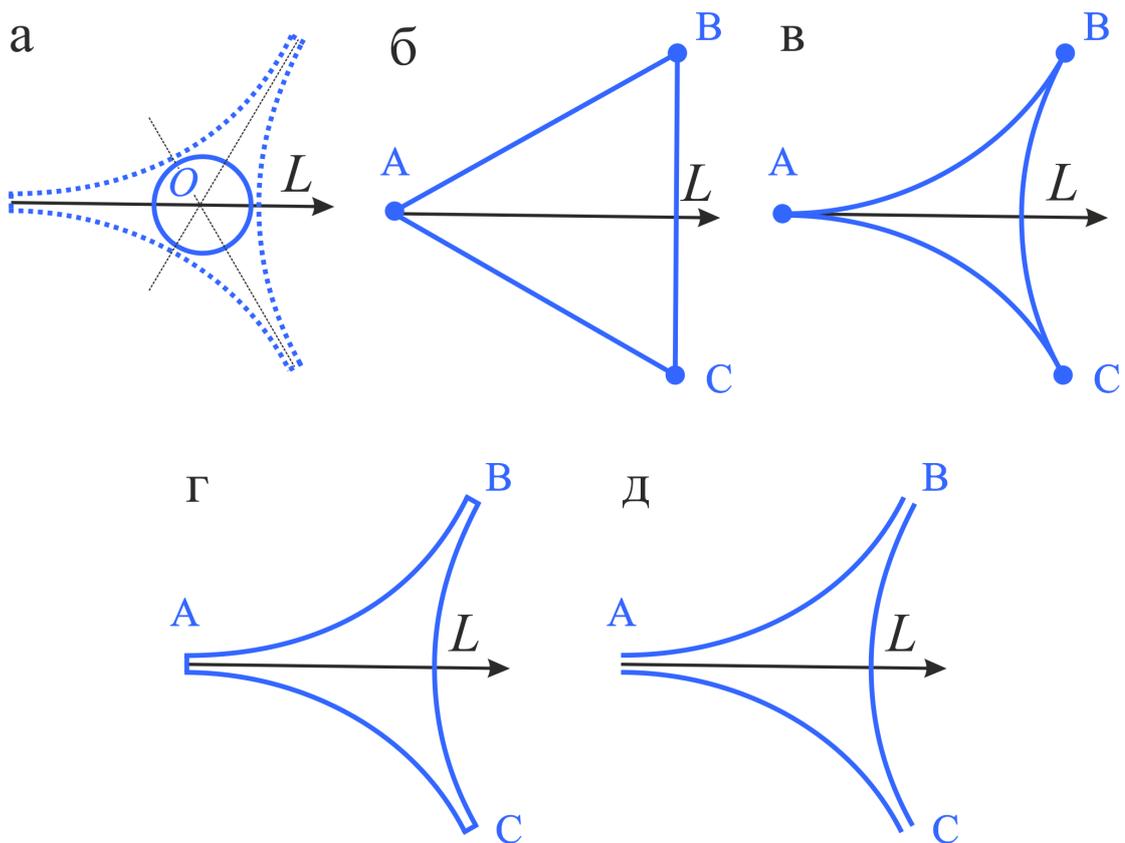


Рисунок 1.12 - Поперечное сечение каналов различной формы

На рисунке 1.12 представлены следующие каналы с поперечным сечением: а - круглый канал гидравлическим диаметром  $D_r$ , б - призматическая труба с профилем равностороннего треугольника, в - призматический канал квазитреугольного поперечного сечения, г - пучок из круглых каналов с профилем призматического канала квазитреугольного поперечного сечения со вставками, д - пучок из круглых каналов с профилем призматического канала квазитреугольного поперечного сечения без вставок.

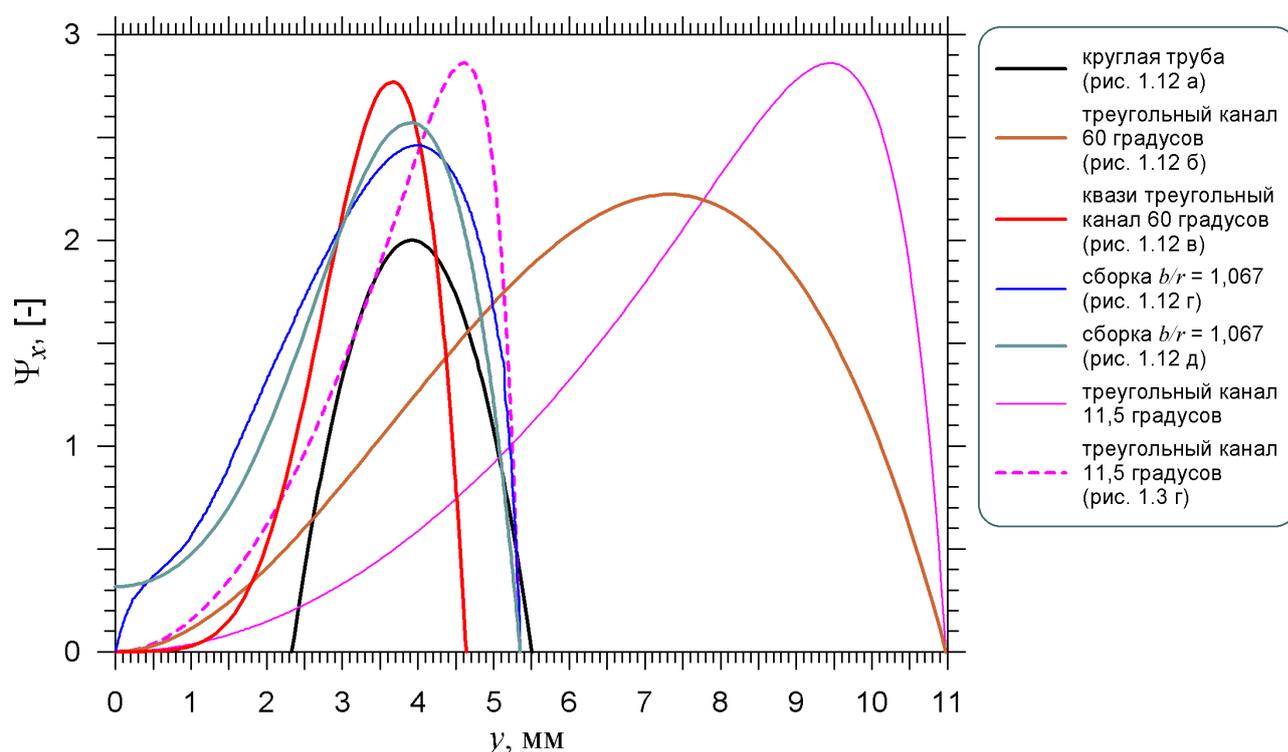


Рисунок 1.13 - Профиль безразмерной скорости  $\Psi_x$  для различных форм проходного сечения канала, имеющий одинаковое расположение вершин ABC (рисунок 1.12). Ламинарный режим течения

Из рисунка видно, что профиль вдоль биссектрисы угла А несимметричен для всех каналов кроме круглого.

Профили безразмерной продольной скорости для каналов различного поперечного сечения, но одинакового гидравлического диаметра  $D_r = 3,17$  мм, представлены на рисунке 1.14.

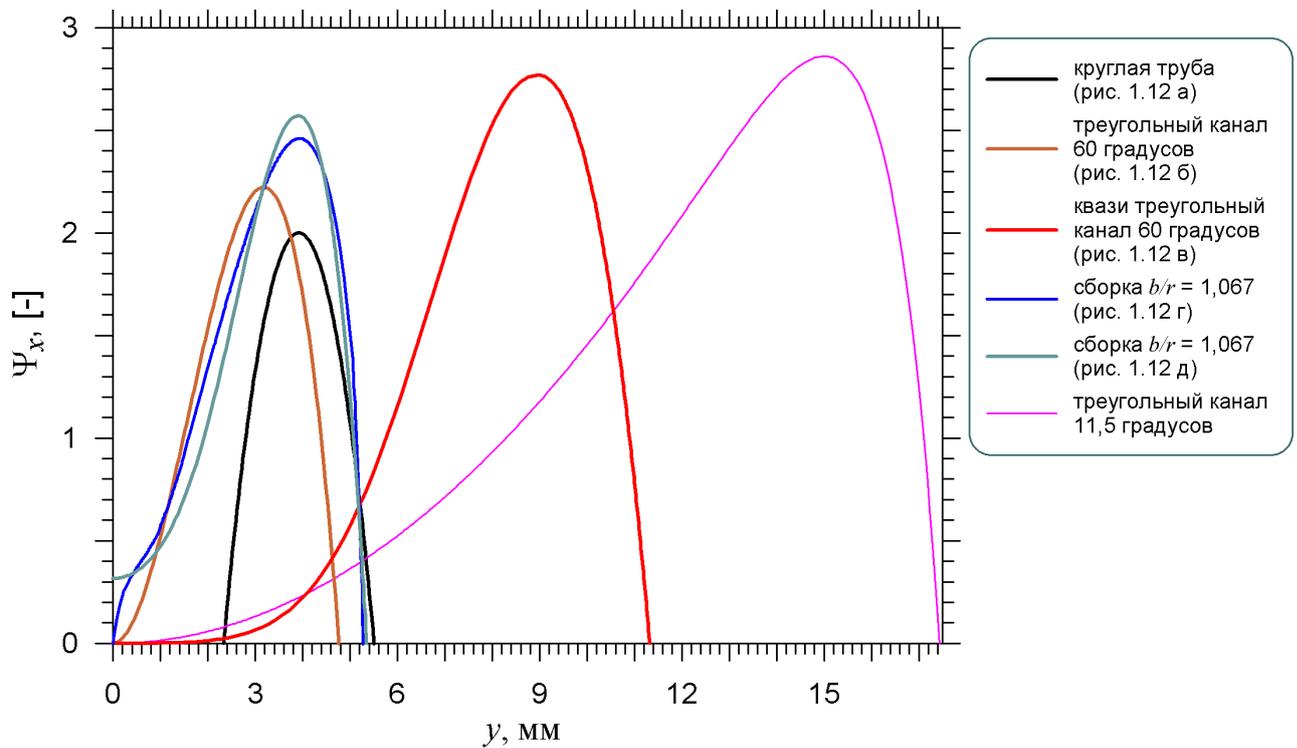


Рисунок 1.14 - Профиль безразмерной скорости  $\Psi_x$  для различных форм проходного сечения канала с одинаковым  $D_r$ . Ламинарный режим течения

Видно, что геометрия канала существенно влияет на профиль скорости. В углах канала квазитреугольного поперечного сечения и треугольного канала с углом при вершине  $11,5^\circ$  образуются застойные зоны, в которых скорость близка к нулевому значению. Максимальное значение скорости наблюдается в максимальном проходном сечении, ближе к противоположной стенке от вершины, тогда как для других каналов максимум скорости соответствует центру канала.

## 1.2 Особенности сопротивления трения в каналах сложной формы

В стабилизированном течении коэффициент сопротивления трения  $\zeta$  при ламинарном режиме для призматической трубы с профилем равнобедренного треугольника (рисунок 1.3 г) при известном числе Рейнольдса  $Re$  находится из соотношения [7]:

$$\zeta \cdot Re = 48 \cdot \frac{(B+2)}{(B-2)} \cdot \frac{[1 - \operatorname{tg}^2(\beta)]}{[\operatorname{tg}(\beta) + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\beta)}]^2}, \quad (1.6)$$

где  $B$ :

$$B = \sqrt{4 + \frac{5}{2} \cdot \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}^2(\beta)} - 1 \right]}.$$

При продольном обтекании сборки круглых цилиндров ( $d = 2 \cdot r_0$ ), когда центры цилиндров расположены в вершинах равностороннего треугольника ( $\varphi_0 = \pi/6$ ), находится из соотношения:

$$\zeta \cdot Re \cdot \frac{1 - \chi}{4 \cdot \chi} = \frac{1}{4} \cdot \zeta \cdot Re_d = F(\chi), \quad (1.7)$$

$$\text{где } Re = \frac{U \cdot D_r}{\nu}; \quad Re_d = \frac{U \cdot d}{\nu} = \frac{U \cdot 2 \cdot r_0}{\nu}, \quad \chi = 1 - \left( \frac{r_0}{b} \right)^2 \cdot \frac{\varphi_0}{\operatorname{tg}(\varphi_0)} = 1 - \left( \frac{r_0}{b} \right)^2 \cdot \frac{\pi \cdot \sqrt{3}}{6}.$$

Функция  $F(\chi)$  интерполируется выражением:

$$F(\chi) = 73,5 \cdot \exp \left[ - \left( \frac{\chi - 0,147}{\Xi} \right)^{1,23} \right], \quad \text{где } \Xi = \begin{cases} 0,25 & \text{если } \chi \leq 0,147 \\ 0,36 & \text{если } \chi > 0,147 \end{cases}.$$

Формула для расчета коэффициента сопротивления трения при течении в сборке каналов по методу Лейбензона [8]:

$$\zeta \cdot Re = \frac{64 \cdot \left[ \left( \frac{r_*}{r_0} \right)^2 - 1 \right]}{4 \cdot \left( \frac{r_*}{r_0} \right)^4 \cdot \ln \left( \frac{r_*}{r_0} \right) - 3 \cdot \left( \frac{r_*}{r_0} \right)^4 + 4 \cdot \left( \frac{r_*}{r_0} \right)^2 - 1}, \quad (1.8)$$

$$\text{где } r_* = \left( \frac{2 \cdot \sqrt{3}}{\pi} \right)^{1/2} \cdot b; \quad D_r = 2 \cdot r_0 \cdot \left[ \frac{6}{\sqrt{3} \cdot \pi} \cdot \left( \frac{b}{r_0} \right)^2 - 1 \right].$$

Для частного случая сборки квазитреугольного канала ( $b/r_0 = 1$ ), рассчитанные значения параметра  $\zeta \cdot Re$  сильно отличаются, например, по формуле (1.7) оно составило 25,94; по формуле (1.8) - 98,42. При значениях  $b/r_0 \rightarrow 1$  распределение касательного напряжения существенно неравномерно.

Параметр сопротивления трения для каналов различной формы для установившегося ламинарного течения представлен на рисунке 1.15. Из рисунка видно отличие коэффициента  $\zeta \cdot Re$  для рассматриваемых каналов (рисунок 1.12) в сравнение с круглой трубой  $\zeta \cdot Re = 64$ .

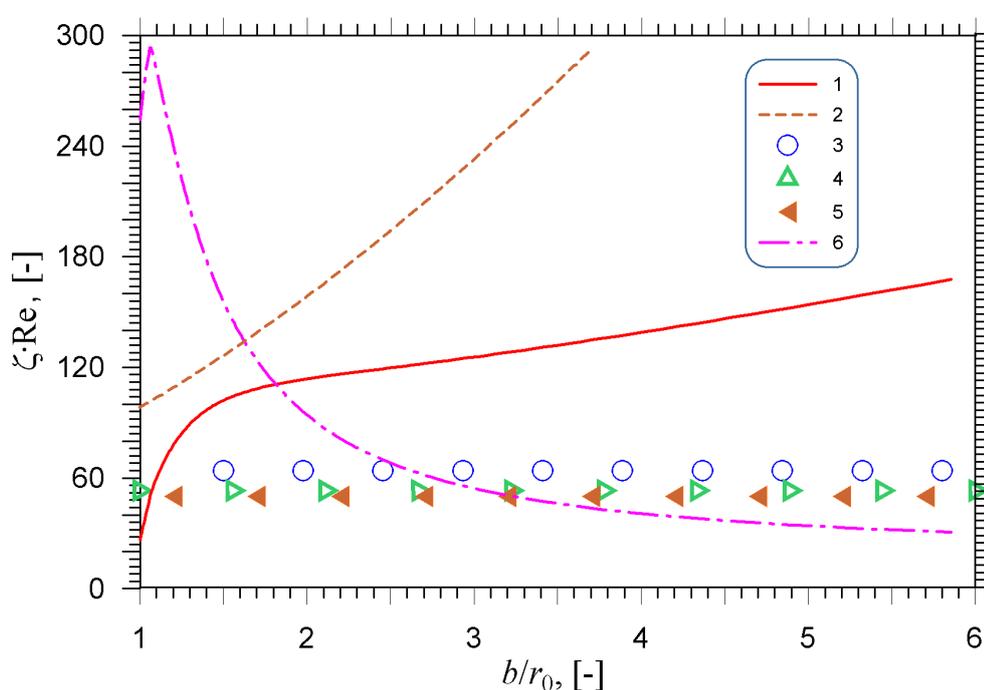


Рисунок 1.15 - Значения  $\zeta \cdot Re$ . 1 - сборка цилиндров с сечением равностороннего треугольника без перемычек расчет по (1.7), 2 - сборка цилиндров с сечением равностороннего треугольника без перемычек расчет по (1.8), 3 - круглый канал, 4 - призматическая труба в форме равностороннего треугольника  $60^\circ$  расчет по (1.6), 5 - призматическая труба в форме равнобедренного треугольника с углом  $11,5^\circ$  расчет по (1.6), 6 - призматический канал квазитреугольного поперечного сечения расчет по (1.8) для  $\zeta \cdot Re_d$

Зависимость коэффициента сопротивления трения  $\zeta$  от числа Рейнольдса  $Re$  для установившегося течения при продольном обтекании сборки цилиндров и

каналов с различным поперечным сечением в зависимости от параметра  $b/r_0$  представлена на рисунке 1.16.

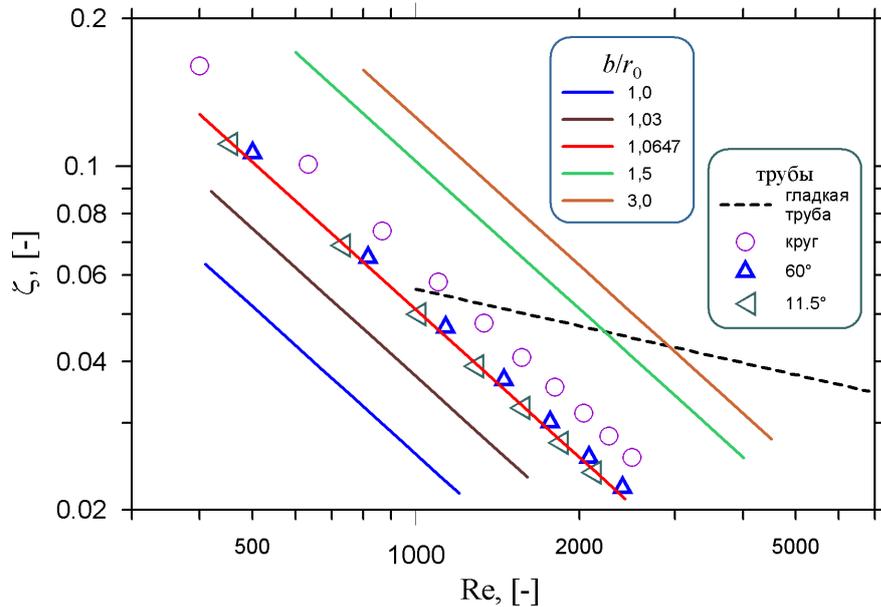


Рисунок 1.16 - Коэффициент сопротивления трения  $\zeta$  для каналов различной формы

Из рисунка видно, что необходимо использовать другие формулы для расчета коэффициента сопротивления в зависимости от чисел Рейнольдса в исследуемых каналах. Формулы, которые обычно используют для расчета в гладкой трубе (пунктирная линия на рисунке 1.16), в данном случае мало пригодны, потому что закон изменения  $\zeta(Re)$  имеет другой вид.

При рассмотрении коротких каналов необходимо учесть то, что коэффициент сопротивления трения начальных участков труб выше, чем на участках стабилизированного течения  $\zeta_{стаб}$ . Чем ближе расстояние  $x$  к входу, тем больше коэффициент сопротивления трения участка нестабилизированного течения [3]:

$$\zeta_{нестаб} = \zeta_{стаб} \cdot 1,09 \cdot Re^{0,05} \left( \frac{D}{x} \right)^{0,2} . \quad (1.9)$$

### 1.3 Особенности течений в коротких каналах

Одним из эффективных методов интенсификации теплообмена в газожидкостных теплообменниках является использование в качестве конструктивных элементов коротких каналов ( $x/D \leq 30$ ), в которых местный коэффициент теплоотдачи изменяется в 2 и более раза. Целесообразность использования таких каналов вызвана и тем, что только на входных участках возможно дополнительное воздействие на интенсификацию теплообмена за счет изменений условий входа и создания искусственной турбулизации потока на входе в канал.

При изучении теплообмена и трения в коротких каналах, когда одновременно происходит формирование теплового и гидродинамического пограничных слоев, возникают большие трудности при аналитическом решении задачи и методические – при экспериментальном исследовании. Трудности усугубляются и тем, что на структуру пограничного слоя существенное влияние оказывает состояние входа. При плавном входе в развитом турбулентном потоке на входном участке канала в пограничном слое существуют ламинарное, переходное и турбулентное течения, зоны и границы этих течений зависят от уровня турбулентности входного потока. Поэтому большинство решений задач конвективного теплообмена как аналитических, так и экспериментальных относятся к случаю гидродинамически развитого течения.

Местную теплоотдачу на входном участке гладкого круглого канала с развитым турбулентным течением в пограничном слое без учета условий входа и структуры потока можно рассчитать достаточно точно. Но расчетных соотношений для других форм каналов, учитывающих влияние степени турбулентности и условий входа на теплоотдачу, до последнего времени не было. Случай смешанного течения в пограничном слое и развитой турбулентности в ядре потока, когда коэффициент теплоотдачи по длине канала изменяется немонотонно, в литературе только описывался, но надежных расчетных соотношений температурного режима поверхности теплообмена не приводилось [3].

Динамический и тепловой пограничные слои на входном участке короткого канала тоньше, чем в случае обтекания плоской пластины при равенстве средней скорости потока в канале и скорости потока, набегающего на пластину, а теплоотдача и гидравлическое сопротивление на входных участках каналов выше, чем на пластине. Длина участков стабилизации для различных характеристик турбулентного потока, как показывают эксперименты [9], различна. Наиболее быстро стабилизируется продольный градиент давления, более слабо – профиль скорости.

В работе [10] для ламинарного режима течения стабилизированное течение устанавливается на начальном участке, длина которого  $l_{н.г}$  от входной кромки определяется при постоянных физических свойствах среды формулой:

$$\frac{l_{н.г}}{D} = B_{г} \cdot Re, \quad (1.10)$$

где  $B_{г}$  - коэффициент, зависящий от конфигурации канала и распределения скорости течения во входном сечении ( $x = 0$ ).

Для ламинарного режима длина участка тепловой стабилизации  $l_{н.т}$  равна:

$$\frac{l_{н.т}}{D} = B_{т} \cdot Re. \quad (1.11)$$

Различие длины начального участка гидравлической и тепловой стабилизации для различных каналов представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Длина участка гидравлической  $l_{н.г}$  и тепловой стабилизации  $l_{н.т}$

Форма канала	$D_{г}$	$l_{н.т}$	$l_{н.г}$
Круглая труба	5,5 мм	0,18150 м	0,715 м
Миниканальная труба	0,8 мм	0,02597 м	0,102 м
Призматическая труба квазитреугольного поперечного сечения	1,3 мм	0,42900 м	0,169 м

Формулы приведены для области стабилизированного течения, когда профиль скорости становится постоянным. Однако во многих теплообменных устройствах, выполненных из коротких труб, на протяжении которых параболический профиль скорости не успевает сформироваться или процесс

формирования его занимает значительную часть трубы, процесс теплообмена протекает в гидродинамическом начальном участке, то есть при изменении профиля скорости по длине трубы. На протяжении некоторой части длины гидродинамического начального участка ламинарное течение сохраняется и при значениях  $Re \gg Re_{кр}$ . Тогда при благоприятных условиях входа ламинарное течение сохраняется вплоть до значений  $Re \sim 10^5$  [11]. Возникает закономерный вопрос, какие формулы использовать при расчетах теплообмена коротких каналов различной формы?

Критическое число Рейнольдса для каналов некруглого поперечного сечения имеет такое же значение, как и для круглой трубы. Для каналов с узкими угловыми областями критическое число Рейнольдса является условной величиной, поскольку турбулентность сначала возникает в широкой части канала, а затем распространяется на узкую часть. В змеевиках и других криволинейных каналах, где возникают значительные центробежные силы, граница перехода к турбулентному режиму течения сдвигается в область более высоких значений чисел Рейнольдса [12]. В таблице 1.2 представлены значения  $Re_{кр}$  для каналов различной геометрии.

Таблица 1.2 - Критическое число Рейнольдса для каналов различной геометрии при продольном обтекании

Тип канала	$Re_{кр}$
Кольцевой	2000 ÷ 2800
Прямоугольный	2000 ÷ 2300
Треугольный с $\alpha > 45^\circ$	$\approx 2000$
Сборки стержней различной упаковки	$\approx 2000$

Для изотермических течений в трубе  $Re_{кр} \approx 2300$ . Принимается, что происходит переход от переходного режима течения к турбулентному в трубах при  $Re = (5 \div 7) \cdot 10^3$ , а в сборках стержней треугольной и квадратной упаковок - при  $Re = (10 \div 15) \cdot 10^3$  [13].

В трубах, сечение которых имеет узкие угловые зоны, например, призматический канал с квазитреугольным поперечным сечением, возможно

одновременное существование ламинарного и турбулентного течений (рисунок 1.17) [14].

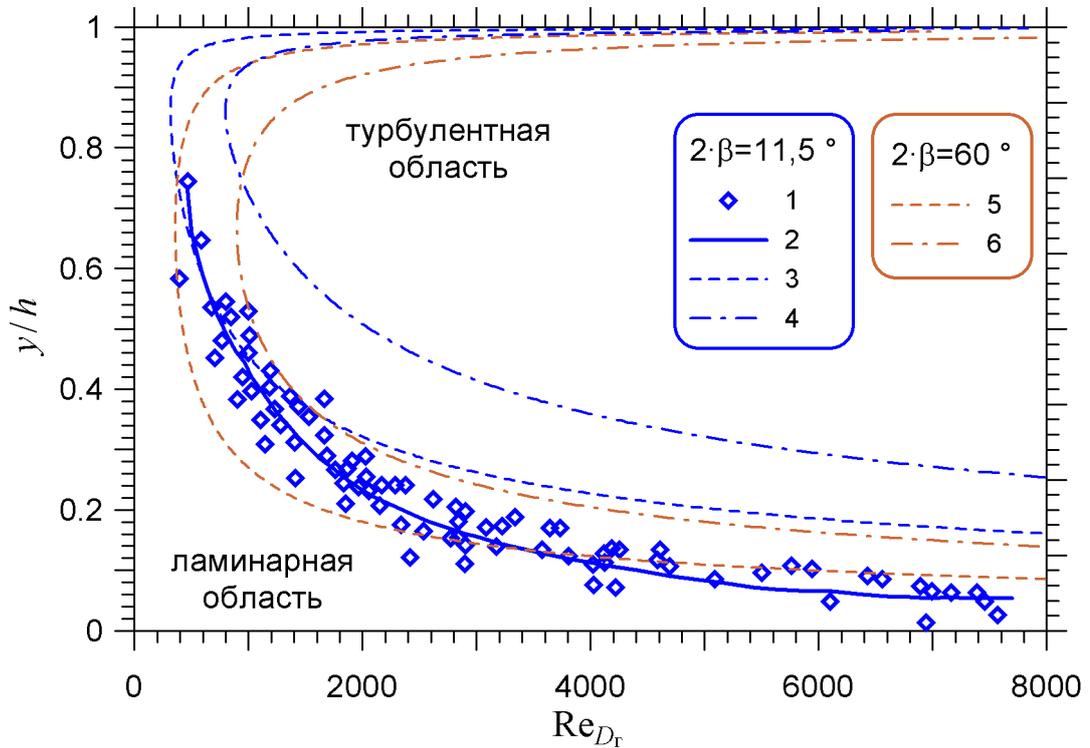


Рисунок 1.17 - Пороговое значение ламинарно-турбулентная область  $y = 0 \div h$  ( $h = 6$  мм) для призматических труб с профилем треугольных каналов  $11,5^\circ$  и  $60,0^\circ$ . 1 - данные [14], 2 - интерполяция [11], 3 -  $2 \cdot \beta = 11,5^\circ$ ,  $Re_{кр} = 800$ , 4 -  $2 \cdot \beta = 11,5^\circ$ ,  $Re_{кр} = 2000$ , 5 -  $2 \cdot \beta = 60,0^\circ$ ,  $Re_{кр} = 800$ , 6 -  $2 \cdot \beta = 60,0^\circ$ ,  $Re_{кр} = 2000$ .  
3 ÷ 6 - оценка по (1.4)

Видно, что с увеличением числа  $Re$  ламинарная область вблизи угла сокращается, но полностью не исчезает. Для равностороннего треугольника переход к турбулентному режиму происходит при меньших значениях  $y/h$  чем для равнобедренного треугольника с углом при вершине  $11,5^\circ$ .

При увеличении степени турбулентности потока на входе в канал характер течения и теплообмена на входном участке меняется: происходит смещение зоны переходного течения к входному сечению канала и изменение теплоотдачи в области переходного и турбулентного течений в пограничном слое.

### 1.4 Расчет средней теплоотдачи в коротких каналах

Использование теплообменников с короткими каналами является одним из методов интенсификации теплообмена, так как теплоотдача на начальном участке канала выше, чем в области стабилизации, и при заданных тепловых потоках возможно уменьшение поверхности теплообмена и, следовательно, металлоемкости, габаритов и массы теплообменного аппарата. Особенно эффективно использование коротких каналов в газожидкостных теплообменниках, где термическое сопротивление теплоотдачи со стороны газа является основным термическим сопротивлением в теплообменниках. При нахождении поверхности теплообмена необходимо знать среднее по поверхности значение коэффициента теплоотдачи.

Режим течения в пограничном слое определяет характер изменения теплоотдачи на начальном участке канала, что оказывает существенное влияние на значение среднего коэффициента теплоотдачи, если относительная длина канала  $x/D \leq 30$ .

Для круглого канала при  $x/D \leq 30$  целесообразно использовать расчетные соотношения, полученные на основании обобщения опытных данных по теплоотдаче, обработанных с учетом того, что температура газа на оси короткого канала постоянна и равна температуре газа на входе в канал. При таком методе обработки опытных данных коэффициент теплоотдачи относится к постоянному температурному напору  $\Delta T = T_{\text{гк}} - T_{\text{ст}}$ .

В газовых теплообменниках значительный интерес представляет переходный режим. При значениях  $Re_{D_T} < (1,2 \div 1,5) \cdot 10^5$ , на стенке канала формируется ламинарный, переходный и турбулентный пограничные слои [15].

Теплоотдача в области ламинарного, переходного и турбулентного течений в пограничном слое подчиняется закономерности  $Nu \sim Re^n$ , где  $n = 0,5$  для ламинарного,  $n = 0,8$  для турбулентного течения. В переходной области  $n = 1,0 \div 1,6$ , то есть имеет место существенное увеличение теплоотдачи с ростом числа Рейнольдса  $Re$  [16].

Уравнения часто используются для расчета коэффициента трения  $\zeta$  и числа Нуссельта  $Nu$  для области стабилизированного течения в прямых трубах при различных режимных параметрах, приведены в таблицах 1.3 и 1.4.

Обозначения для таблицы 1.3, 1.4:

$$\text{безразмерная шероховатость стенки трубы } k+ = \frac{\delta \cdot u_f}{\nu}; \quad u_f = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}};$$

$\delta$  - высота шероховатости стенки трубы;

$\tau_w$  - напряжение трения на стенке;

$$\text{безразмерное расстояние от стенки трубы } y+ = \frac{\delta \cdot u_f}{\nu}; \quad y = R - r;$$

$y$  - расстояние от стенки;

$r$  - расстояние от оси круглой трубы радиуса  $R$ ;

$l_{н.г}$  - длина участка гидравлической стабилизации потока;

$U$  - расходная скорость потока, м/с.

В пределах толщины пограничного слоя  $6 < y+ < 300$ :

$$u+ = \frac{u(y)}{u_f} = \frac{1}{0,41} \cdot \text{Ln}(y+) + C^+(k+);$$

$$C^+(k+) = 5,0 - \frac{1}{0,41} \cdot \text{Ln}\left(1 + \frac{k+}{3,4}\right);$$

при  $0 \leq r < 0,8 \cdot R$

$$\frac{u_c - u(r)}{u_f} = \frac{1}{0,41} \cdot \text{Ln}\left\{\left[1 + 2 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right]\right\};$$

$$U = u_c - 4,07 \cdot u_c = \frac{u_c}{1 + 1,44 \cdot \sqrt{\zeta}}.$$

Таблица 1.3 - Характеристики потока для стабилизированного течения в трубе

Автор	Режим течения	формулы
1839 г. Hagen [17], 1841 г. Poiseuille [18]	Ламинарное течение: $Re < 2400$ круглая труба, $d$	$u(r) = 2 \cdot U \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right];$ $\zeta = \frac{64}{Re}$
1922 г. Schiller [19]		$\frac{l_{н.г}}{d \cdot Re} = 0,057$
1978г. Sebeci and Chang [20]	квадратная труба, $a, d = a$	$\frac{l_{н.г}}{d \cdot Re} = 0,033;$ $\zeta = \frac{56,9}{Re}$
	треугольная труба, $a, d = 0,577 \cdot a$	$\frac{l_{н.г}}{d \cdot Re} = 0,040;$ $\zeta = \frac{53,3}{Re}$

Продолжение таблицы 1.3

Автор	Режим течения	формулы
	<p>Турбулентное течение: <math>2400 &lt; Re</math></p> <p>гладкая поверхность: <math>k+ &lt; 5</math></p> <p><math>k+ = \delta \cdot u_f / \nu</math>; <math>y+ = y \cdot u_f / \nu</math></p> <p><math>u_f = (\tau_w / \rho)^{0,5}</math>; <math>y = R - r</math></p>	$u(r) = u_c(n) \cdot \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n}; \quad \frac{l_{\text{н.г.}} \cdot \sqrt{\zeta}}{Re} = 8;$ $\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 1,74 - 2 \cdot \text{Lg}(Re \cdot \sqrt{\zeta}) - 0,8$ $\zeta = \frac{0,316}{Re^{1/4}}$ $\zeta = \frac{0,184}{Re^{1/5}}$
1908 г. Blasius [21]	$Re < 10^5$	
	$10^5 < Re$	
1908 г. Colebrook-White [22]	<p>шероховатая поверхность: <math>5 &lt; k+ &lt; 60</math></p> <p>пограничный слой (<math>6 &lt; y+ &lt; 300</math>)</p>	$\frac{u_c - u(r)}{u_f} = \frac{1}{0,41} \cdot \text{Ln} \left\{ \left[ 1 + 2 \cdot \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \right\}$ $\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 1,74 - 2 \cdot \text{Lg} \left( \frac{0,41}{R} + \frac{18,7}{Re \cdot \sqrt{\zeta}} \right)$ $\frac{1}{\zeta} = 4 \cdot \left[ \text{Lg} \left( \frac{0,41}{7,4 \cdot R} \right) + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]^2$
1990 г. Miller [23]		
1948 г. von Karman [24]	грубо шероховатая поверхность: $60 < k+$	$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 1,74 - 2 \cdot \text{Lg} \left( \frac{0,41}{R} \right)$

Таблица 1.4 - Характеристики теплообмена для стабилизированного течения в трубе

Автор	Режим течения	Pr	Nu
1910 г. Нуссельт [25]			$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m$
1940 г. Norris and Steid [26]	Ламинарный $0 < Re < 2320$		$Nu = 3,66 ; Pe \cdot \frac{D}{L} \leq 12$ $Nu = 1,61 \cdot \left( Pe \cdot \frac{D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} ; Pe \cdot \frac{D}{L} > 12$
1949 г. Аладьев [27]	$Gr \cdot Pr < 3,6 \cdot 10^6$	$0,5 < Pr < 12$	$Nu = 0,74 \cdot Re^{0,2} \cdot Pr^{0,3} \cdot Gr^{0,1}$
1951 г. Михеев [28]	$Gr \cdot Pr < 3,6 \cdot 10^6$		$Nu = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \chi$
1958 г. Мигай [29]	треугольная труба		$Nu = 2,7 ; Pe \cdot \frac{D}{L} \leq 7 ; Nu = 1,5 \cdot \left( Pe \cdot \frac{D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} ; Pe \cdot \frac{D}{L} > 7$
1976 г. Gnielinski [30]	переходной Ламинарный - Турбулентный	$0,5 < Pr < 1,5$ $1,5 < Pr < 500$	$Nu = 0,0214 \cdot (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left[ \left( \frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$ $Nu = 0,012 \cdot (Re^{0,87} - 280) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left[ \left( \frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$
1995 г. Gnielinski [31]			$Nu = (1 - \gamma) \cdot Nu_{Re=2300}^{ламин.} + \gamma \cdot Nu_{Re=10^4}^{турбул.} ; \gamma = (Re - 2300) / 7700 ; 0 \leq \gamma \leq 1$

Продолжение таблицы 1.4

Автор	Режим течения	Pr	Nu
1944 г. Prandtl [32]	турбулентный $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$		$Nu = \frac{\zeta \cdot Re \cdot Pr}{1 + 8,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr - 1)}$
1943 г., 1959 г. Hausen [33, 34], 1976 г. Gnielinski [30]		$0,6 < Pr < 1000$	$Nu = \frac{\zeta \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right]$
1960 г. Петухов-Кирилов [35]		$0,5 < Pr < 200$	$Nu = \frac{Re \cdot Pr}{8 \cdot [1,821 \cdot Lg(Re) - 1,64]^2} \cdot \left( 1 + \frac{900}{Re} \right) + \sqrt{8 \cdot [1,821 \cdot Lg(Re) - 1,64]}$
1970 г. Петухов-Попов [36]		$0,5 < Pr < 200$	$Nu = \frac{Re \cdot Pr}{8 \cdot [1,821 \cdot Lg(Re) - 1,64]^2} \cdot \frac{1,34}{[1,821 \cdot Lg(Re) - 1,64]^2} + \frac{(11,7 + 1,8 \cdot Pr^{-1/3}) \cdot (Pr^{2/3} - 1)}{\sqrt{8 \cdot [1,821 \cdot Lg(Re) - 1,64]}}$
1979 г. Кутателадзе С.С. [37]		$0,5 < Pr < 1000$	$Nu = \frac{0,023 \cdot Re \cdot Pr}{1 + \frac{2,14}{Re} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$
1974 г. Тетельбаум [38]		$0,3 < Pr < 1$	$Nu = 0,022 Re_d^{0,8} Pr^k, \quad k = \frac{0,595}{Pr^{0,126}}$

### 1.5 Течение в каналах с некруглым поперечным сечением

В турбулентном потоке в прямых трубах некруглого поперечного сечения имеет место вторичный поток [39]. Его можно наблюдать с помощью визуализации, например, подкрашивания. Если рассматривать линии одинаковой скорости, изображенные на рисунках 1.18 и 1.19, то можно заметить извилины вблизи углов. Это можно объяснить существованием вторичных течений, как показано на рисунках 1.20 и 1.21.

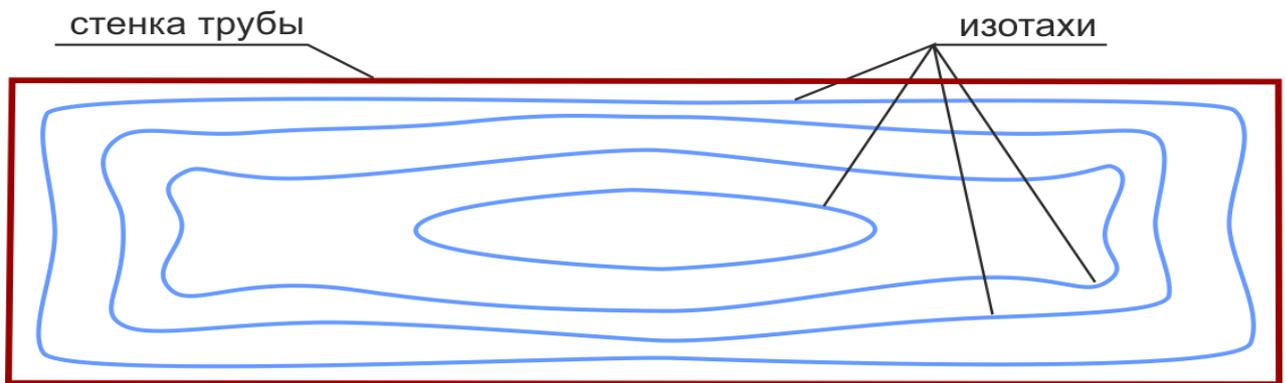


Рисунок 1.18 - Линии постоянной скорости (изотахи) турбулентного потока в трубе прямоугольного поперечного сечения

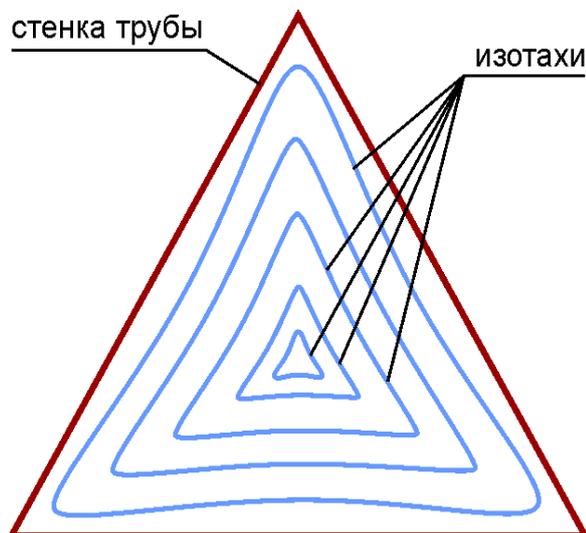


Рисунок 1.19 - Линии постоянной скорости (изотахи) турбулентного потока в трубе треугольного поперечного сечения

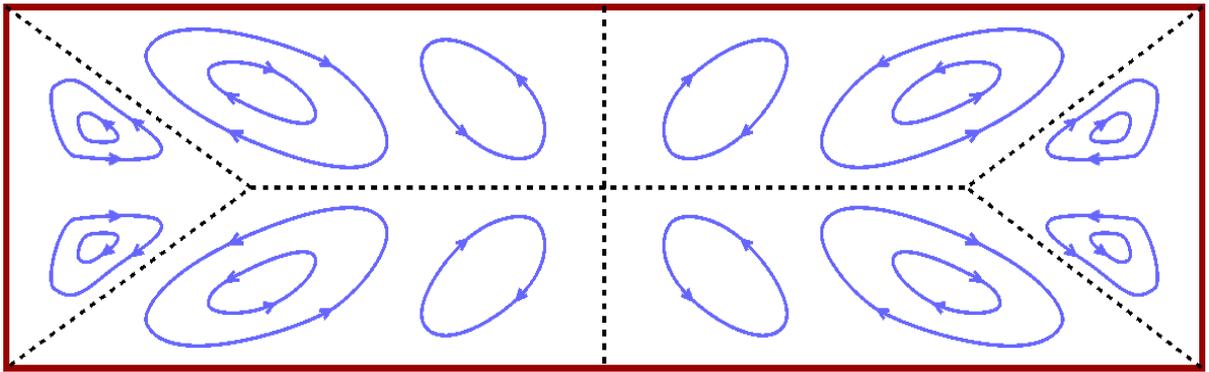


Рисунок 1.20 - Вторичный поток в трубе прямоугольного поперечного сечения, соответствующей рисунку 1.18

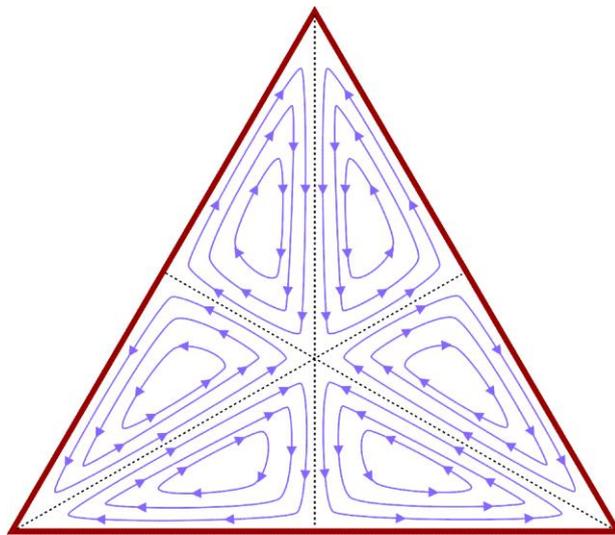


Рисунок 1.21 - Вторичный поток в трубе треугольного поперечного сечения, соответствующей рисунку 1.19

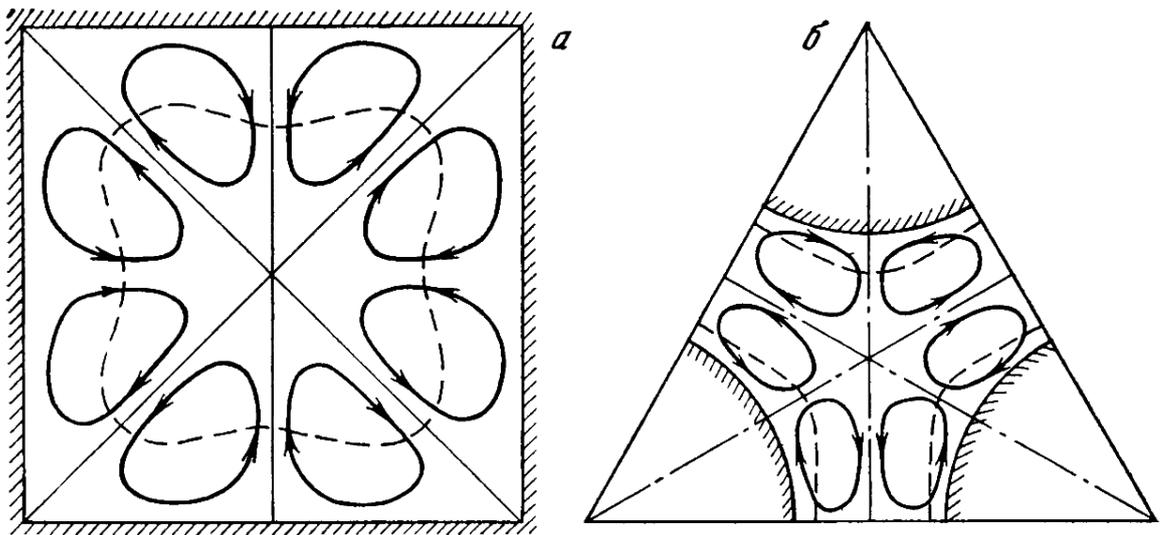
Прандтль [40] первый пытался объяснить причину возникновения вторичных течений, рассматривая анизотропию турбулентности в трубе. В тех областях поперечного сечения потока, где касательное напряжение на границе больше, чем в середине, поток жидкости направляется к центру канала, в то время как в точках, где касательные напряжения меньше, чем в центре, жидкость направляется к стенке. В результате появляется вторичный поток. Howarth [41] объяснил это существованием вторичного потока в прямой некруглой трубе, модифицированной теорией переноса завихренности. Он предположил, что вторичное движение возникает в тех случаях, когда путь перемешивания не

остается постоянным вдоль кривых  $\text{grad } u = \text{const}$  ( $u$  – скорость, параллельная оси трубы).

Турбулентный поток в различных гладких трубах с некруглым сечением был исследован Шиллером [19] и Никурадзе [42]. В некруглой трубе характеристическую длину представляют с помощью среднего гидравлического радиуса. Если вместо радиуса круглой трубы используется средний гидравлический радиус, то закон сопротивления  $\zeta = 0,3164 \cdot \left( \frac{U \cdot D_r}{\nu} \right)^{-0,25}$  можно

применять и для труб любой геометрии с ошибкой в пределах нескольких процентов.

В работе Кутателадзе [10] отмечено, что в каналах с угловыми элементами возникают вторичные вихревые течения. Перераспределение соотношения инерционных и вязкостных сил по сечению канала обуславливает возникновение вторичных течений в случае турбулентного течения в некруглых каналах при переменной кривизне изотах. При вторичных течениях на основное продольное течение накладывается вихревое, и течение приобретает спиральный характер. Количество накладывающихся вихрей зависит от формы канала (рисунок 1.22).



а - квадратный канал;

б - пучок круглых стержней

Рисунок 1.22 - Схемы вторичных течений

В пространстве, ограниченном стенкой, линией максимальной скорости и нормалью к стенке, проходящей через точку максимума скорости, существует вторичное течение. Скорости вторичных течений невелики. Например, в квадратном канале они составляют 2 %, в треугольном — 1,5 %, в пучках круглых стержней — только до 0,6 % от средней осевой скорости потока [2]. При ламинарном же течении вторичные течения отсутствуют.

В специальных случаях нужно определять локальную теплоотдачу по периметру канала. В каналах с продольно расположенными круглыми стержнями участок стабилизации может быть весьма значительным и при определенных условиях охватывать всю длину канала. Тогда для течения неметаллических жидкостей в продольном пакете цилиндрических стержней эмпирическая зависимость, составленная по экспериментальным данным для 63 объектов, имеет вид [43]:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Pr}^{0,8} \cdot \text{Re}^{0,7} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{D_r}{d}\right) \right].$$

Для треугольной решетки стержней:

$$\frac{D_r}{d} = \frac{2 \cdot \sqrt{3}}{\pi} \cdot \left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1$$

где  $d$  - диаметр стержня,  $s$  - расстояние между осями соседних стержней (шаг решетки).

## 1.6 Теплофизические особенности газовых теплоносителей

Число Прандтля  $Pr = \frac{\nu}{a}$  является важным критерием для конвективного теплообмена. Для жидкометаллических теплоносителей  $Pr \approx 0,005 \div 0,05$ , для газов при невысоких давлениях  $Pr \approx 0,6 \div 1,0$ , для неметаллических капельных жидкостей  $Pr \approx 1,0 \div 200$  и более.

Из кинетической теории газов известно, что при использовании модели одноатомного газа, представляющего собой твердые сферические молекулы, число Прандтля равно  $2/3$ . У чистых газов (водород, гелий, аргон, ксенон и т.п.) и у воздуха значение критерия Прандтля в широком диапазоне температур ( $250 \div 1500$  К) находится в пределах  $Pr \approx 0,65 \div 0,73$ . При смешивании двух одноатомных газов с малой и большой молекулярной массой можно получить смесь с более низким критерием Прандтля, чем у простых газов [44]. Например, для смесей гелий-аргон (He-Ar), гелий-криптон (He-Kr), гелий-ксенон (He-Xe) критерий Прандтля варьируется от 0,2 до 0,67 в зависимости от процентного состава компонентов. Причем каждая смесь может обладать своим уникальным минимальным значением критерия Прандтля при определенном составе. Интерес к инертным газам объясняется тем, что они химически инертны и позволяют избежать проблем с загрязнением окружающей среды и коррозией, а также обеспечить безопасность работы установки в отличие от бинарных смесей с водородом. При всех достоинствах смесей инертных газов они имеют один существенный недостаток – очень высокую стоимость.

Особыми следует считать смеси легких и тяжелых газов, для которых  $Pr_{\min} \approx 0,168$  (смесь водорода и ксенона), а также  $Pr_{\min} \approx 0,209$  для смеси гелия и ксенона [45], представленных на рисунке 1.23 [46, 47], для расчета течения и теплообмена которых, имеется весьма ограниченное количество работ [48-53].

В работе [54] рассматриваются особенности теплообмена смеси гелия и ксенона как рабочего тела в цикле Брайтона.

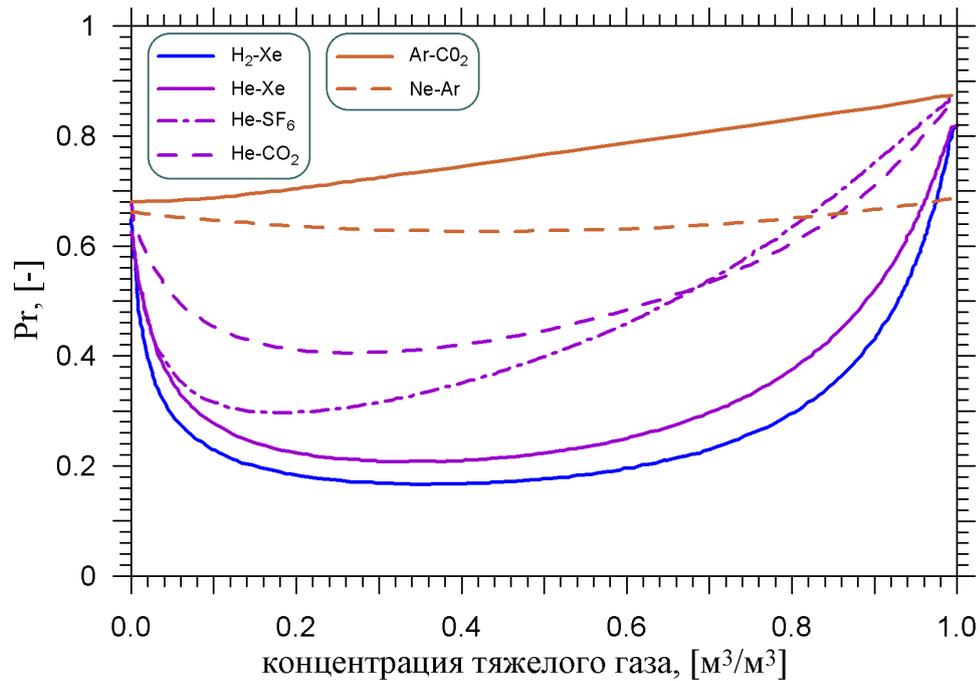


Рисунок 1.23 - Зависимости числа Pr от концентрации компоненты тяжелого газа для различных бинарных смесей газов

Стабилизация профиля температуры существенно зависит от числа Pr. Для случая течения газов с  $Pr < 1,0$  длины гидродинамического и теплового начальных участков неодинаковы, тепловой слой формируется позже гидродинамического. На рисунке 1.24 показана схема формирования теплового и гидродинамического слоев при  $Pr < 1,0$  на начальном участке канала.

Так, для течения газов при  $Pr = 1,0$  длины гидродинамического и теплового начальных участков одинаковы [55]. В работе [56] для расчета длины гидродинамического начального участка в трубах при  $Pr = 0,7 \div 10$  и  $Re = 10^4 \div 1,2 \cdot 10^5$  используют:

$$Re \leq 5 \cdot 10^4 \quad l_{н.г}/D = 4,5 \cdot 10^5 / Re;$$

$$Re > 5 \cdot 10^4 \quad l_{н.г}/D = 0,6 \cdot Re^{0,25}.$$

Авторы [57] для случая  $T_{ст}/T_0 = 1,0$  и  $Pr = 1,0$  рекомендуют формулу:

$$l_{н.г}/D = l_{т.г}/D = 1,35 \cdot Re^{0,25},$$

в диапазоне значений чисел Рейнольдса  $Re = 10^4 \div 2 \cdot 10^5$ .

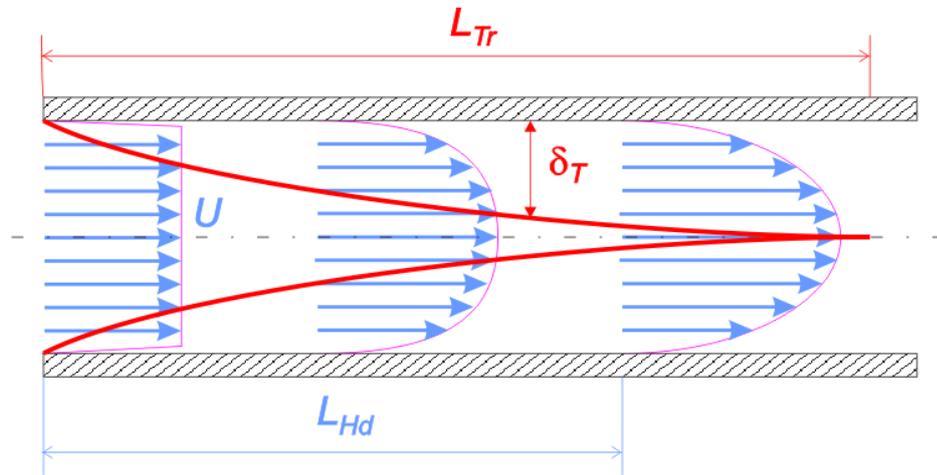


Рисунок 1.24 - Схема формирования теплового и гидродинамического слоев для случая  $Pr < 1$  на начальном участке канала

Имеющиеся в настоящее время данные по теплоотдаче при вынужденной конвекции жидкостей и газов относятся либо к теплоносителям с числами Прандтля порядка единицы и более ( $Pr \geq 0,67$ ), либо к жидкометаллическим теплоносителям с числами Прандтля, существенно меньшими единицы ( $Pr \sim 0,01$ ). В связи с пониженными значениями числа Прандтля распределение температурного поля по сечению канала для бинарных газовых смесей приобретает черты, характерные для жидких металлов, то есть изменение температуры существенно не только в пристенной области, но и в ядре потока. С уменьшением относительного вклада турбулентного переноса и увеличением вклада молекулярной теплопроводности при низких числах Прандтля, зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса становится более слабой, и применение расчетных зависимостей, разработанных для области  $Pr \geq 0,67$ , становится некорректным. Однако нельзя полностью пренебречь вязкостными силами и использовать зависимости, характерные для жидких металлов [58].

К сожалению, экспериментальные данные со смесями с  $Pr = 0,2 \div 0,3$  практически отсутствуют и для одиночных труб различной формы, и для пучков стержневых сборок.

### **1.7 Методы исследования температурных полей в каналах сложной формы при различных режимах течения и теплообмена**

В современных теплообменных устройствах в связи с требованиями экологичности, экономичности, компактности приходится иметь дело с конструктивными решениями, при которых геометрия проходных теплообменных каналов имеет сложную форму. Одними из наиболее трудных объектов для теоретического описания и экспериментального исследования являются процессы теплообмена в каналах сложной геометрии, наиболее часто используемые в теплообменных устройствах различного назначения [59].

Теоретические исследования процессов теплообмена при нестационарных режимах, в каналах сложной формы, свойственных большинству стержневых тепловыделяющих сборок, устройств в различных отраслях промышленности, представляют значительные трудности. Для оценки не рекомендуется использовать известные теоретические и экспериментальные зависимости, полученные для каналов круглой формы. Поле температур проблематично рассчитать даже в простых гидродинамических приближениях, а на практике небольшие изменения в методах расчета приводят к значительным расхождениям, поэтому анализ часто проводится с помощью упрощенных моделей и приближенных методов [60].

Численные исследования течений в устройствах со сложной теплообменной поверхностью не всегда адекватны, поскольку недостаточно входных параметров - достоверных данных. В том числе для численных расчетов отдельной задачей является построение оптимальных расчетных сеток, описывающих теплообменную поверхность.

Данные по температурным полям в таких каналах теплообменников можно получить на основе решения трехмерных сопряженных задач тепло- и массообмена. Реализация этих задач сопряжена с очень большими методическими трудностями. Как правило, применение трехмерных моделей для определения поля температур затруднительно из-за большого объема промежуточных операций и длительности выполнения расчетов, что приводит к погрешностям,

связанным с накоплением ошибок вычисления. Определение температурных полей состоит в решении задач теплопроводности с соответствующими граничными условиями, определяемыми экспериментально. Однако выполненных исследований по теплообмену в подобных условиях крайне мало, и все они относятся к конкретным конструктивным элементам и теплоносителям [61].

Экспериментальное исследование температурных полей в опытных участках теплообменника в широком диапазоне изменения режимных параметров позволяет на основе полученных экспериментальных полей температур и решения внешней обратной задачи теплообмена восстановить граничные тепловые потоки и коэффициенты теплоотдачи на исследуемых поверхностях.

При проведении экспериментов по изучению особенностей тепло- и массопереноса в каналах сложной формы возникают определенные трудности. Не всегда может быть измерена истинная (термодинамическая) температура объекта исследования контактным методом [62, 63], вследствие нежелательного или невозможного контакта датчика с объектом, например, размеры и форма объекта таковы, что представляют собой "черный ящик", внутри которого разместить датчики не представляется возможным, либо при размещении датчиков существенно искажается движение потока, а как следствие, температурное поле объекта. Либо контактный датчик в силу своей инерционности не может зарегистрировать изменение температуры с требуемой скоростью и точностью, если процессы быстропротекающие.

Поэтому в настоящее время все большее распространение получают бесконтактные методы определения температуры [64, 65, 66, 67, 68], основанные на регистрации различных участков спектра теплового излучения объекта. Существуют определенные трудности при использовании таких бесконтактных методов. Необходимо учитывать то, что коэффициент излучения зависит от направления, в котором наблюдается излучающая поверхность и от температуры этой поверхности [69]. Должна быть известна тепловая инерционность термодатчика [70], а также необходимо знать теплопередачу вдоль термодатчика [71].

Разработанные методики проведения экспериментов с применением тепловизионной техники [72, 73] работают в узкой области, определенном направлении, не универсальны, исследования проводят при высоких температурах, измерения проводят на поверхности каналов или элементов, имеют сложные в изготовлении преобразователи температуры, и, как правило, используются для проведения измерений температурных полей газовых потоков при стационарных режимах.

Одним из оптимальных методов экспериментального изучения эффективности теплообмена коротких каналов сложной геометрии при использовании смеси газов в качестве теплоносителя является тепловизионный метод.

### **Постановка задач исследования**

В результате проведенного анализа результатов теоретических и экспериментальных работ сформулированы следующие задачи настоящего исследования:

1. Разработка и апробация панорамного тепловизионного метода для определения температурных характеристик газового потока на выходе из каналов различных форм, а также стержневых тепловыделяющих сборок.
2. Разработка схем, изготовление и отладка экспериментальных стендов для исследования особенностей теплообмена при вынужденном течении газов в одиночных каналах круглой и квазиправильной формы, а также в стержневой тепловыделяющей сборке с применением разработанного панорамного тепловизионного метода.
3. Экспериментальное исследование теплообмена и трения при вынужденном течении газов в коротких каналах сложной формы и сборке тепловыделяющих элементов.
4. Определение особенностей процессов теплообмена газовых смесей с малыми значениями чисел Прандтля в каналах круглой и треугольной форм.

## ГЛАВА 2 ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ УСТАНОВОК. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Применительно к практике эксплуатации компактных теплообменных аппаратов, газовых реакторов, систем кондиционирования воздуха скорость изменения температуры при изменении тепловой нагрузки будет определяться теплоемкостью конструктивных элементов. Для переходных режимов работы и режимов аварийных ситуаций, общая сложная картина влияния тепловой инерционности конструкции, внутреннее перераспределение газового потока по длине и поперечному сечению, наличие и время возникновения конденсата, а также другие особенности процессов могут быть легко зафиксированы на термограммах.

Исследование процессов, протекающих в каналах различного поперечного сечения, проводилось на нескольких рабочих участках:

- цилиндрической трубе при условии  $q_{ст} = const$ ;
- сборке тепловыделяющих элементов при условии  $q_{ст} = const$ ;
- канале квазитреугольного поперечного сечения при условии  $T_{ст} = const$ .

## 2.1 Экспериментальная установка для исследования теплообмена при вынужденном течении газа в каналах различного поперечного сечения

На рисунке 2.1 представлена принципиальная схема экспериментальной установки, разработанной для изучения неізотермического течения газа в каналах различного поперечного сечения и длины, с использованием панорамного метода диагностики температурного поля газового потока.

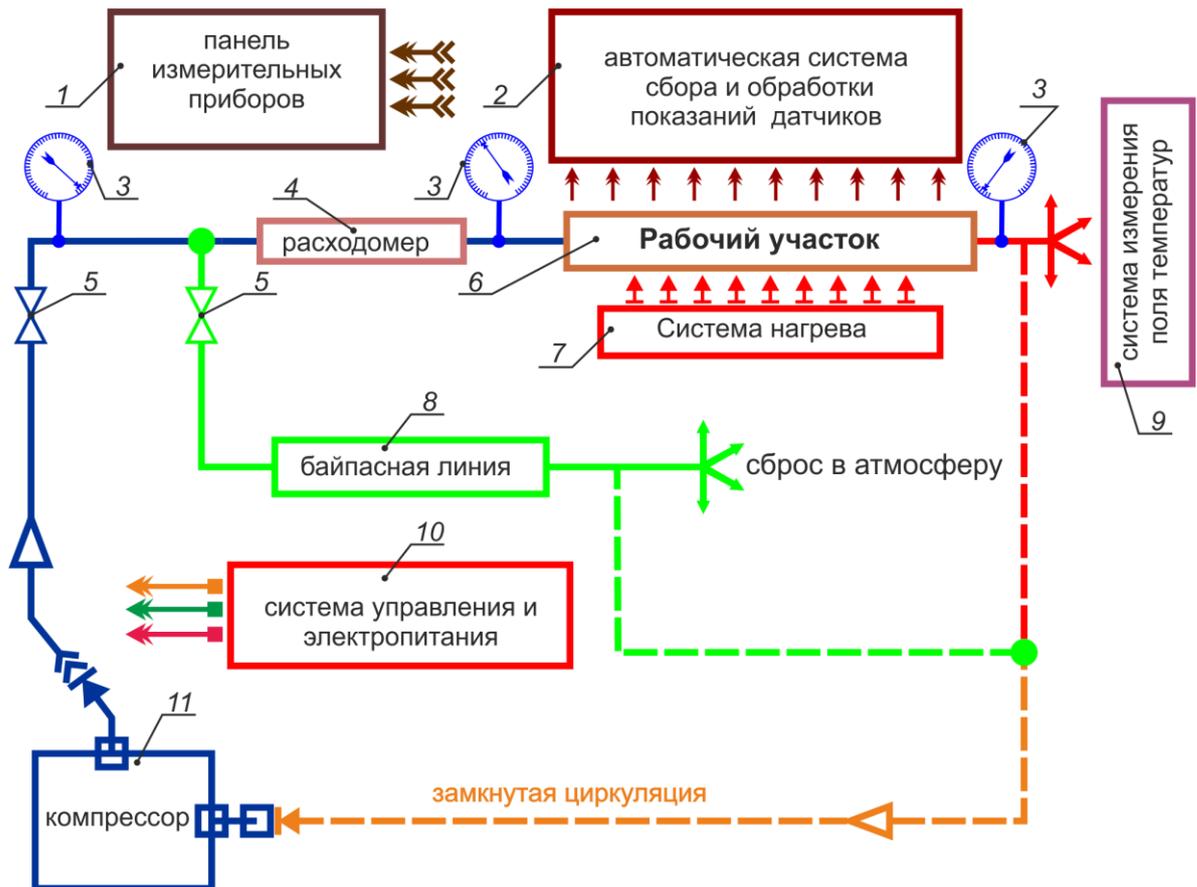


Рисунок 2.1 - Принципиальная схема экспериментальной установки: 1 - панель измерительных приборов, 2 - автоматическая система сбора и обработки показаний датчиков, 3 - образцовый манометр, 4 - расходомер, 5 - вентиль, 6 - рабочий участок, 7 - система нагрева, 8 - байпасная линия, 9 - система измерения поля температур, 10 - система управления и электропитания, 11 - компрессор

Газ, компрессором 11 марки АВN R-Меко-250 подавался в рабочий участок 6 через регулятор расхода 4. На выходе из рабочего участка устанавливалась

кассета с сеткой-термоприемником в составе блока системы измерения поля температур 9 и медь-константановая термопара, закрепленная в центре сетки термоприемника. Давление и расход газа на входе в рабочий участок плавно регулировались с помощью игольчатых вентиляей 5, расположенных на выходе из компрессора и байпасной линии 8. Тепловой режим задавался с использованием системы обогрева 7, которая обеспечивала постоянный тепловой поток на стенке канала  $q_{ст} = const$ . Заранее установленный расход газа, измерялся с помощью газового счетчика - расходомера 4 марки «Тритон-газ СГМ-4». Перепад давления между входом и выходом измерялся образцовым манометром 3 класса точности 0,5. Температура газа на входе/выходе в рабочий участок измерялась медь-константановой термопарой [74] с диаметром проволоки 0,1 мм. С помощью тепловизора в выходном сечении фиксировалось поле температур потока газа. При измерениях поля температур с помощью тепловизора использовалась открытая циркуляция газа. Установка включала в себя панель измерительных приборов 1, автоматическую систему сбора и обработки показаний датчиков 2, систему управления и электропитания 10.

На рисунке 2.2 представлена схема цилиндрического рабочего участка внутренним диаметром 19 мм и длиной 0,505 м.

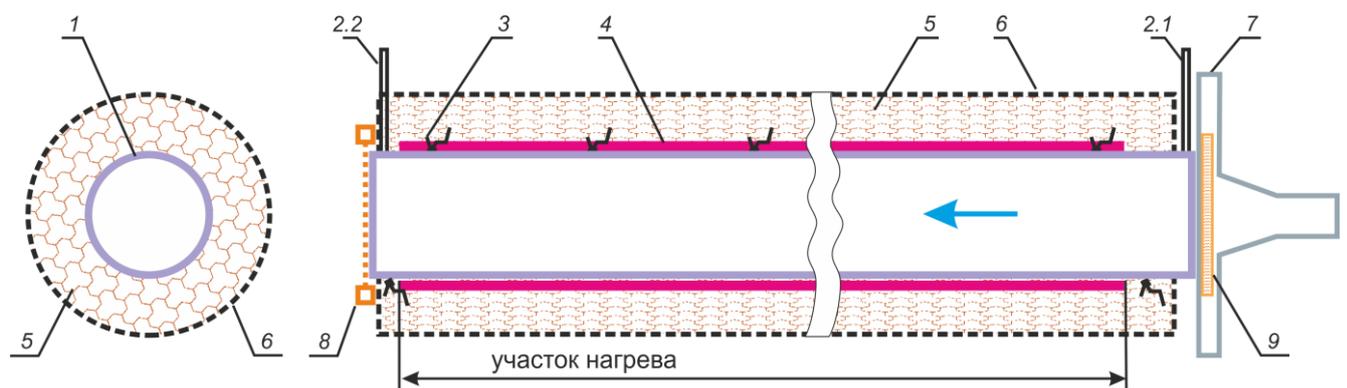
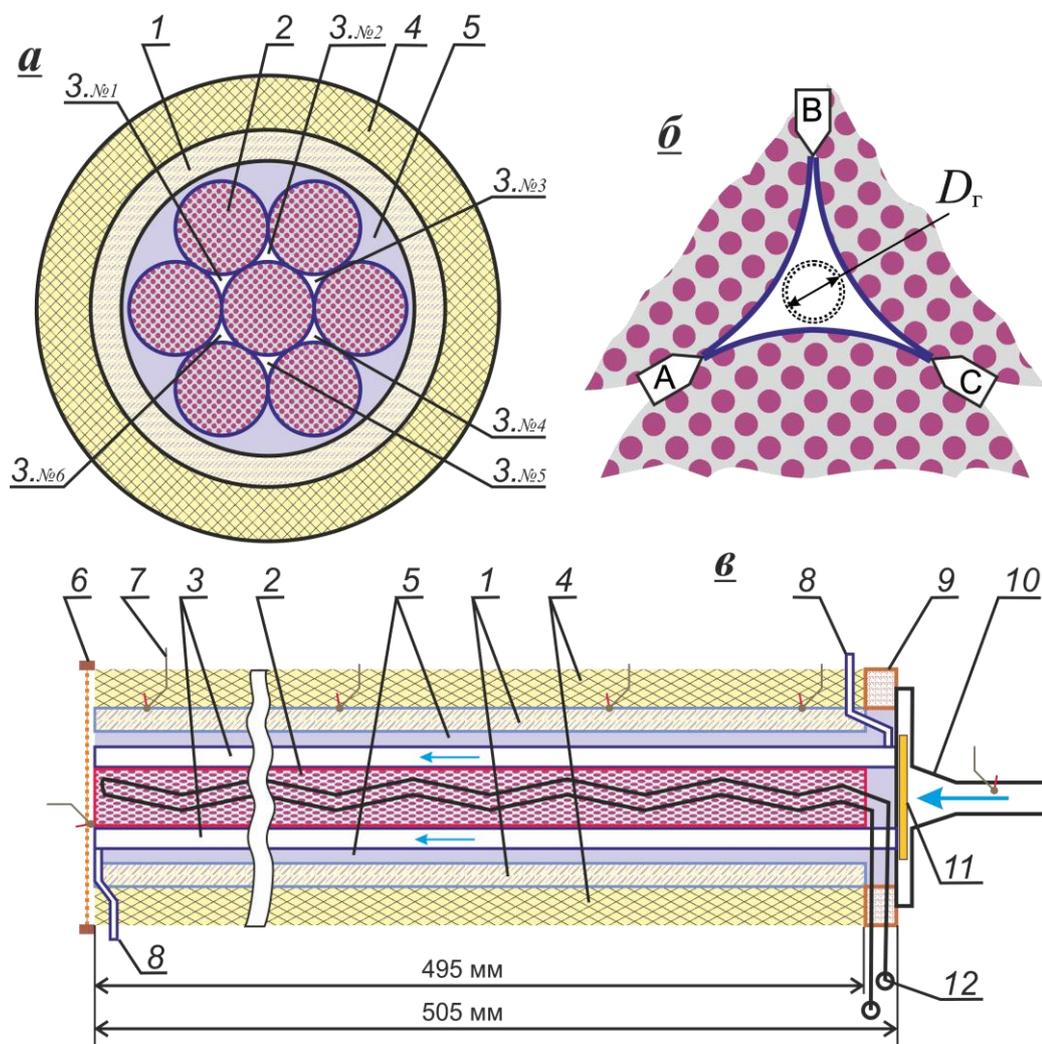


Рисунок 2.2 - Схема цилиндрического рабочего участка. 1 - кварцевая труба, 2.1, 2.2 - капилляры для отбора давления, 3 - термопары, 4 - электронагреватель из нихромовой спирали, 5 - каолиновая вата, 6 - стеклоткань, 7 - входной фланец, 8 - кассета с сеткой-термоприемником, 9 - сборка из сеток

Для задания ударного профиля скорости на входе в рабочий участок во фланце 7 устанавливалась сборка 9 из набора латунных сеток с размером ячейки  $309 \times 309$  мкм и диаметром нитей 80 мкм. В центре потока на расстоянии 1 мм от сборки находился рабочий спай медь-константовой термопары, с помощью которой определялась температура потока на входе в рабочий участок. Нагрев газа в круглом канале 1, выполненном из кварцевой трубки внутренним диаметром 19 мм с толщиной стенки 1,5 мм, производился с помощью равномерно намотанной на внешнюю поверхность трубки спирали 4 из нихромовой проволоки диаметром 300 мкм, общим сопротивлением 430 Ом. Длина обогреваемого участка канала составляла  $l_{об.уч} = 0,459$  м. Мощность нагрева регулировалась с помощью лабораторного электротрансформатора и измерялась ваттметром марки АСМ-8003. Вплотную к выходному торцу кварцевой трубки 1 перпендикулярно газовому потоку размещалась кассета с сеткой - термоприемником 8. На расстоянии 60 мм от выходного сечения канала размещался тепловизор марки NEC TH7100 с макрообъективом, с помощью которого фиксировались термограммы и записывались на компьютер. Обработка термограмм производилась в соответствии с методикой, изложенной ниже в пункте 2.4. В качестве теплоизоляции использовали каолиновую вату 5 толщиной 12 мм ( $\lambda_{вата} = 0,02$  Вт/м·К) с обмоткой из стеклоткани 6. Тепловые потери на рабочем участке, определялись по значениям температуры на внешней стенке кварцевой трубки. Температуры стенки в различных сечениях по длине трубки измерялись термопарами 3. Тарировочные зависимости тепловых потерь от разности температуры стенки и воздуха в комнате определялись перед проведением основной серии опытов.

Схема рабочего участка для исследования теплообмена в сборке из цилиндрических нагревателей показана на рисунке 2.3. В кварцевую трубу общей длиной  $L_{тр} = 0,505$  м и внутренним диаметром 19 мм помещалась сборка из семи цилиндрических нагревателей, между которыми формировалось шесть каналов квазитреугольного поперечного сечения (№ 1 ÷ № 6).



а - поперечное сечение;

б -  $D_r$  канала квазитреугольного сечения;

в - продольное сечение

Рисунок 2.3 - Сечение канала и распределение цилиндрических нагревателей.

1 - кварцевая трубка, 2 - нагреватель, 3 - канал для потока воздуха,  
 4 - теплоизоляция, 5 - воздушная прослойка, 6 - кассета с сеткой  
 термоприемником, 7 - медь-константановая термопара, 8 - капилляры отбора  
 давления, 9 - колодка вывода проводов, 10 - входной патрубок, 11 - пористая  
 вставка, 12 - нихромовая проволока

Нагреватели изготавливались из кварцевой трубки диаметром 5,9 мм, длиной 0,5 м, массой ~ 16 г и заполнялись порошком оксида алюминия ( $Al_2O_3$ ) массой ~ 28 г. Нагрев осуществлялся нихромовой проволокой диаметром 0,3 мм длиной ~ 1 м (электрическое сопротивление ~ 1,1 Ом). Характерное время прогрева

нагревателя порядка  $150 \div 200$  сек. Вывод проводов осуществлялся через колодку 9. Течение организовано таким образом, что газ протекал только через шесть каналов квазитреугольного поперечного сечения образованных нагревателями. Между кварцевой трубкой и нагревателями имелась воздушная прослойка. Для уменьшения тепловых потерь, кварцевая труба теплоизолировалась каолиновой ватой толщиной 7 мм. Во входном патрубке размещалась пористая вставка, для создания ударного профиля скорости. Вплотную к выходному торцу газовых каналов перпендикулярно течению потока устанавливалась кассета с сеткой термодатчиком из латунной проволоки диаметром 80 мкм с размером ячеек  $309 \times 309$  мкм, на которой фиксировалось температурное поле газового потока с помощью тепловизионной аппаратуры.

Соотношение размеров между проходным каналом и кругом с диаметром равным гидравлическому  $D_g$ , показано на рисунке 2.3 б. Штриховыми линиями показаны окружности для минимального и максимального гидравлического диаметра.

Общий эквивалентный гидравлический диаметр каналов проходного сечения сборки 0,72 мм. Общая площадь проходного сечения всех каналов  $9,77 \text{ мм}^2$ , теплообменная поверхность каналов  $0,0268 \text{ м}^2$ . Длина обогреваемого участка трубки составляла 0,495 м. Значения гидравлических диаметров, площадей и периметров каждого из проходных каналов квазитреугольного поперечного сечения по данным планиметрических измерений фотографий выходных сечений, приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Параметры проходных каналов

№ канала (рисунок 2.3)	Гидравлический диаметр канала, мм	Площадь сечения канала, $\text{мм}^2$	Смоченный периметр канала, мм
1	0,63	1,42	9,02
2	0,79	1,78	9,01
3	0,83	1,86	9,02
4	0,68	1,53	9,02
5	0,73	1,65	9,02
6	0,68	1,54	9,02
сборка	0,72	9,77	54,10

Отбор статического давления производился образцовыми манометрами (класс точности 0,5) на входе и выходе из сборки каналов. Величина нагрева для каждого нагревателя (максимальная мощность до 10 Вт на каждый) плавно регулировалась с помощью многоканального источника постоянного тока "Актаком - 10". Ток и напряжение на нагревателе измерялись мультиметром марки RIGOL (точность измерений тока 10 мА, точность измерений напряжения до 10 мВ). Температура на входе и выходе (рисунок 2.4) из многоканальной сборки измерялась медь-константановой термопарой.

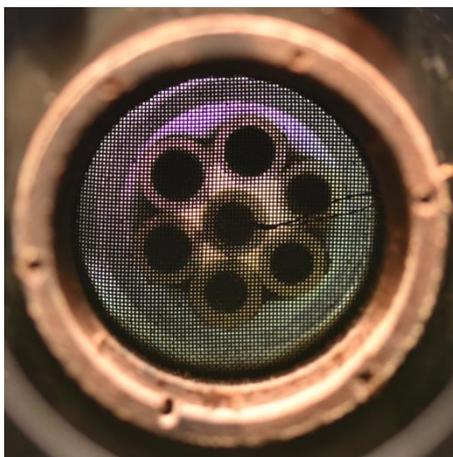


Рисунок 2.4 - Фотография выходного поперечного сечения рабочего участка сборки

## 2.2 Экспериментальная установка для исследования теплообмена при вынужденном течении газа в канале квазитреугольного поперечного сечения

На рисунке 2.5 представлена принципиальная схема экспериментальной установки, разработанной для изучения теплообмена при течении газа в каналах с постоянной температурой стенки, с использованием панорамного метода диагностики температурного поля газового потока.

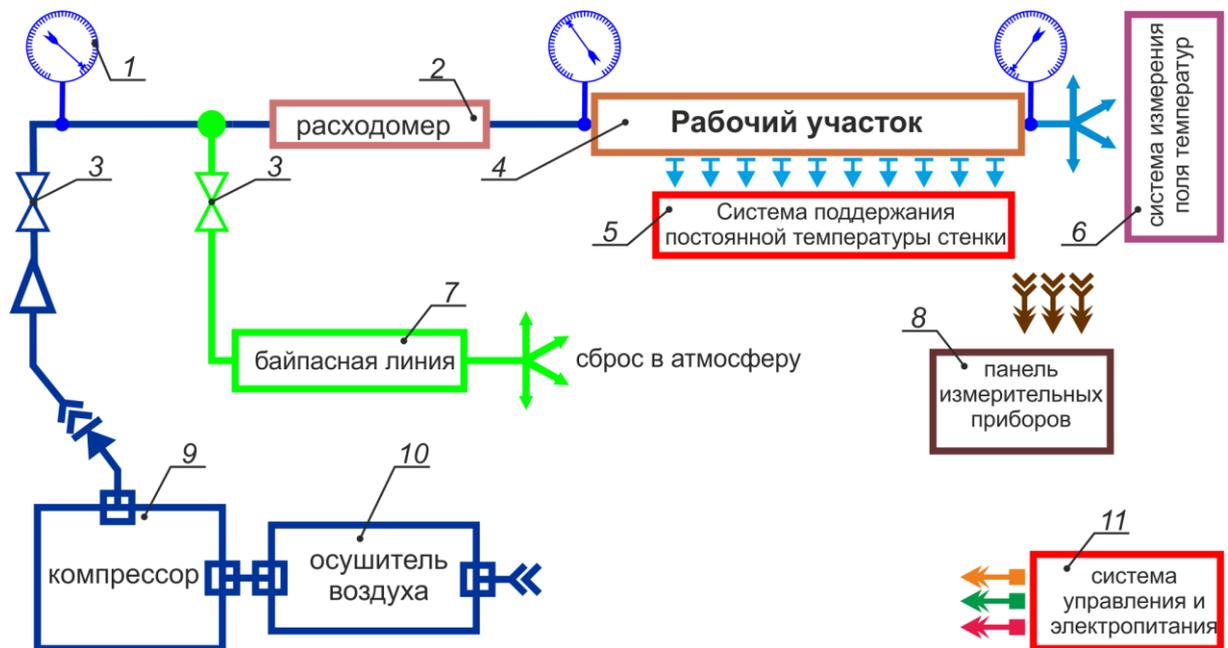


Рисунок 2.5 - Принципиальная схема экспериментальной установки:

1 - образцовый манометр, 2 - расходомер, 3 - вентиль, 4 - рабочий участок, 5 - система охлаждения, 6 - система измерения поля температур, 7 - байпасная линия, 8 - панель измерительных приборов, 9 - компрессор, 10 - осушитель воздуха

Газ подавался в рабочий участок 4 компрессором 9 марки ABN R-Meko-250. На входе в компрессор устанавливался силикагеливый осушитель 10. Давление и расход газа на входе в рабочий участок задавались с помощью регулирующих игльчатых вентилялей 3, расположенных на выходе из компрессора 9 и на байпасной линии 7. Для поддержания постоянной температуры стенки использовалась система охлаждения 5. Вплотную к выходному торцу рабочего

участка 4 перпендикулярно газовому потоку размещалась кассета с сеткой-термоприемником. Установка включала в себя панель измерительных приборов 8, систему управления и электропитания 11. Расход газа измерялся с помощью объемного газового счетчика - расходомера 2 марки «Тритон-газ СГМ-4». Давление на различных участках контура измерялось образцовыми манометрами 1 класса точности 0,5. Температура на входе/выходе в рабочий участок измерялась медь-константановой термопарой с диаметром проволоки 0,1 мм. С помощью тепловизора 6 в выходном сечении фиксировалось поле температур потока газа. В экспериментах использовалась открытая циркуляция воздуха.

Исследование теплообмена в каналах сложной геометрии, используемых для проектирования компактных теплообменных аппаратов, проводилось на канале квазитрехугольного поперечного сечения, представленном на рисунке 2.6.

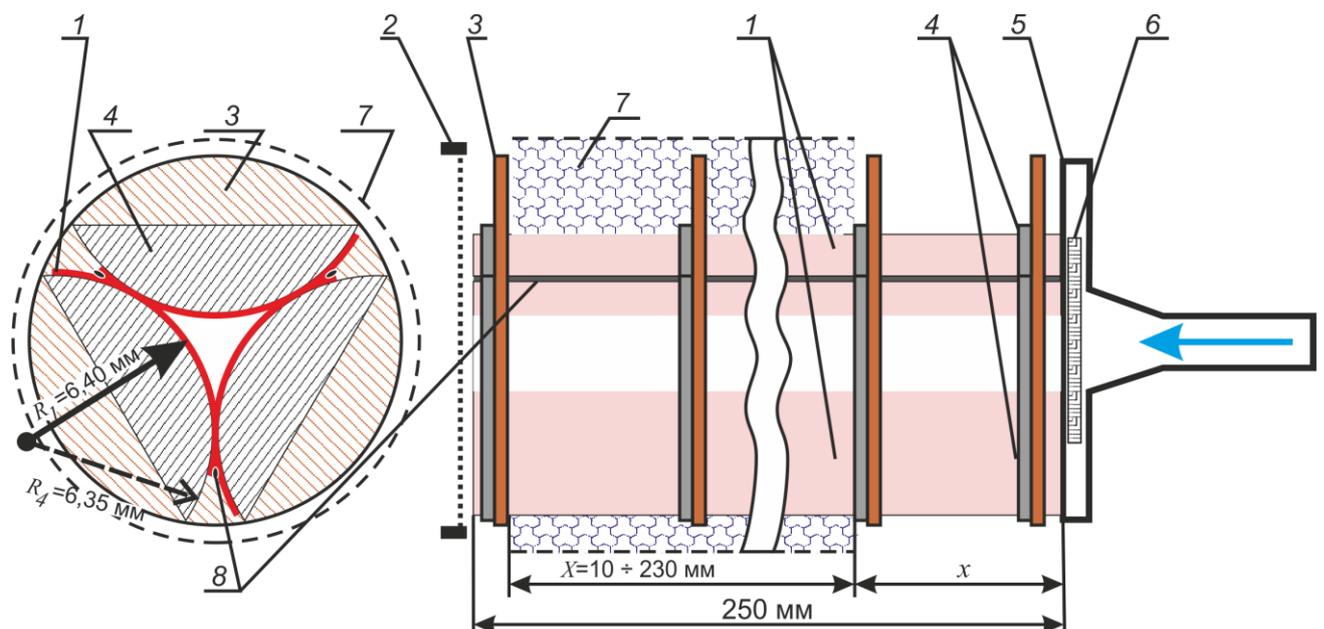


Рисунок 2.6 - Схема канала квазитрехугольного поперечного сечения. 1 - стенка канала, 2 - кассета с сеткой-термоприемником, 3 - монтажный диск, 4 - формообразующие вставки, 5 - переходной патрубков, 6 - пористая вставка, 7 - термостабилизирующая засыпка, 8 - пайка по соединительному шву

Стенки канала выполнены из трех полос медной фольги 1 толщиной 50 мкм, длина канала составила 250 мм. Форма канала задавалась тремя

формообразующими вставками 4 в виде сегментов круга с радиусом кривизны  $R^* = 6,35$  мм. Вставки центрировались с помощью монтажного диска 3, радиус кривизны канала квазитреугольного сечения составил  $R_{ст} = 6,4$  мм. Канал герметизировался пайкой по соединительному шву 8. Неизменность температуры стенки  $T_{ст} = 0^\circ\text{C}$  поддерживалась с помощью термостабилизирующей засыпки 7 (смесь мелкозернистых частиц льда с водой). Термостабилизирующие свойства засыпки сохранялись в течении  $200 \div 800$  секунд в зависимости от режимов течения и температуры потока воздуха в канале. Длина теплообменного участка  $X$  регулировалась от 10 до 230 мм. Площадь теплообменной поверхности  $H$  этого участка составляла  $200 \div 4600$  мм<sup>2</sup> (2.1), остальная часть канала теплоизолировалась каолиновой ватой толщиной 12 мм.

$$H = X \cdot \Pi, \quad (2.1)$$

где  $X$  - длина теплообменного участка,  $\Pi$  - смоченный периметр, который рассчитывался по формуле (1.2).

$$\Pi = 3 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{6} = 20,1 \text{ мм}.$$

Гидравлический диаметр  $D_r$  (1.3) канала квазитреугольного поперечного сечения 1,31 мм (рисунок 2.7):

$$D_r = \frac{4 \cdot S}{\Pi} = 1,31 \text{ мм},$$

где  $S$  - площадь проходного сечения канала (1.1):

$$S = R^2 \cdot (\sqrt{3} - 0,5 \cdot \pi) = 6,6 \text{ мм}^2.$$

Для обеспечения тепловой развязки канала с сеткой-термоприемником обеспечивался зазор порядка 3 мм между выходным сечением и краем термостабилизирующей засыпки 7. Для выравнивания скоростей потока на входе в канал в переходном патрубке 5 устанавливалась пористая вставка 6. Вплотную к выходному торцу канала устанавливалась кассета с сеткой-термоприемником 2 из латунной проволоки диаметром 80 мкм с размером ячеек  $309 \times 309$  мкм.

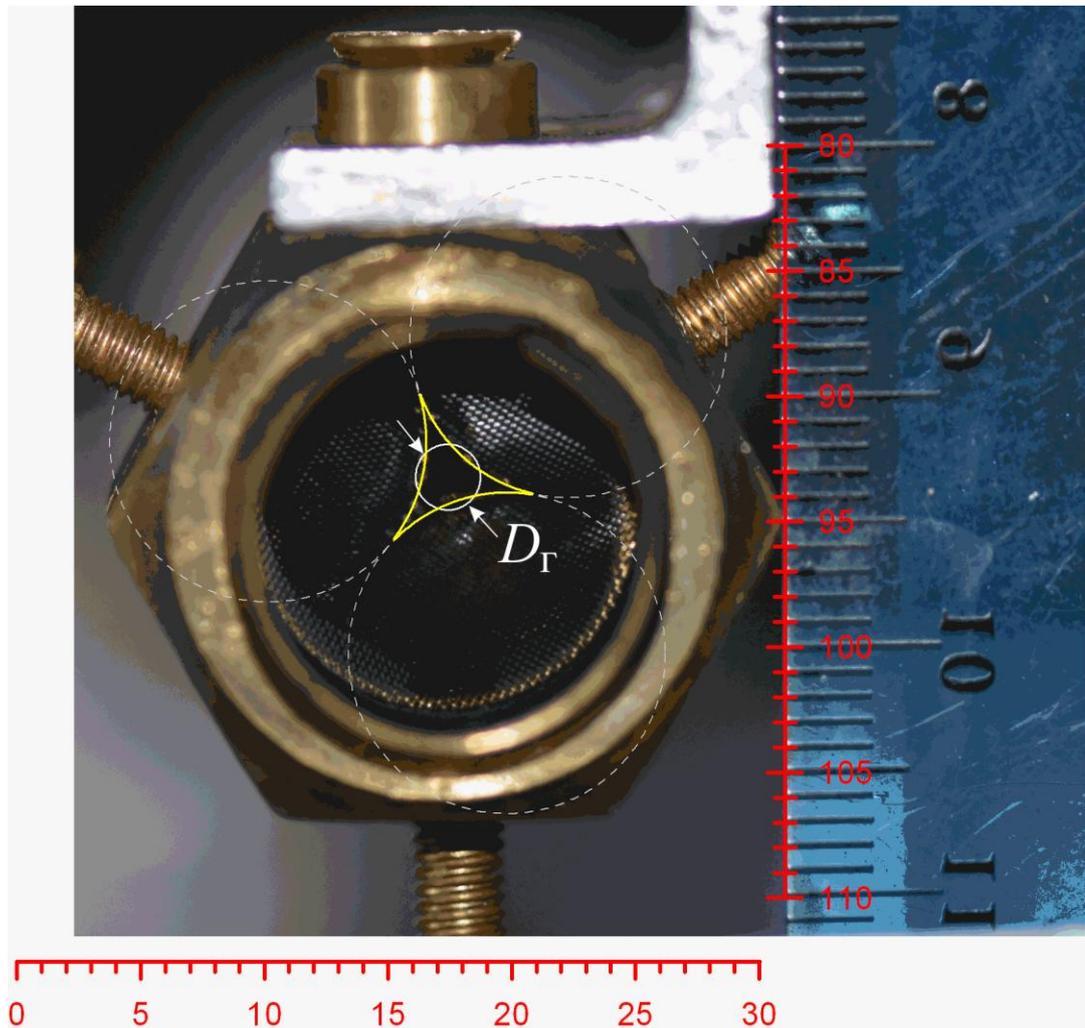


Рисунок 2.7 - Фотография канала квазитреугольного поперечного сечения

Отбор статического давления производился образцовыми манометрами (класс точности 0,5) на входе и выходе из канала. Температурное поле фиксировалось с помощью тепловизора NEC TH7100 (время экспозиции 30 мс) и медь-константановой термопары. Температура потока воздуха на выходе канала вычислялась по данным термограмм. Тонкая медная фольга обеспечивала достаточно точное выполнение условий  $T_{ст} = const$ , продольные неоднородности температур выравнивались за счет высокой теплопроводности меди и малой разности температур на стенке канала.

### 2.3 Экспериментальный стенд и методика измерений теплогидравлических характеристик смеси гелия с тяжелым газом при течении в каналах различного поперечного сечения

Исследование закономерностей течения и теплообмена газов и газовых смесей в каналах различной формы проводились на стенде, схема которого представлена на рисунке 2.8. Основными элементами стенда являются: безмасляный компрессор мембранного типа 16 марки ABN R-Меко-720, обеспечивающий циркуляцию газовой среды в герметичном контуре; рабочий участок 7, как сменный элемент; водяной охладитель газа 11, 12 для отвода тепла от газов и газовых смесей; фильтр 17 для защиты компрессора и измерительного оборудования, установленного в контуре, от воздействия механических частиц; ресивер 13 для гашения пульсаций компримированной газовой среды; ресивер 24 для эвакуации из контура газовой среды на период замены рабочего участка или его модификации; электронагреватель газового потока в каналах и сборках 8, обеспечивающий граничные условия  $q = \text{const}$ ; двухступенчатый вакуумный насос 19 для предварительного вакуумирования, а также перекачки газовых смесей из контура в ресивер. Для измерения характеристик потока использовались: образцовые стрелочные манометры 3 марки 1227 класса точности 0,25 для измерения перепада давления  $\Delta P$ , индивидуально проградуированные хромель-алюмелиевые и медь-константановые термопары [74] в комплекте со стационарным цифровым мультиметром типа RIGOL для измерения температур; измеритель-регулятор 6 Bronkhorst EL-FLOW для точного регулирования и измерения массового расхода газового потока на рабочем участке; цифровые мультиметры 2 типа АКТАКОМ АМ-1097 для точного измерения вольт-амперных характеристик трубчатого электронагревателя газовой среды.

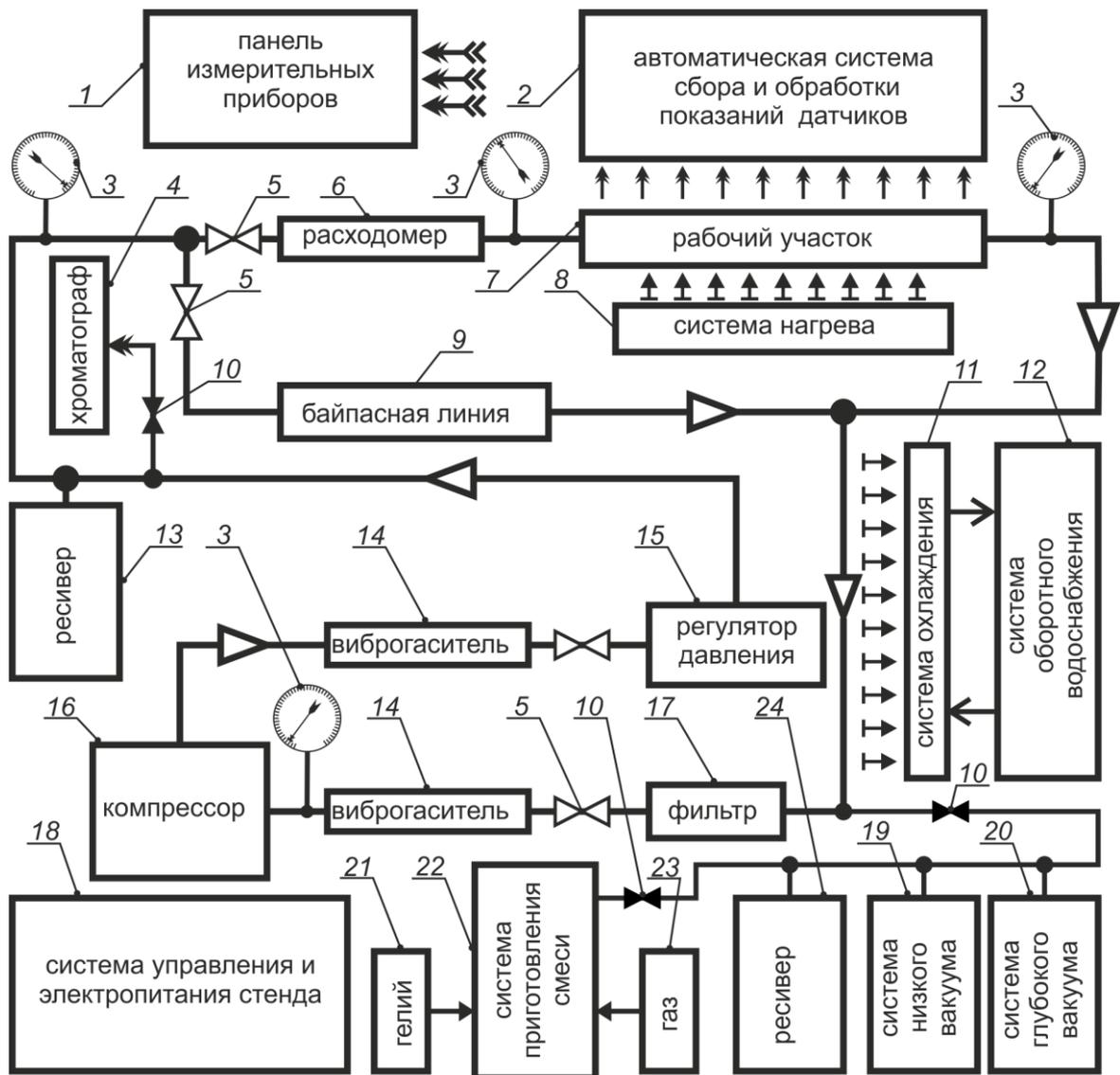
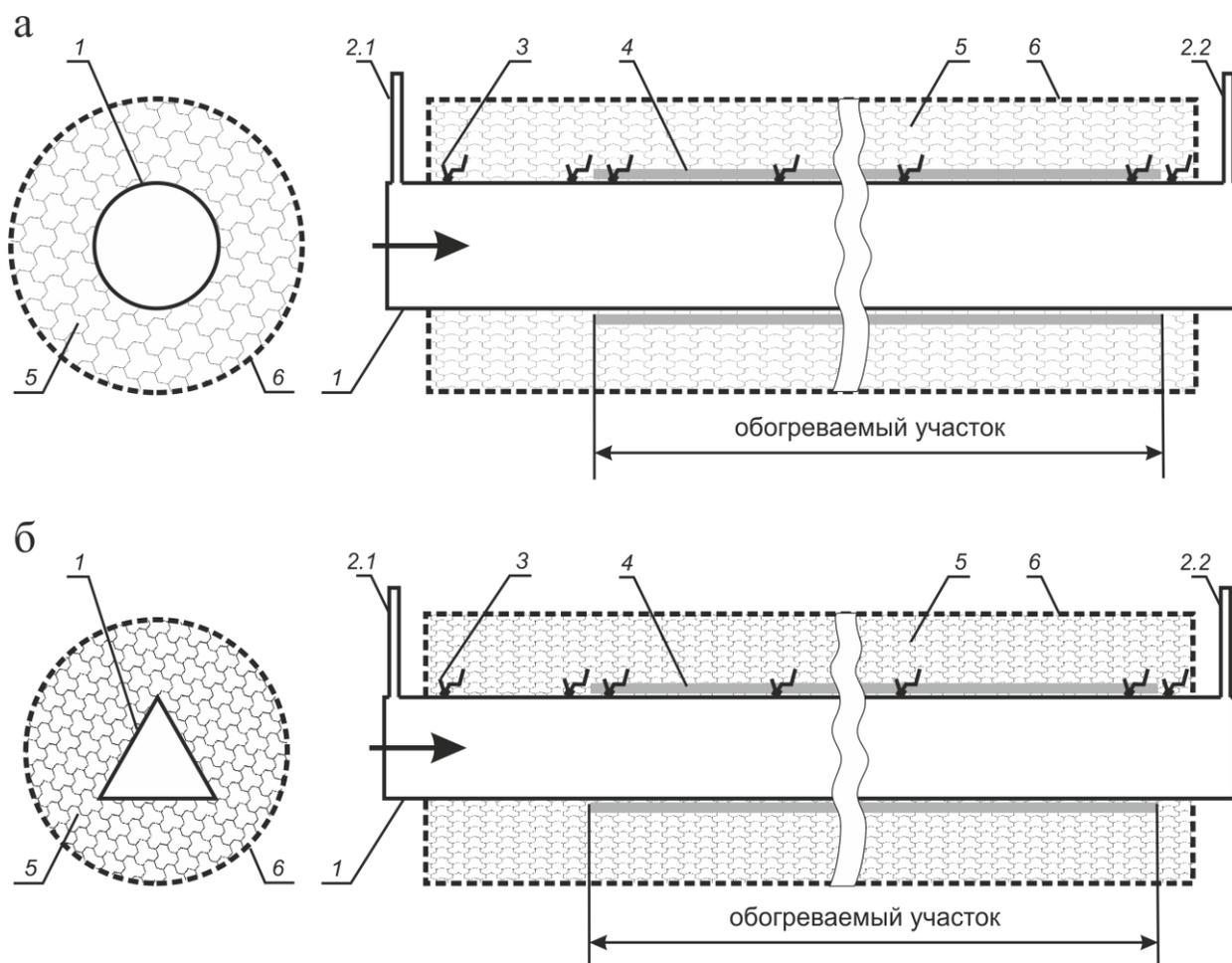


Рисунок 2.8 - Схема станда. 1 - панель измерительных приборов;  
 2 - автоматическая система сбора и обработки показаний датчиков; 3 - манометр образцовый; 4 - хроматограф; 5 - вентиль; 6 - расходомер газа Bronkhorst EL-FLOW; 7 - рабочий участок; 8 - система нагрева; 9 - байпасная линия; 10 - вентиль отбора данных для хроматографа, заправочный вентиль; 11,12 - водяной охладитель газового потока G-Mar LDVT-35 пластинчатого типа; 13, 24 - ресивер ВЕСООЛ ВС-LR-20.0; 14 - виброгаситель; 15 - регулятор давления; 16 - мембранный компрессор R-Meco 720; 17 - фильтр; 18 - система управления и электропитания станда; 19 - вакуумный насос НВМ-3Д; 20 - вакуумная станция; 21 - баллон с гелием; 22 - система приготовления смеси; 23 - баллон с газом

Исследование течения газовой смеси при граничном условии  $q = \text{const}$  для диапазона чисел Рейнольдса  $Re = 10^4 \div 10^5$  проводилось на каналах 1 круглого и треугольного поперечного сечения (рисунок 2.9 а, б) изготовленных из нихромовой тонкостенной гладкой трубы внешним диаметром  $d = 6$  мм, толщиной стенки  $\delta = 0,2$  мм. Нагрев рабочего участка электронагревателем 4 регулировался регулятором напряжения. Температура стенки измерялась термопарами 3, приваренными точечной сваркой к стенке трубы. Рабочие участки теплоизолировались каолиновой ватой 5 и стеклотканью 6.



а - труба круглого сечения;

б - труба треугольного сечения

Рисунок 2.9 - Рабочие участки. 1 - нихромовая трубка, 2 - капиллярная трубка для отбора давления (2.1 - на входе, 2.2 - на выходе), 3 - термопары, 4 - электрообогреватель трубки, 5 - каолиновая вата, 6 - стеклоткань

Циркуляция газа обеспечивалась мембранным компрессором, максимальный объемный расход  $0,0036 \text{ м}^3/\text{с}$ , избыточное давление на входе до двух атмосфер. В процессе эксперимента температура газовой смеси изменялась от 22 до 100 градусов. Перед входом в рабочий участок производилась стабилизация газового потока с помощью сеток и хонейкомбов. Величины расходов задавались с помощью регулировочных вентилей. После рабочего участка газовый поток охлаждался в пластинчатом теплообменнике до температуры порядка 20 градусов на входе в компрессор. Расчет мощности нагрева осуществлялся по показаниям цифровых амперметров и вольтметров, встроенных в электрическую цепь нагревателя.

В ходе опытов производилось измерение температуры наружной поверхности рабочей трубки с помощью индивидуально проградуированных хромель-алюмелевых термопар с диаметром проводов 0,1 мм. Во всех опытах выполнялось условие  $q = \text{const}$ .

Заполнение герметичного циркуляционного контура газовой смесью производилось весовым методом из баллонов малого объема. В предварительно отвакуумированный герметичный контур последовательно осуществлялся регулируемый напуск газов. По массе баллонов до и после напуска газов определялась масса газа в контуре. Масса закаченного в контур газа определялась взвешиванием баллонов на весах с точностью до 0,01 г. По значениям закаченных в контур масс гелия и тяжелого газа определялась относительная весовая концентрации тяжелого газа в смеси. Во время проведения экспериментов, состав смеси дополнительно контролировался с помощью хроматографа.

## **2.4 Панорамный тепловизионный метод определения температурного поля потока газа на выходе из канала. Методика обработки термограмм**

Для анализа эффективности работы и безопасной эксплуатации современных высоконапряженных канальных теплообменников и реакторных установок важно располагать оперативной информацией о поперечных профилях температур газового теплоносителя на входе и выходе из отдельных коротких каналов длиной  $x$  с гидравлическим диаметром  $D_r$ . Физическая картина течения и теплообмена в коротких каналах ( $x/D_r \leq 30$ ) весьма сложная: в ламинарных [11] и турбулентных [3] течениях одновременно происходит формирование теплового и гидродинамического пограничных слоев. Для смесей газов с низкими значениями чисел Прандтля ( $Pr \approx 0,2$ ), теплообмен в коротких каналах происходит в условиях гидродинамически неустановившегося течения. Расчет таких течений сопряжен с созданием сложных расчетных кодов, для верификации которых необходимы новые оперативные методы диагностики температуры газовых потоков.

В качестве альтернативы, а также дополнения к традиционным контактными методам измерения с помощью термопар [75], в целом ряде случаев для этих целей может быть использована тепловизионная диагностика [76].

Существующие тепловизионные методики исследования газовых потоков [63, 66, 77-80] требуют принципиально иного подхода для измерения как стационарных, так и нестационарных тепловых процессов, протекающих в каналах, а не на их поверхности. Для исследования течений газовых потоков, протекающих в каналах сложной формы, а также в сборках, был разработан и запатентован усовершенствованный панорамный тепловизионный метод [81].

Температурное поле газового потока, протекающего через рабочий участок, фиксировалось с помощью тепловизора на кассете с сеткой термоприемником, расположенной непосредственно на выходе рабочего канала. Сетка термоприемника выполнена из тонких нитей различных материалов с различной температуропроводностью, которые выполняли роль индикаторов (датчика термоприемника) неизотермичности газового потока (рисунок 2.10).

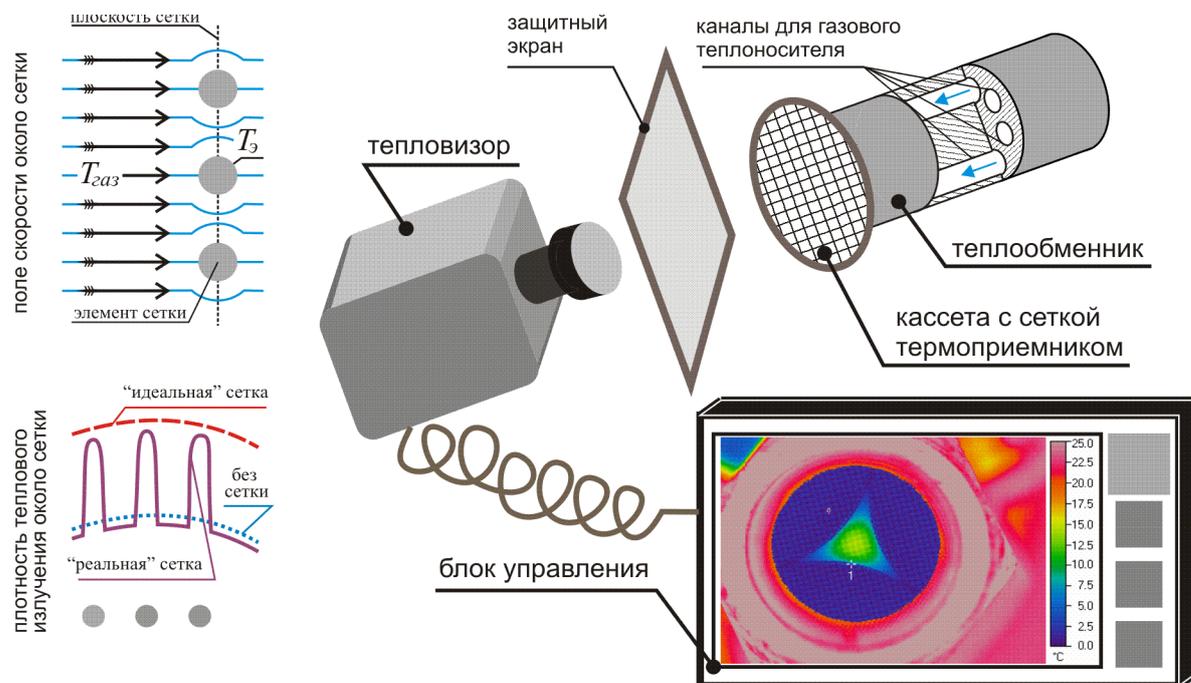


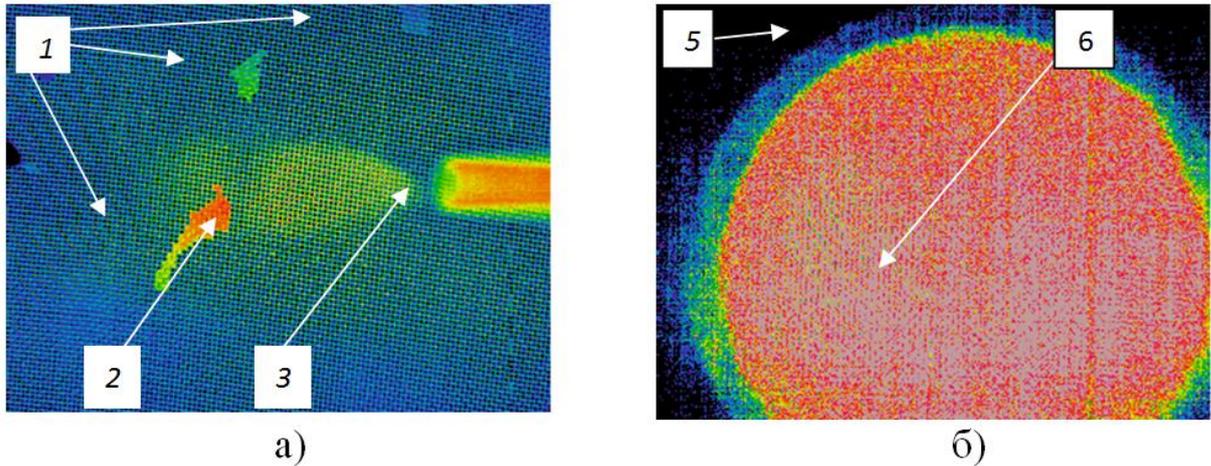
Рисунок 2.10 - Принципиальная схема измерения поля температур

Параметры сетки подбирались таким образом, чтобы минимизировать влияние сетки-термоприемника на структуру и температуру потока газа: то есть должны быть минимальные искривления линий тока, а также температура элементов сетки  $T_{\text{э}}$  должна быть максимально близка к локальной температуре газового потока. Термографические изображения температурного поля газового потока, полученные с помощью тепловизионной техники (рисунок 2.11), позволили выполнить оценку эффективности нагрева или охлаждения движущегося газа, как в отдельных каналах, так и по сечению всего теплообменного аппарата. Локальный прогрев сетки газовым потоком позволял получать ее достаточно четкие тепловизионные изображения.

Полученные термограммы записывались на компьютер и обрабатывались с помощью специализированных программ. Точность методики, разрешающая способность по времени и в пространстве определялись характеристиками тепловизора и сетки-термоприемника.

В качестве тепловизионной техники использовался тепловизор марки NEC TH7100 с длиной регистрируемого теплового излучения  $\lambda = 8 \div 12$  мкм, размером матрицы  $320 \times 240$  ячеек, с точностью измерений температуры  $\pm 0,3$  °C,

разрешающей способностью 0,1 мм. Для сопоставления реальной температуры и температуры, полученной с помощью тепловизора использовалась медь-константановая термопара с толщиной провода 0,1 мм точностью измерений  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ .



а - термограмма теплового следа при воздействии направленного теплого потока влажного воздуха;

б - термограмма сетки, плотно прилегающей к выходному торцу необогреваемой кварцевой трубки диаметром 25 мм

Рисунок 2.11 - Пример термограмм поверхности мелкоячеистых латунных сеток.

1 - капли конденсата воды; 2 - тепловой след от потока воздуха;

3 - полиэтиленовая трубка внутренним диаметром 3 мм с углом наклона около  $60^{\circ}$  к поверхности латунной сетки; 5 - стенка кварцевой трубки; 6 - зона нагрева сетки потоком теплого сухого воздуха

Таким образом, эффективность предложенной методики и достоверность полученных экспериментальных результатов зависят от геометрических параметров сетки [77], степени черноты поверхности сетки-термоприемника [63, 66, 68] и тепловой инерционности сетки (температуропроводности используемого материала), которые определялись в специальных тарировочных опытах.

### *Геометрические параметры сетки-термоприемника*

Геометрические характеристики латунной и термопластиковой сетки-термоприемника измерялись с помощью металлографического упрощенного микроскопа ММУ-3, предназначенного для визуального наблюдения непрозрачных объектов в отраженном свете. Для измерения величины исследуемых сеток устанавливался окуляр со шкалой. На рисунке 2.12 приведена фотография окулярной сетки. Для определения цены деления шкалы окуляра вводился коэффициент увеличения микроскопа, который определялся по образцовой мере длиной 1 мм. Цена одного деления измерительной сетки составила 16,72 мкм.



Рисунок 2.12 - Фотография определения масштаба окулярной сетки с образцовой мерой (длиной 1 мм). Коэффициент пересчета  $K = 1472 \text{ т} / 880 \text{ т} = 1,67$

На рисунке 2.13 приведена фотография участка латунной сетки-термоприемника. На кадре показаны: квадрат с размером равным четырем ячейкам сетки и квадрат равный одной ячейке сетки (сторона квадрата ячейки равна 37 делениям), а также два прямоугольника с шириной равной диаметру латунной проволоки. Штриховыми линиями показаны прямоугольники, совмещенные с измерительной сеткой. Прямоугольники имеют ширину порядка  $4,5 \div 5,25$  делений. Таким образом, шаг сетки равен  $37/2 \cdot 16,72 = 309,3$  мкм, диаметр проволоки составляет  $4,5 \div 5,25 \cdot 16,72 = 75,24 \div 87,78$  мкм.

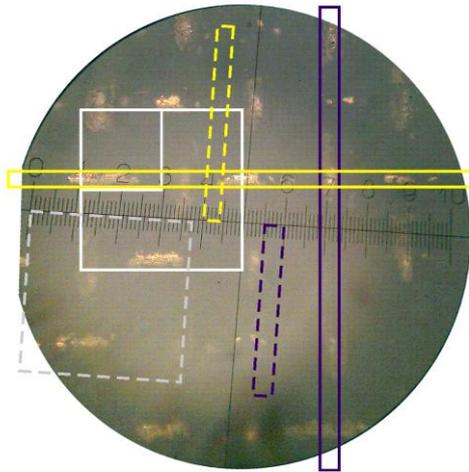


Рисунок 2.13 - Фотография латунной сетки для определения геометрических размеров с измерительной шкалой при десятикратном увеличении

На рисунке 2.14 приведена фотография участка термопластиковой сетки-термоприемника.

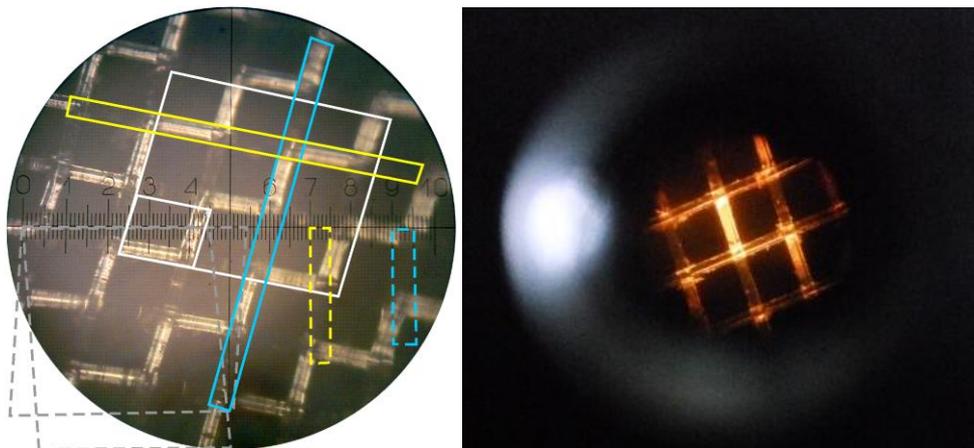


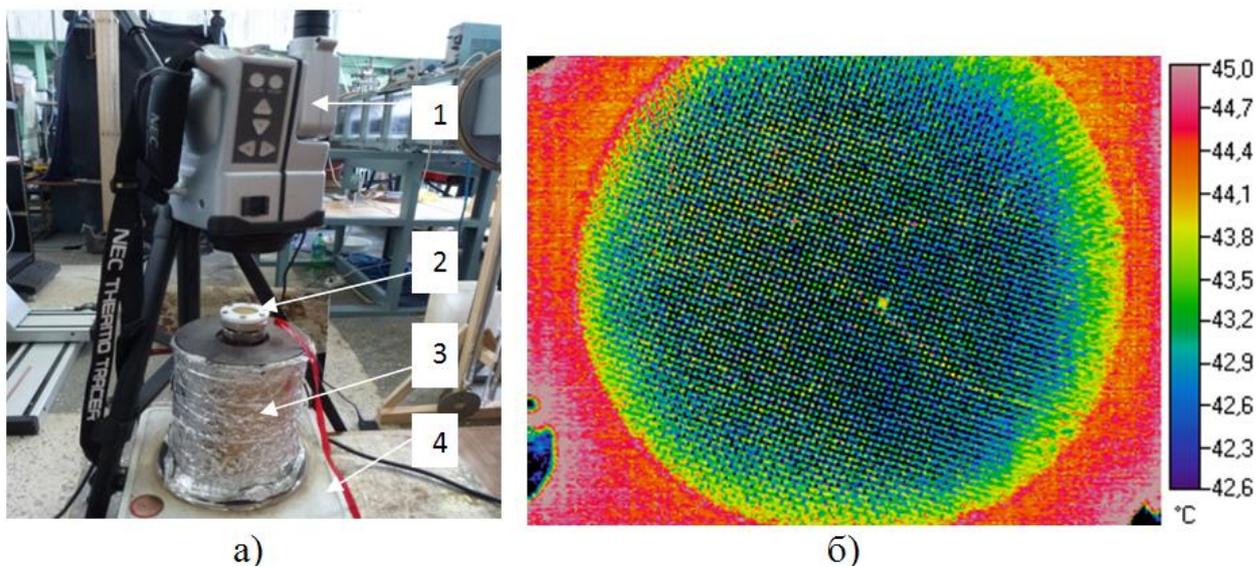
Рисунок 2.14 - Фотография термопластиковой сетки для определения геометрических размеров

На кадре показаны: параллелепипед с размером равным девяти ячейкам сетки и параллелепипед равный одной ячейке сетки (параллелепипед имеет острый угол  $85 \div 86$  градусов, стороны длиной 44 и 54 деления), а также два прямоугольника с шириной равной диаметру термопластиковой нити. Штриховыми линиями показаны: параллелепипед (повернут параллельно сетке двумя сторонами) и прямоугольники, совмещенные с измерительной сеткой.

Прямоугольники имеют ширину порядка  $5,0 \div 5,3$  деления. Таким образом, шаг сетки равен  $44/3 \cdot 16,72 = 245,2$  мкм и  $54/3 \cdot 16,72 = 300,9$  мкм, диаметр нити составил  $5,0 \div 5,3 \cdot 167,2 = 83,6 \div 88,6$  мкм.

#### *Определение степени черноты сетки-термоприемника*

Определение степени черноты  $\varepsilon$  поверхности сеток и отдельных нитей, служащих индикаторами температуры газового потока, проводилось в ходе специальных опытов путем сравнения при одинаковых температурных условиях показаний медь-константановой термопары, закрепленной в центре сетки термоприемника, и поля температур, полученного при обработке термограмм. На рисунке 2.15 представлен общий вид установки. Основные элементы, разработанные для определения степени черноты сетки, представлены на рисунке 2.16 а, б.

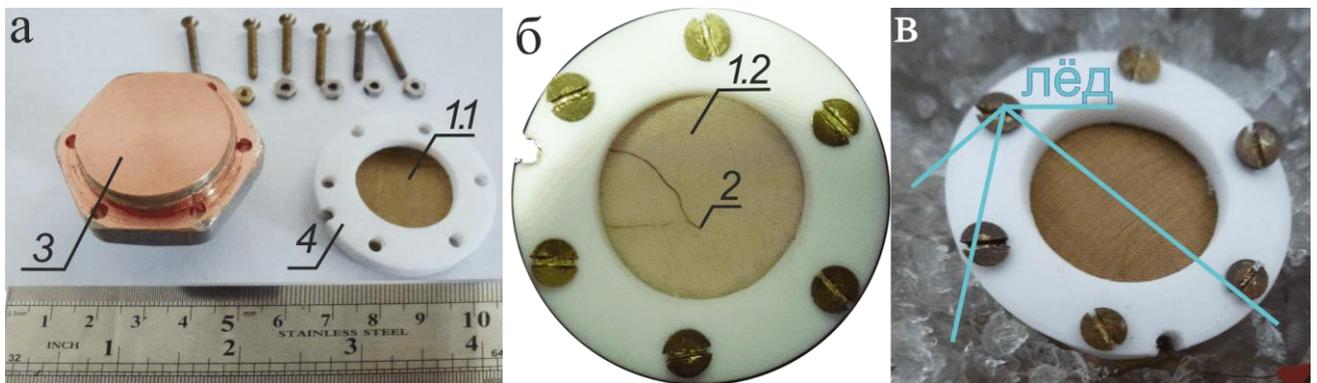


а - общий вид установки;

б - термограмма сетки с расположенной под ней термопарой

Рисунок 2.15 - Установка для определения степени черноты сеток. 1 - тепловизор NEC TH7100; 2 - кассета с сеткой термоприемником с термопарой; 3 - медный сплошной цилиндр; 4 - электронагреватель с системой стабилизации температуры нагрева

Опыты по определению степени черноты сетки проводились для двух случаев: при помещении кассеты с сеткой термоприемником в термостат с температурой  $0,0^{\circ}\text{C}$  и при охлаждении медного сплошного цилиндра первоначально нагретого на установке до  $60^{\circ}\text{C}$ . В экспериментах при температуре выше комнатной (рисунок 2.15 а) в начальный момент времени температура медного сплошного цилиндра 3, установленного на электронагреватель 4, составляла порядка  $60^{\circ}\text{C}$ . Медный сплошной цилиндр охлаждался с  $60^{\circ}\text{C}$  до температуры комнаты  $25^{\circ}\text{C}$ . На поверхности соприкосновения цилиндра и медного блока 3 кассеты с сеткой термоприемником (рисунок 2.16 а) температура поддерживалась постоянной. При выходе на стационарный режим, записывались показания термопары 2 (рисунок 2.16 б), расположенной под сеткой термоприемником 1.1 или 1.2 (рисунок 2.16 а, б) и термограммы с помощью тепловизора 1 (рисунок 2.15 а). При  $0,0^{\circ}\text{C}$  (рисунок 2.16 в) кассета с сеткой термоприемником помещалась в тающий лед и при выходе на стационарный режим производилась запись показаний термопары под сеткой и термограмм с тепловизора.



а - основные элементы установки;

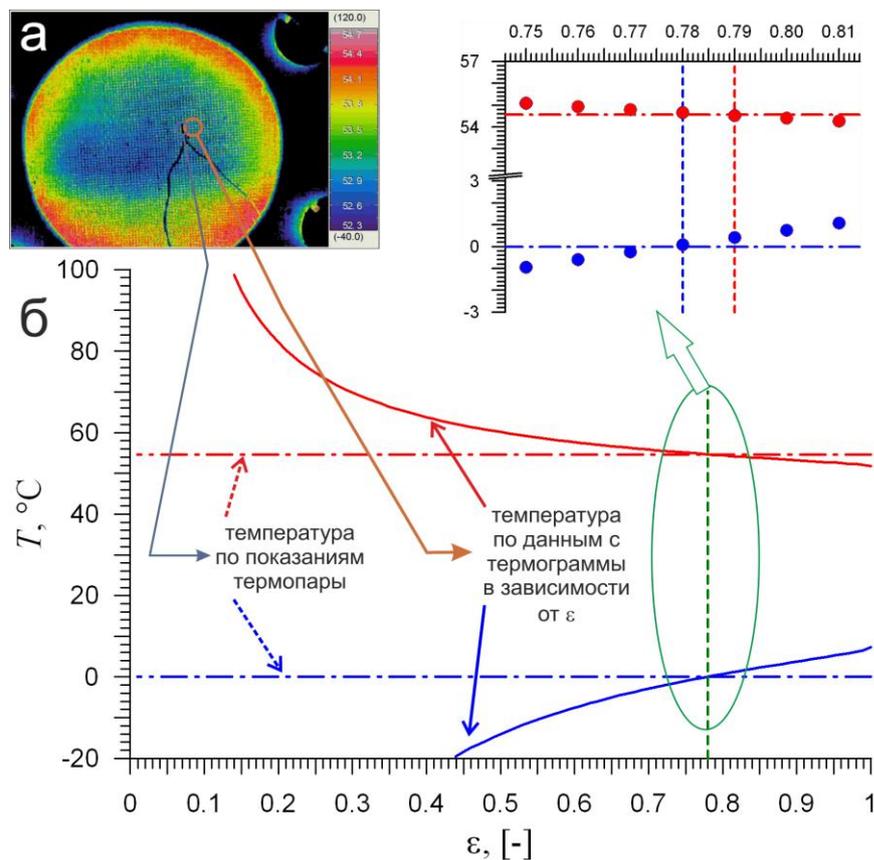
б - кассета с сеткой термоприемником;

в - размещение сетки из латуни при условии  $0^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2.16 - Основные элементы кассеты с сеткой термоприемником для определения степени черноты поверхности сетки. 1.1 - латунная сетка, 1.2 - термопластиковая сетка, 2 - медь-константановая термопара, 3 - медный блок, 4 - фторопластовое кольцо

При обработке термограмм определялась средняя температура в окрестности медь-константановой термопары. Далее проводилось сравнение показаний этой термопары со средней температурой, определенной из термограмм. Методом подбора степени черноты в специализированной программе обработки термограмм добивались совпадения величин температуры, измеренной медь-константановой термопарой и средней температуры, полученной с термограммы. В результате были получены тарировочные значения коэффициента степени черноты  $\epsilon$  для сетки из латуни и термопластика.

В качестве примера на рисунке 2.17 а представлена термограмма термопластиковой сетки при условии охлаждения медного сплошного цилиндра (температура термопары составила  $54,3^{\circ}\text{C}$ ).



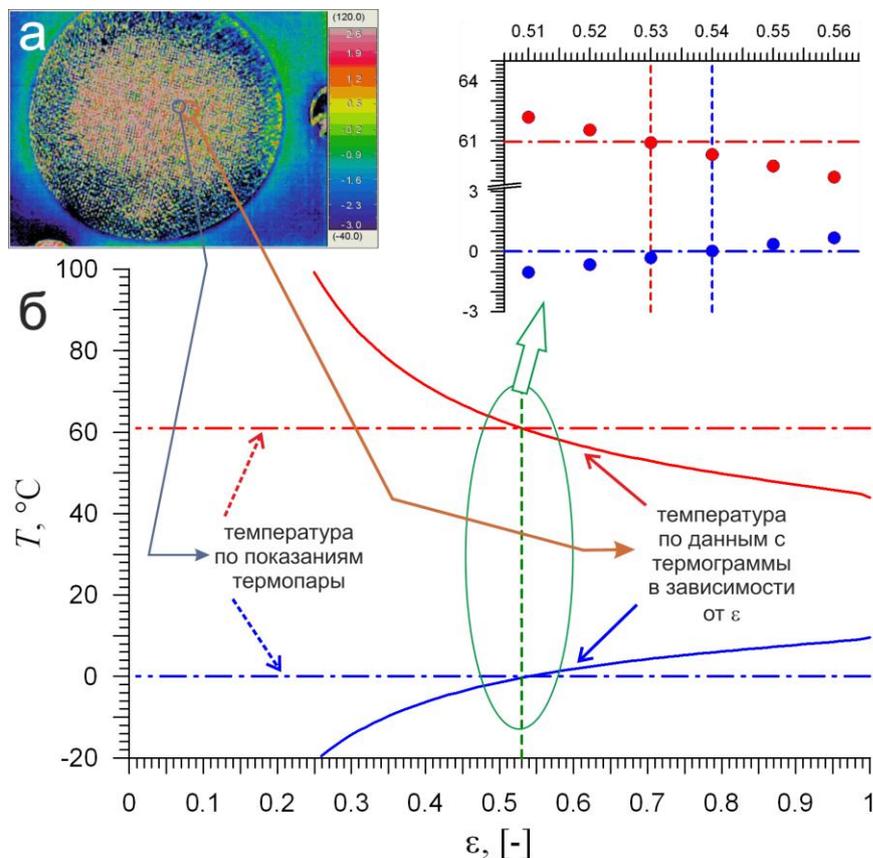
а - термограмма термопластиковой сетки при условии охлаждения медного сплошного цилиндра;

б - график для определения степени черноты поверхности сетки

Рисунок 2.17 - Коэффициент степени черноты для поверхности термопластиковой сетки для обоих случаев

Коэффициент степени черноты (рисунок 2.17 б), определенный по предложенной методике, для термопластиковой сетки составил  $\varepsilon = 0,78$ , что сопоставимо со справочными данными [82-86].

В качестве примера на рисунке 2.18 а представлена термограмма латунной сетки при условии помещения в термостат с температурой  $0,0^{\circ}\text{C}$  (температура термопары составила  $0,0^{\circ}\text{C}$ ). Коэффициент степени черноты (рисунок 2.18 б), определенный по предложенной методике, для латунной сетки составил  $\varepsilon = 0,54$ , что сопоставимо со справочными данными [82-84, 86].



а - термограмма латунной сетки при условии помещения в термостат с температурой  $0,0^{\circ}\text{C}$ ;

б - график для определения степени черноты поверхности сетки

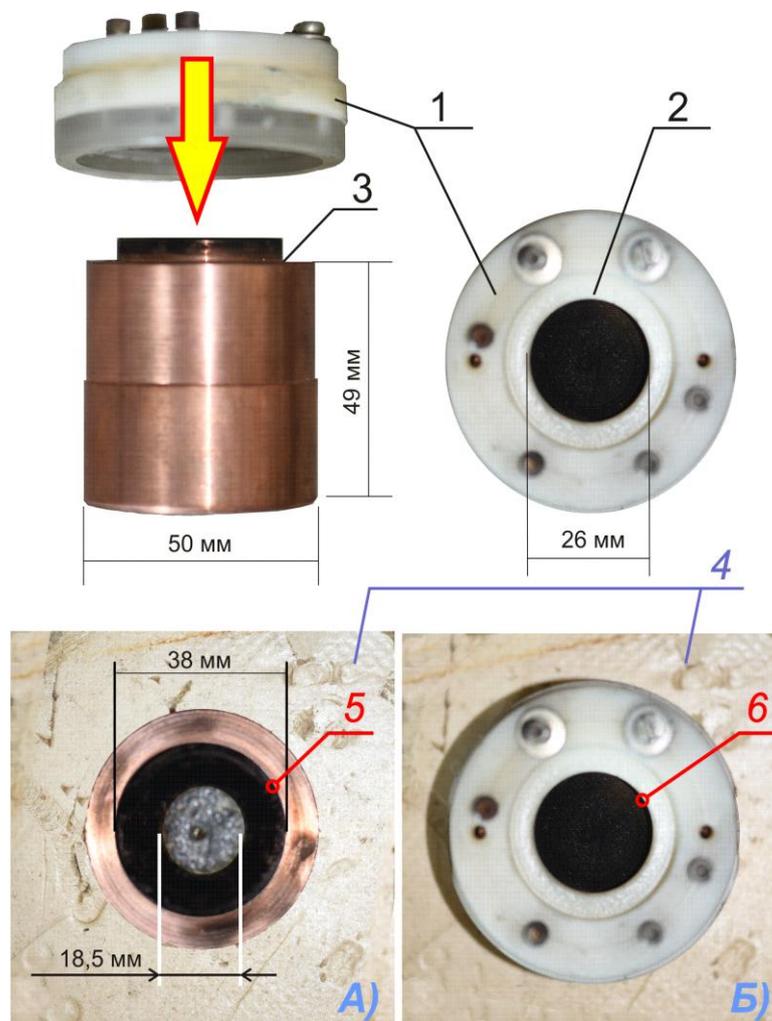
Рисунок 2.18 Коэффициент степени черноты для поверхности латунной сетки для обоих случаев

Методика может быть использована для определения степени черноты сеток, выполненных из различных материалов.

*Определение тепловой инерционности сетки-термоприемника*

Следующим этапом исследований примененной методики было определение термической инерционности сетки-термоприемника. Термическая инерционность любого тела - это свойство изменять свою температуру под действием переменной температуры внешней среды не мгновенно, а за некоторый промежуток времени. В течение этого времени внутри тела происходит соответствующее изменение энтальпии и температурного поля тела [87].

Экспериментально определение термической инерционности сетки-термоприемника проводилось на установке, представленной на рисунке 2.19.



а - медный блок в начальный момент времени;

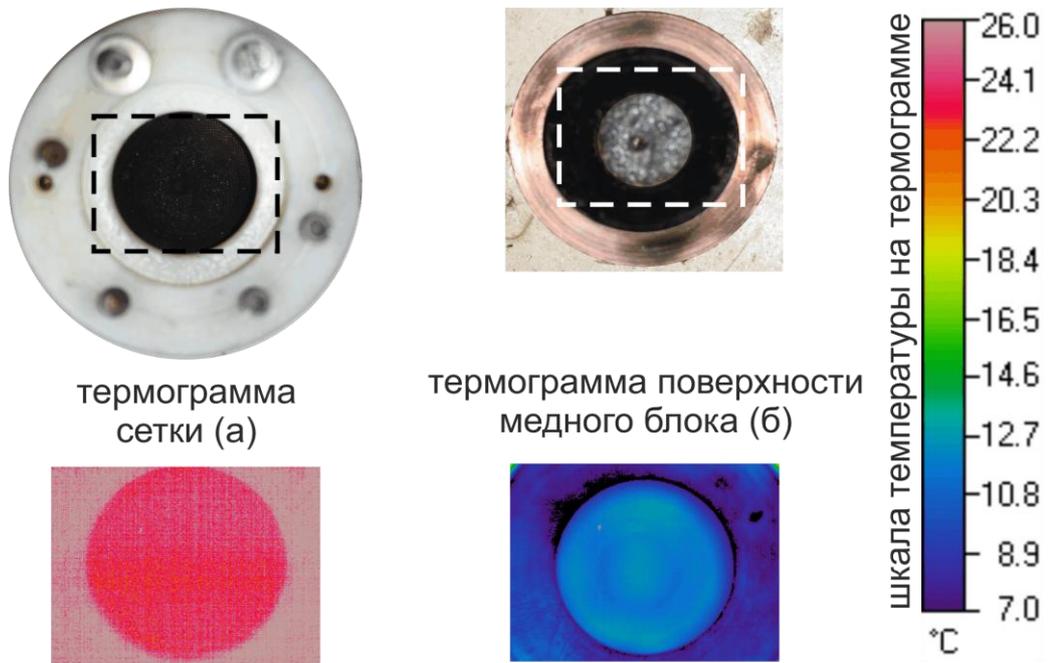
б - сетка термоприемник прижатая к медному блоку

Рисунок 2.19 - Схема установки для исследования термической инерционности сетки термоприемника

Основные элементы установки: латунная сетка термодатчика 1, закрепленная во фторопластовом кольце 2, и массивный медный блок 3, с проточенным отверстием внутренним диаметром 18,5 мм, внутрь которого помещался пенопластовый цилиндр с зачерненным торцом.

Перед началом эксперимента медный блок охлаждался до  $-18^{\circ}\text{C}$  в морозильной камере, после чего помещался в пенопластовую теплоизоляцию 4. Исследование теплоизоляционных свойств материала пенопласта показали, что в течение 600 сек температура поверхности блока изменялась на  $0,5 \div 0,7^{\circ}\text{C}$ . Температура кассеты с сеткой термодатчиком составляла  $25^{\circ}\text{C}$ . Поверхность торца 5 медного блока 3 зачернялась, также как и поверхность сетки термодатчика 6 (рисунок 2.19 а, б). Степень черноты зачерненной сетки термодатчика составила 0,95, что соответствует степени черноты свечной копоти [83, 86, 88].

На поверхность медного блока опускалась сетка-термодатчик. После контакта сетки термодатчика с поверхностью торца медного блока проводилась серия съемок термограмм с частотой 1 кадр в 7 сек. Температурное поле стенки медного блока  $T_{0,\text{ст}}$  и сетки-термодатчика  $T_{0,\text{сетки}}$  в начальный момент времени фиксировалось с помощью тепловизора (рисунок 2.20 а, б). Пример термограмм и цветовая шкала температур приведены на рисунке 2.20 в. После обработки термограмм получены данные об изменении температуры сетки во времени на различных расстояниях от оси сетки.



термограммы сетки после прижатия к стенке медного блока (в)

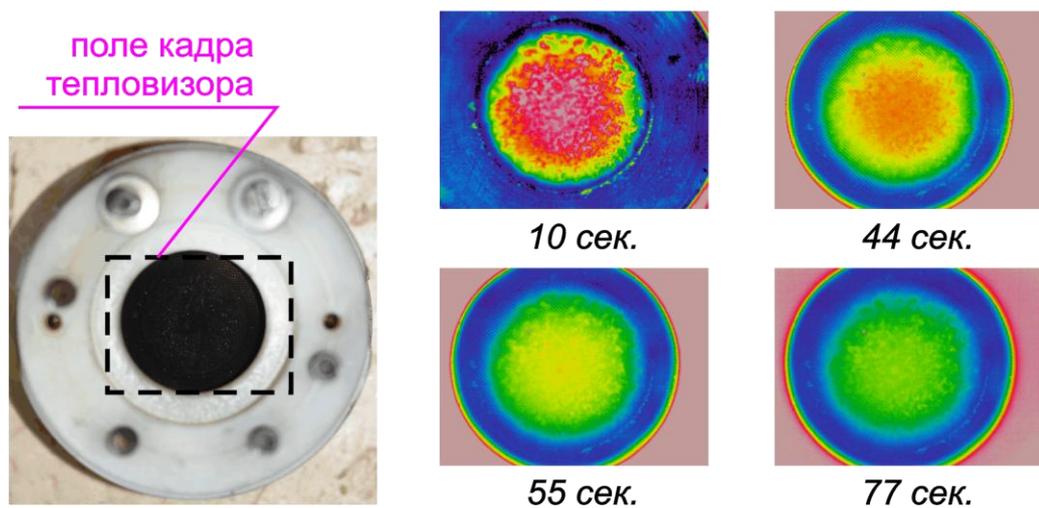


Рисунок 2.20 - Термограммы эксперимента с термопластиковой сеткой

На рисунке 2.21 представлен график изменения во времени температуры латунной сетки на расстоянии  $r/R_0 = 0$  - центр сетки,  $r/R_0 = 0,5$ ;  $r/R_0 = 0,75$ . Из графика видно, что время выхода температуры на стационарный режим для разных значений  $r/R_0$  отличается и изменяется от 70 до 250 секунд.

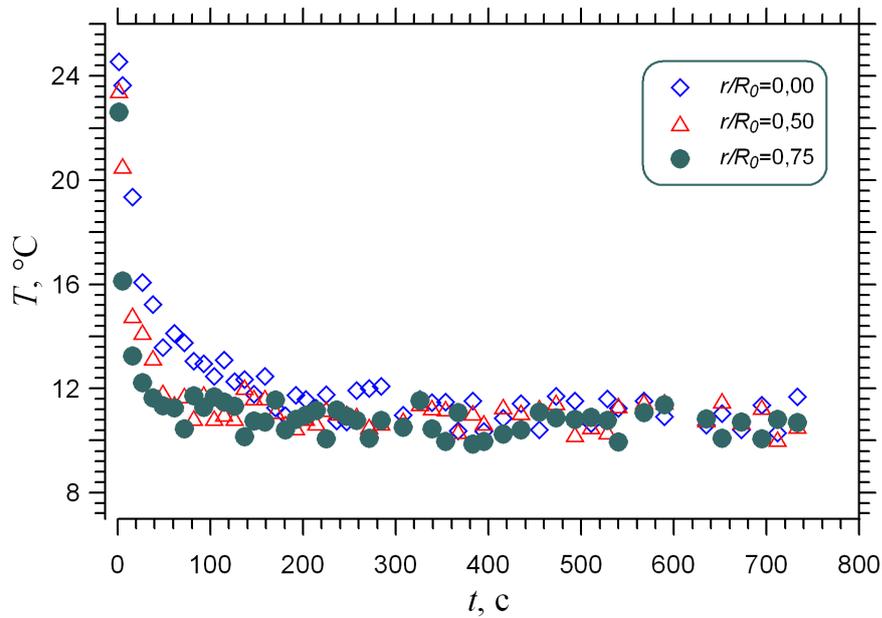


Рисунок 2.21 - Температура латунной сетки на различных расстояниях от центра сетки.  $r/R_0 = 0$  - центр сетки

На рисунке 2.22 представлен график изменения во времени температуры термопластиковой сетки на расстоянии  $r/R_0 = 0$  - центр сетки,  $r/R_0 = 0,5$ ;  $r/R_0 = 0,75$ . Из графика видно, что время выхода температуры на стационарный режим для разных значений  $r/R_0$  отличается и изменяется от 200 до 600 секунд.

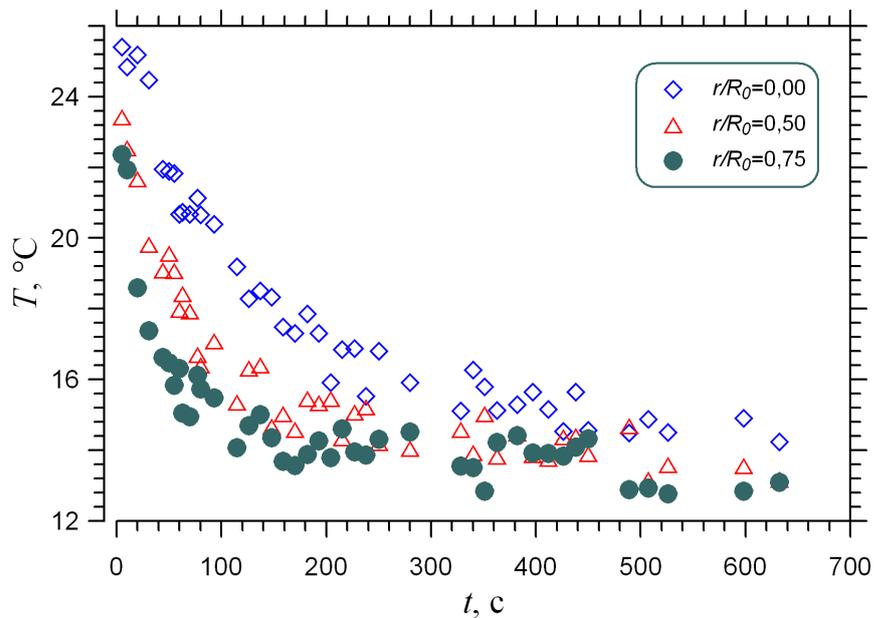


Рисунок 2.22 - Температура термопластиковой сетки на различных расстояниях от центра сетки.  $r/R_0 = 0$  - центр сетки

На рисунке 2.23 представлен график изменения температуры в центре сетки термоприемника во времени для сетки из термопластика и латуни.

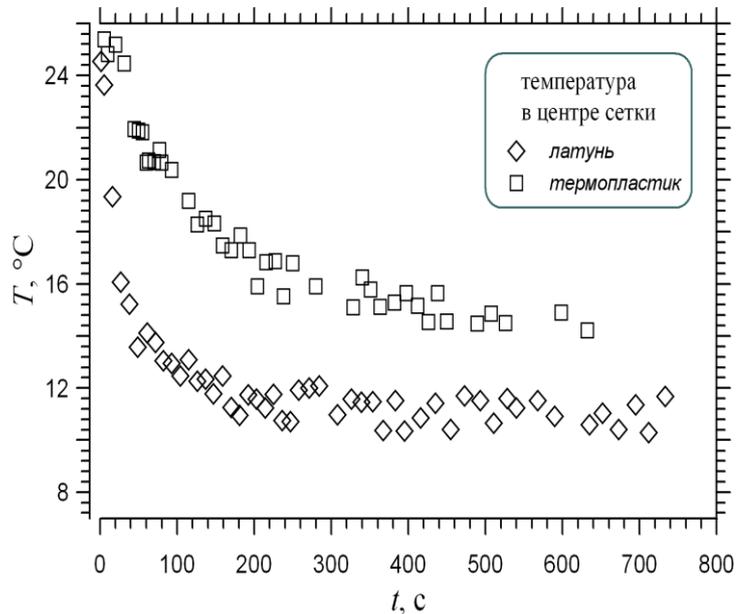


Рисунок 2.23 - Изменения во времени температуры сетки в центре для термопластиковой и латунной сетки

Из графика видно, что в начальный момент времени сетки имеют одинаковую температуру, а затем процесс остывания латунной сетки существенно опережает по времени и по температуре процесс остывания сетки, выполненной из термопластика. Это связано с различием теплофизических характеристик сеток, таких как температуропроводность  $a$ , коэффициент теплопроводности  $\lambda$  и теплоемкость  $C_p$ .

Результаты обработки термограмм сетки могут быть сопоставлены с известным решением задачи об охлаждение бесконечно длинного цилиндра [89].

Известно, что безразмерная температура  $\Theta = \theta/\theta_0 = (T - T_0)/(T_1 - T_0)$  для этой задачи зависит от числа Био  $Bi = \frac{\alpha \cdot r_0}{\lambda}$  и Фурье  $Fo = \frac{a \cdot \tau}{r_0^2}$ , где  $T_0$  - температура поверхности медной болванки,  $T_1$  - температура сетки,  $r_0$  - радиус цилиндра,  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала цилиндра,  $\tau$  - время.

Если в начальный момент времени ( $\tau = 0$ ) температура распределена равномерно, то есть  $\theta = F(r) = \text{const}$ ,  $R = r/r_0$  - безразмерная координата, которая

изменяется в пределах  $0 \leq R \leq 1$ , то для этих условий уравнение температурного поля на оси цилиндра имеет вид:

$$\Theta = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \frac{2 \cdot J_1(\mu_n)}{\mu_n \cdot [J_0^2(\mu_n) + J_1^2(\mu_n)]} \cdot J_0(\mu_n \cdot R) \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (2.2).$$

Полагаем, что сетка соответствует сечению этого бесконечно длинного цилиндра диаметром 18,5 мм (рисунок 2.19 а).

На рисунке 2.24 представлены результаты сопоставления в безразмерном виде изменения температуры на оси сетки с температурой, рассчитанной на оси цилиндра в зависимости от числа Фурье для различных чисел Био.

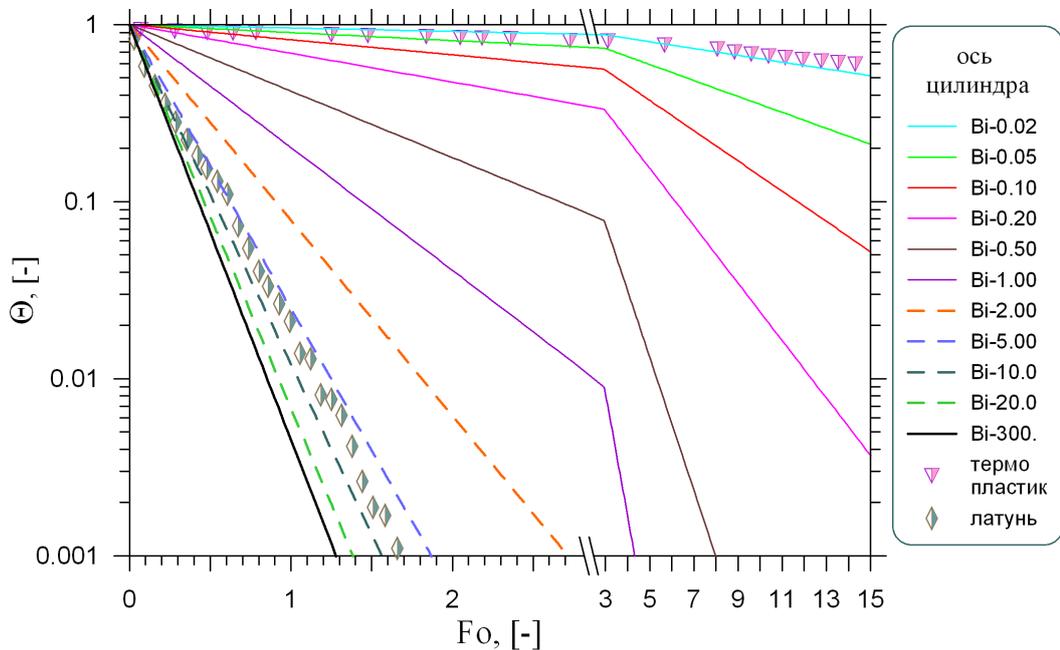


Рисунок 2.24- Сравнение в безразмерном виде изменения температуры на оси сетки данных с расчетными значениями изменения температуры на оси цилиндра. Точки - экспериментальные данные: треугольник - термопластик, ромб - латунь, линии - расчет [89]

Из графика видно, что значения чисел Био для термопластиковой и латунной сетки существенно отличаются: латунная сетка -  $Bi = 5,00$ , термопластиковая сетка -  $Bi = 0,02$ . Наблюдается хорошее соответствие результатов экспериментального исследования с известным теоретическим решением [89].

При сравнении латунной и термопластиковой сеток была выбрана латунная сетка с размером ячейки  $309 \times 309$  мкм, средней толщиной нити 81 мкм и степенью черноты 0,54, которая удовлетворяла требованиям проведения экспериментов с использованием панорамного тепловизионного метода в стационарных и нестационарных условиях теплообмена.

В таблице 2.2 представлены основные параметры сетки-термоприемника, используемой в качестве датчика поля температур.

Таблица 2.2 - Технические характеристики сетки-термоприемника

№ п/п	Материал сетки	Размер ячейки, мкм	Толщина нити, мкм	Степень черноты	$C_{эф}^*$ , Дж/К·мм <sup>2</sup>
1	Латунь	309×309	75 ÷ 87	0,54	0,26
2	Термопластик	300×245	83 ÷ 88	0,78	0,05

$C_{эф}^*$  - параметр теплоемкости, определяющий количество теплоты для разогрева на один градус одного квадратного миллиметра сетки

#### Методика обработки термограмм

Термограммы, полученные с помощью панорамного метода, обрабатывались с использованием специализированной программы [90] (рисунок 2.25, 2.26).

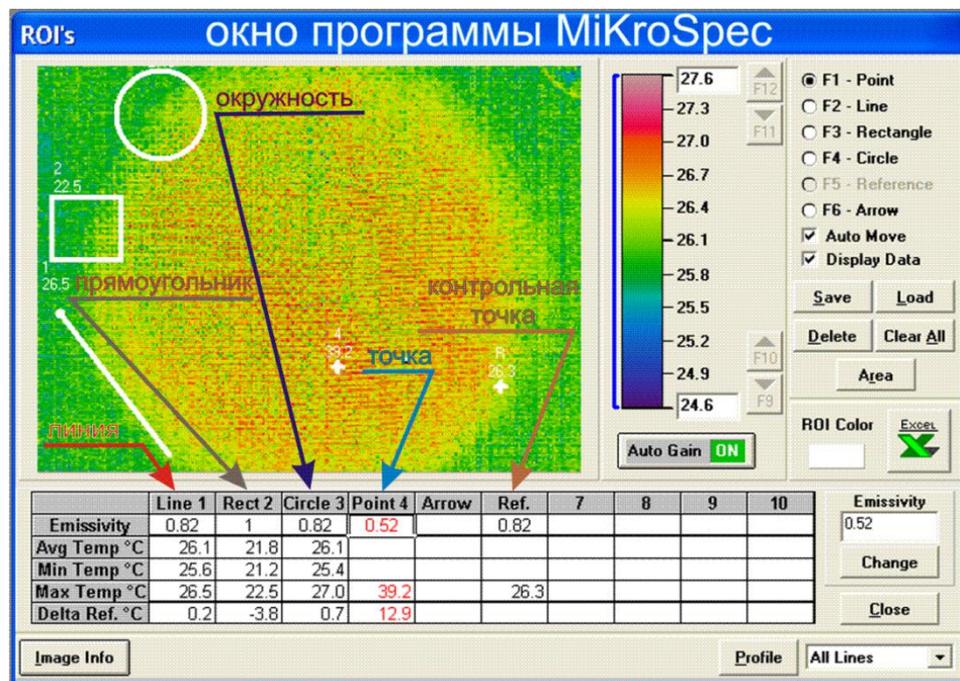


Рисунок 2.25 - Способ обработки термограмм с помощью специализированной программы

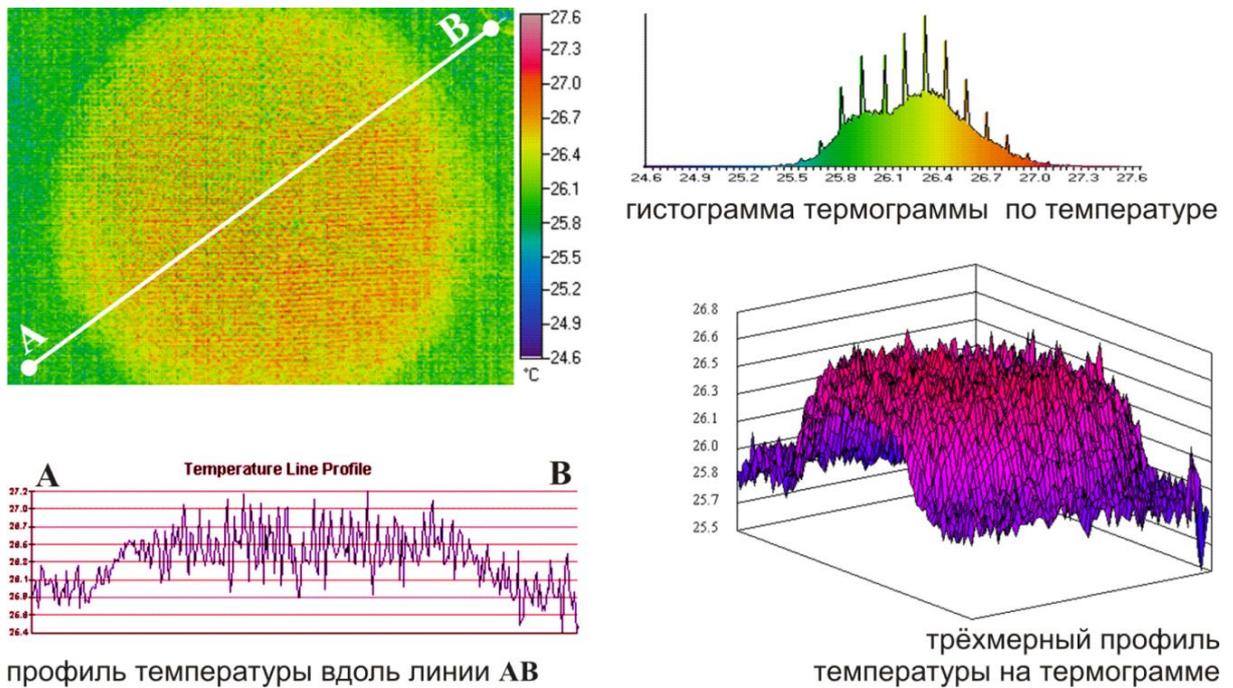


Рисунок 2.26 - Возможные варианты обработки термограммы потока воздуха на выходе из круглой трубы

Также были разработаны собственные алгоритмы обработки данных с использованием лицензионной программы Microsoft Excel, где термограмма, получаемая тепловизором NEC TH7100, представлялась в виде матрицы размером 240 точек по высоте и 320 по ширине. Данные сохранялись в формате таблицы Microsoft Excel, далее проводилась обработка данных в форме макроса на языке программирования Visual Basic, входящего в пакет Microsoft Excel.

Так как размеры, единицы измерения исследуемого объекта - в метрах, а на термограммах - в пикселях, то производилось преобразование (масштабирование) сетки термограммы и согласование координат на термограмме с координатами исследуемого объекта. Для этого находились характерные точки на термограмме  $\{x_{NEC}, y_{NEC}\}$  и сопоставлялись с точками на исследуемом объекте  $\{x_{WTS}, y_{WTS}\}$ . Коэффициент преобразования  $k_{\text{маш}}$ :

$$k_{\text{маш}} = \frac{\sqrt{[x_{WTS}(2) - x_{WTS}(1)]^2 + [y_{WTS}(2) - y_{WTS}(1)]^2}}{\sqrt{[x_{NEC}(2) - x_{NEC}(1)]^2 + [y_{NEC}(2) - y_{NEC}(1)]^2}} \quad (2.3)$$

Согласование координат удовлетворяло правилу:

$$x_{WTS} = k_{\text{маш}} \cdot [x_{NEC} - x_{NEC}(0)]$$

$$y_{WTS} = k_{\text{маш}} \cdot [y_{NEC} - y_{NEC}(0)]$$

где  $\{x_{NEC}(0), y_{NEC}(0)\}$  координаты на термограмме (возможно вне пределов точек на термограмме) сопоставляемой с точкой отсчета на объекте. Для обратного преобразования использовалось правило:

$$x_{NEC} = \frac{x_{WTS}}{k_{\text{маш}}} + x_{NEC}(0), \quad i(x_{WTS}) = \text{ЦЕЛОЕ} [x_{NEC}] - 1$$

$$y_{NEC} = \frac{y_{WTS}}{k_{\text{маш}}} + y_{NEC}(0), \quad j(y_{WTS}) = \text{ЦЕЛОЕ} [y_{NEC}] - 1$$

где  $i(x_{WTS}), j(y_{WTS})$  - номера ячеек на термограмме для вершины **A** в ячейке **ABCD** (рисунок 2.27). Диапазон изменения  $i$  от 0 до 319,  $j$  от 0 до 239. После такого преобразования расчеты профиля температур производились в реальных координатах с привязкой к реальному объекту исследований.

Обработка термограмм, с использованием специализированной программы с учетом экспериментально определенных значений степени черноты сетки, позволила получить количественные зависимости локального распределения полей температур для массива точек, находящихся в узлах матрицы тепловизора. Однако для обработки термограмм сетки термоприемника и анализа полученных данных необходима оценка температур для точек расположенных между узлами матрицы тепловизора. В частности для определения некоторых характеристик газового потока использовались разработанные собственные алгоритмы, основанные на методах сплошной среды. Для таких случаев использовался метод интерполяции температуры для произвольной точки по значениям в узлах матрицы, так как значения температур в соседних узлах могут значительно различаться друг от друга. На рисунке 2.27 показана схема расчетной ячейки **ABCD** для оценки температуры в произвольной точке **P**. Точки **A, B, C, D** соответствуют узлам матрицы, точка **E** центру ячейки,  $h$  - шагу матрицы.

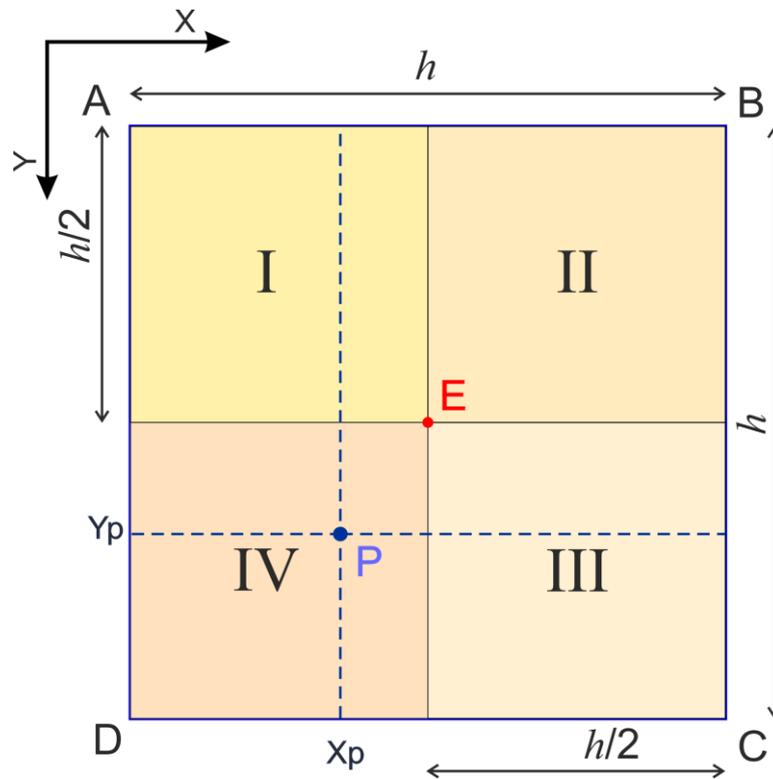


Рисунок 2.27 - Схема расчетной ячейки для оценки температуры между узлами матрицы тепловизора.  $h$  - шаг матрицы, **A**, **B**, **C**, **D** - узлы матрицы, **E** - центр ячейки, **P** - расчетная точка, **F** - расчетная точка на границе ячейки, **I**, **II**, **III**, **IV** - сектора ячейки

Предполагалось, что температура в произвольной точке **P** зависела от расстояния до узлов **A**, **B**, **C**, **D**. Принималось, что температура в расчетной точке **F** на границе ячейки **AB**, **BC**, **CD**, **DA** будет зависеть только от температур в двух ближайших узлах к произвольной точке **F**. Условия принадлежности границам ячейки **AB**, **BC**, **CD**, **DA** определялись из соотношений:

$$\text{"AB"} - \{0 \leq [x(\mathbf{F}) - x(\mathbf{A})] \leq h, \quad y(\mathbf{F}) = y(\mathbf{A}) \equiv y(\mathbf{B})\};$$

$$\text{"BC"} - \{x(\mathbf{F}) = x(\mathbf{B}) \equiv x(\mathbf{C}), \quad 0 \leq [y(\mathbf{F}) - y(\mathbf{A})] \leq h\};$$

$$\text{"CD"} - \{0 \leq [x(\mathbf{F}) - x(\mathbf{A})] \leq h, \quad y(\mathbf{F}) = y(\mathbf{C}) \equiv y(\mathbf{D})\};$$

$$\text{"DA"} - \{x(\mathbf{F}) = x(\mathbf{D}) \equiv x(\mathbf{A}), \quad 0 \leq [y(\mathbf{F}) - y(\mathbf{A})] \leq h\}.$$

Тогда температура в расчетной точке **F** на определенной границе ячейки рассчитывалась по формуле:

$$T(F) = T_i + (T_j - T_i) \cdot \frac{L_{F-i}}{h}, \quad (2.4)$$

$$L_{F-i} = \sqrt{[x(F) - x_i]^2 + [y(F) - y_i]^2},$$

где  $L_{F-i}$  - расстояние от точки  $F$  до узла  $i$ , определенной границы ячейки,  $j$  - второй узел на определенной границе ячейки,  $\{x_i, y_i\}$  - координаты узла.

Для точки  $P$ , расположенной внутри ячейки  $ABCD$  выбирался сектор ячейки по условиям представленным ниже:

$$\text{I} - \{0 < [x(P) - x(A)] \leq h/2, 0 < [y(P) - y(A)] \leq h/2\};$$

$$\text{II} - \{h/2 < [x(P) - x(A)] < h, 0 < [y(P) - y(A)] \leq h/2\};$$

$$\text{III} - \{h < [x(P) - x(A)] < h, h/2 < [y(P) - y(A)] < h\};$$

$$\text{IV} - \{h/2 < [x(P) - x(A)] \leq h, h/2 < [y(P) - y(A)] < h\},$$

где  $\{x(P), y(P)\}$  - координаты точки  $P$ ,  $\{x(A), y(A)\}$  - координаты узла  $A$ .

Температура в точке  $P$  определялась в линейном приближении на температурной плоскости  $T_E T_{Px} T_{Py}$  (рисунок 2.28).

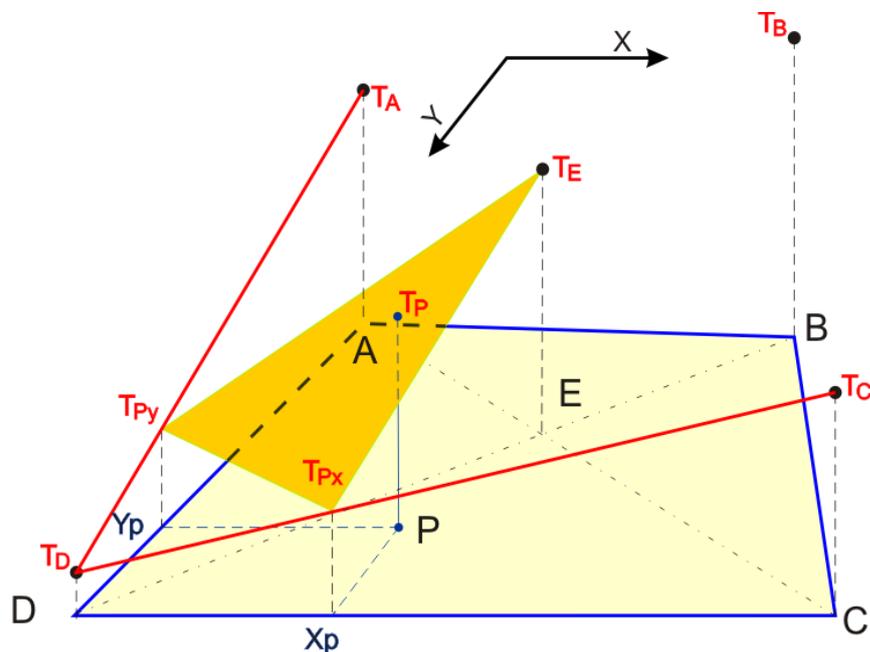


Рисунок 2.28 - Схема распределения контрольных точек и температур в расчетной ячейке.  $T_A, T_B, T_C, T_D, T_E$  - температуры в контрольных точках A, B, C, D, E,

$T_{Px}, T_{Py}$  - базовые температуры, определяющие расчетную температурную

плоскость,  $T_P$  - расчетная температура в точке P

Для центральной точки **E**, учитывая её равноудаленность от узлов **A**, **B**, **C**, **D** бралось значение температуры  $T(\mathbf{E})$  среднее по всем узлам:

$$T(E) = \frac{T_A + T_B + T_C + T_D}{4}. \quad (2.5)$$

Температуры  $T_{P_x}$ ,  $T_{P_y}$  на примере точки **P**, расположенной в секторе IV определялись по формуле (2.4):

$$T(Y_P) = T_D + (T_A - T_D) \cdot \frac{y(Y_P) - y(D)}{h},$$

$$T(X_P) = T_D + (T_C - T_D) \cdot \frac{x(X_P) - x(D)}{h}.$$

Уравнение температурной плоскости вида  $T(x, y) = \alpha \cdot x + \beta \cdot y + \gamma$ , коэффициенты  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  находились из решения линейной системы уравнений для трех точек температурной плоскости  $T_E$   $T_{P_x}$   $T_{P_y}$ :

$$\begin{cases} \alpha \cdot x(E) + \beta \cdot y(E) + \gamma = T(E) \\ \alpha \cdot x(P_x) + \beta \cdot y(P_x) + \gamma = T(P_x), \\ \alpha \cdot x(P_y) + \beta \cdot y(P_y) + \gamma = T(P_y) \end{cases}$$

решение данной системы уравнений:

$$\alpha = \frac{\text{Det} \begin{vmatrix} T(E) & y(E) & 1 \\ T(P_x) & y(P_x) & 1 \\ T(P_y) & y(P_y) & 1 \end{vmatrix}}{\text{Det} \begin{vmatrix} x(E) & y(E) & 1 \\ x(P_x) & y(P_x) & 1 \\ x(P_y) & y(P_y) & 1 \end{vmatrix}}, \quad \beta = \frac{\text{Det} \begin{vmatrix} x(E) & T(E) & 1 \\ x(P_x) & T(P_x) & 1 \\ x(P_y) & T(P_y) & 1 \end{vmatrix}}{\text{Det} \begin{vmatrix} x(E) & y(E) & 1 \\ x(P_x) & y(P_x) & 1 \\ x(P_y) & y(P_y) & 1 \end{vmatrix}}, \quad \gamma = \frac{\text{Det} \begin{vmatrix} x(E) & y(E) & T(E) \\ x(P_x) & y(P_x) & T(P_x) \\ x(P_y) & y(P_y) & T(P_y) \end{vmatrix}}{\text{Det} \begin{vmatrix} x(E) & y(E) & 1 \\ x(P_x) & y(P_x) & 1 \\ x(P_y) & y(P_y) & 1 \end{vmatrix}}.$$

Соответственно после определения значений коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  для точки **P** температура вычислялась по формуле:

$$T(\mathbf{P}) = \alpha \cdot x(\mathbf{P}) + \beta \cdot y(\mathbf{P}) + \gamma. \quad (2.6)$$

Для построения характеристик поля температур (на основе данных термограмм), таких как изменение профиля температуры вдоль произвольной кривой, среднее значение температуры на заданной области, необходимо задать систему уравнений кривой или области.

Для вычисления значения средней температуры  $T_{cp}$  произвольной области использовалась формула:

$$T_{cp} = \frac{\sum_k \chi_k \cdot T(x_k, y_k)}{\sum_k \chi_k}, \quad (2.7)$$

где  $T(x_k, y_k)$  - температура на сетке-термоприемнике в точке  $(x_k, y_k)$ . Коэффициент  $\chi_k$  равен 1, если точка  $(x_k, y_k)$  лежит внутри области осреднения и 0, если вне неё.

Погрешность измерений поля температур с помощью разработанного тепловизионного панорамного метода с использованием тепловизора NEC TH7100 составляла 3 % (измерение тепловизора  $\pm 0,3^\circ\text{C}$ , определение степени черноты  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ ). Погрешность при численном расчете средней температуры произвольной области составляла менее 0,5 %, что связано с ограниченным количеством точек матрицы тепловизора ( $320 \times 240$ ) [70, 78, 91-94].

## 2.5 Определение капель влаги в парогазовых потоках

При работе систем жизнеобеспечения, кондиционирования, аппаратов и реакторов авиационной, медицинской, фармацевтической и других отраслей промышленности, возможно появление мелкодисперсной жидкой фазы примесей, которую необходимо своевременно обнаружить в газовом потоке. Известно, что тепловой поток излучения, встречаясь с мелкодисперсными частицами, многократно переотражается, при этом существенно изменяется энергия потока излучения. Это позволяет обнаружить присутствие частиц в газе [69, 95]. Проведение тепловизионной съемки на активных вулканах показало, что использование тепловизионной съемки – весьма информативный способ дистанционных наблюдений за дисперсной фазой в газе [96].

Для обнаружения конденсирующейся жидкости в газовом потоке применили разработанную тепловизионную методику. При взаимодействии конденсата с сеткой термодатчиком происходит выделение или поглощение тепла, которое приводит к изменению локальной температуры на сетке. Жидкость легко обнаруживается благодаря двум эффектам: во-первых, изменяется температура сетки или потока вследствие тепловых процессов при конденсации жидкости, во-вторых, даже, если температура капли равна температуре сетки, она может быть обнаружена вследствие различия коэффициента степени черноты жидкости и подложки.

При проведении экспериментов с влажным воздухом, охлаждаемым в канале до температур ниже точки росы, на сетке образуется пленка жидкости, которая вносит существенные изменения в измерения температуры газового потока на выходе из канала, когда практически невозможно проводить дальнейшие исследования. Так как пленка воды очень медленно испаряется с холодной поверхности, то дальнейшие исследования проводились с навесками этилового спирта. В отличие от воды, капельки спирта испаряются в течении нескольких секунд, что позволяет проводить эксперименты достаточно длительное время. Рабочий участок для проведения экспериментов представлен на рисунке 2.29.

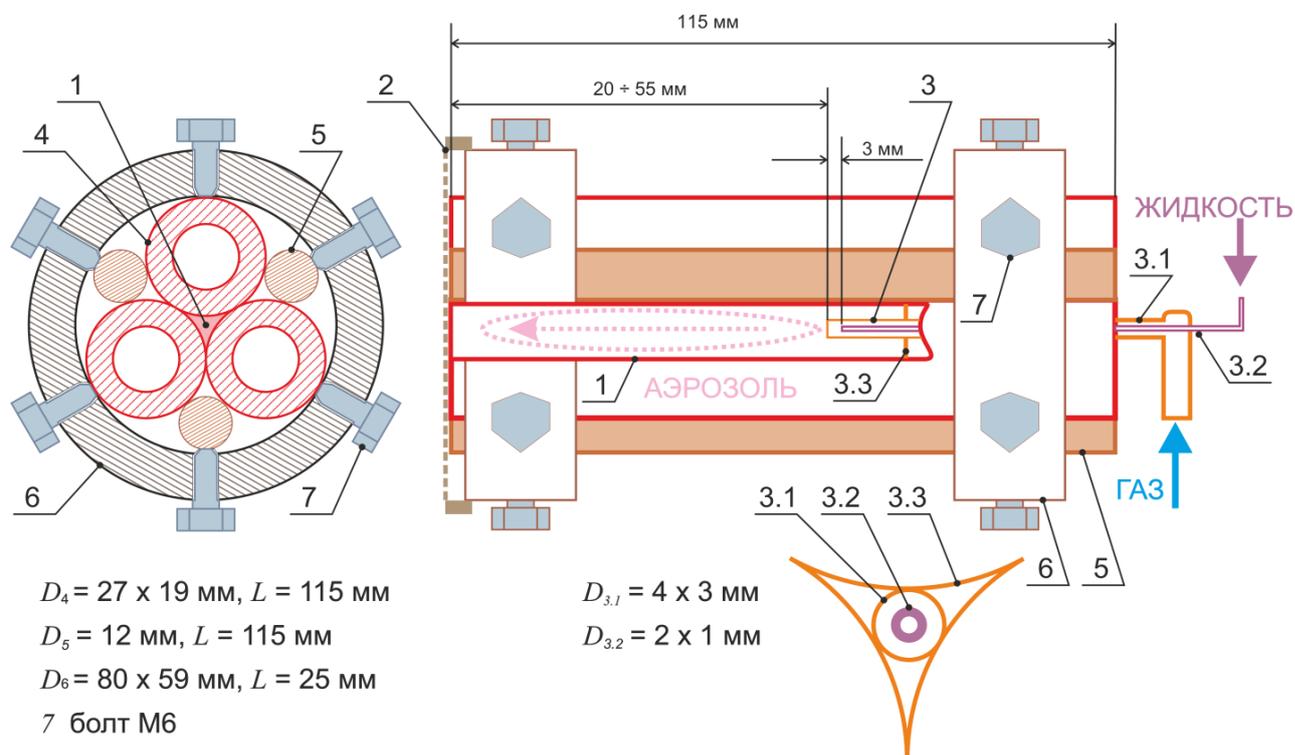


Рисунок 2.29 - Схема сечения квазитреугольного канала. 1 - проходной канал для газа, 2 - кассета с сеткой термоприемником, 3 - распылитель жидкости: 3.1 - трубка подачи газа, 3.2 - капилляр для подвода жидкости, 3.3 - вставка для центровки распылителя в канале, 4 - полированные трубки, 5 - стержни, 6 - монтажное центрирующее кольцо, 7 - прижимные болты

Рабочий участок представлял собой сборку из трех полированных трубок 4, стержней 5, скрепленных монтажными центрирующими кольцами 6 с помощью прижимных болтов 7. Трубки образовывали проходной канал квазитреугольного сечения 1 с гидравлическим диаметром  $D_r = 2,79 \text{ мм}$  и длиной 115 мм. На выходе из канала устанавливалась кассета с сеткой термоприемником 2. На входе в проходной канал устанавливался распылитель жидкости 3, с возможностью перемещения в канале, который представлял собой трубку подачи газа 3.1, в которой размещался капилляр для подвода жидкости 3.2. Вставка 3.3 центрировала распылитель жидкости и герметизировала основной канал.

Эксперименты проводились при расходе воздуха  $0,4 \div 0,5 \text{ г/с}$  (среднерасходная скорость газа  $20 \div 25 \text{ м/с}$ ) и навесках этилового спирта 80 мг и 160 мг. Тепловизионной камерой, расположенной под углом 90 градусов к оси

газового потока, фиксировалось распределение температур дисперсного потока при контакте с сеткой термоприемника. Термограммы, фиксируемые через 5 секунд, представлены на рисунке 2.30.

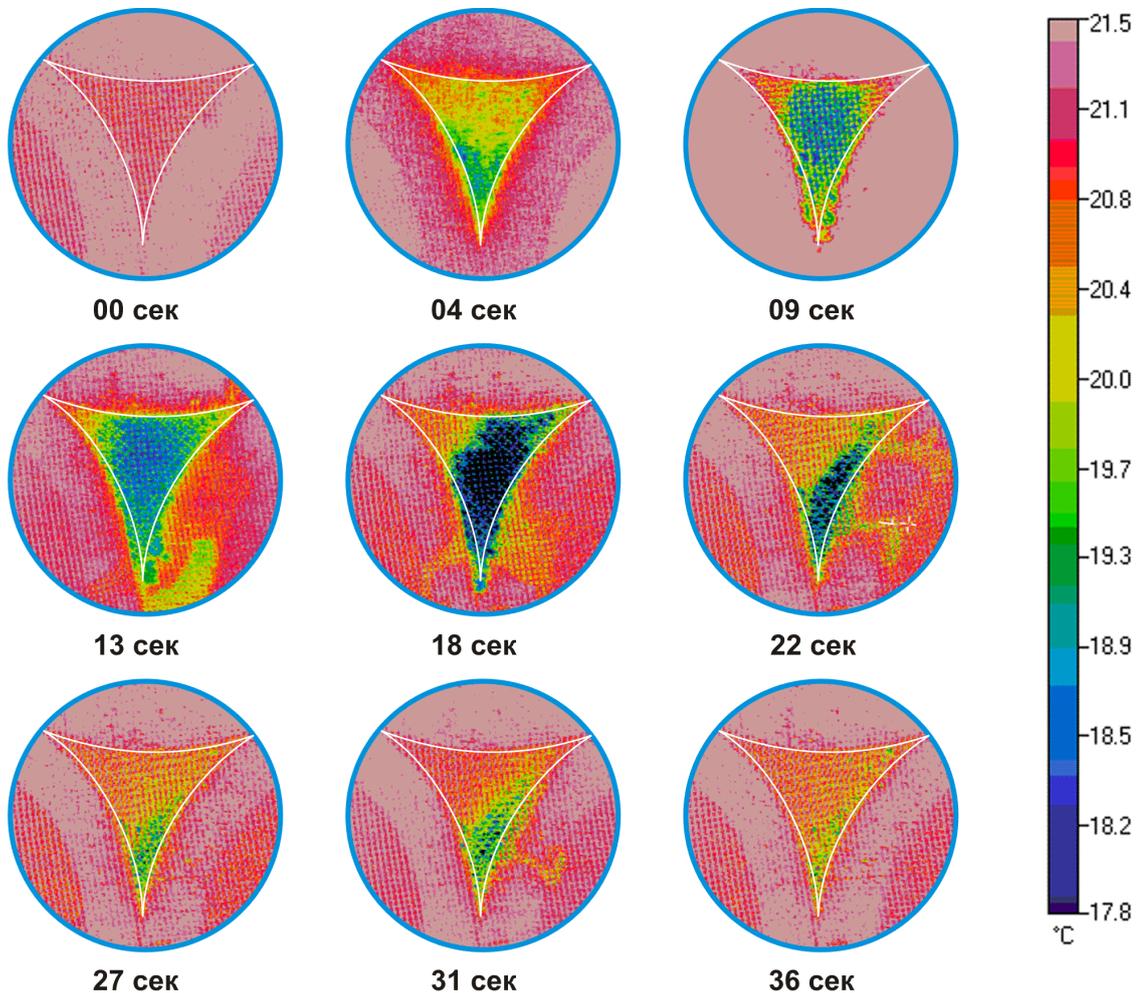


Рисунок 2.30 - Термограммы протекания «аэрозольной пробки» в канале квазитреугольного сечения

Параллельно со съемкой термограмм производилась видеофиксация на цифровой фотоаппарат со скоростью съемки 30 к/с. Полученные кадры видеофиксации представлены на рисунке 2.31. Обработка видеок кадров позволила получить гистограммы освещенности по площади сечения канала, которые представлены справа от видеок кадра на рисунке 2.31. Визуально дисперсный поток на сетке трудно различим, хотя после обработки фотографий и полученных гистограмм можно сделать вывод о наличии дисперсного потока в канале квазитреугольного поперечного сечения.

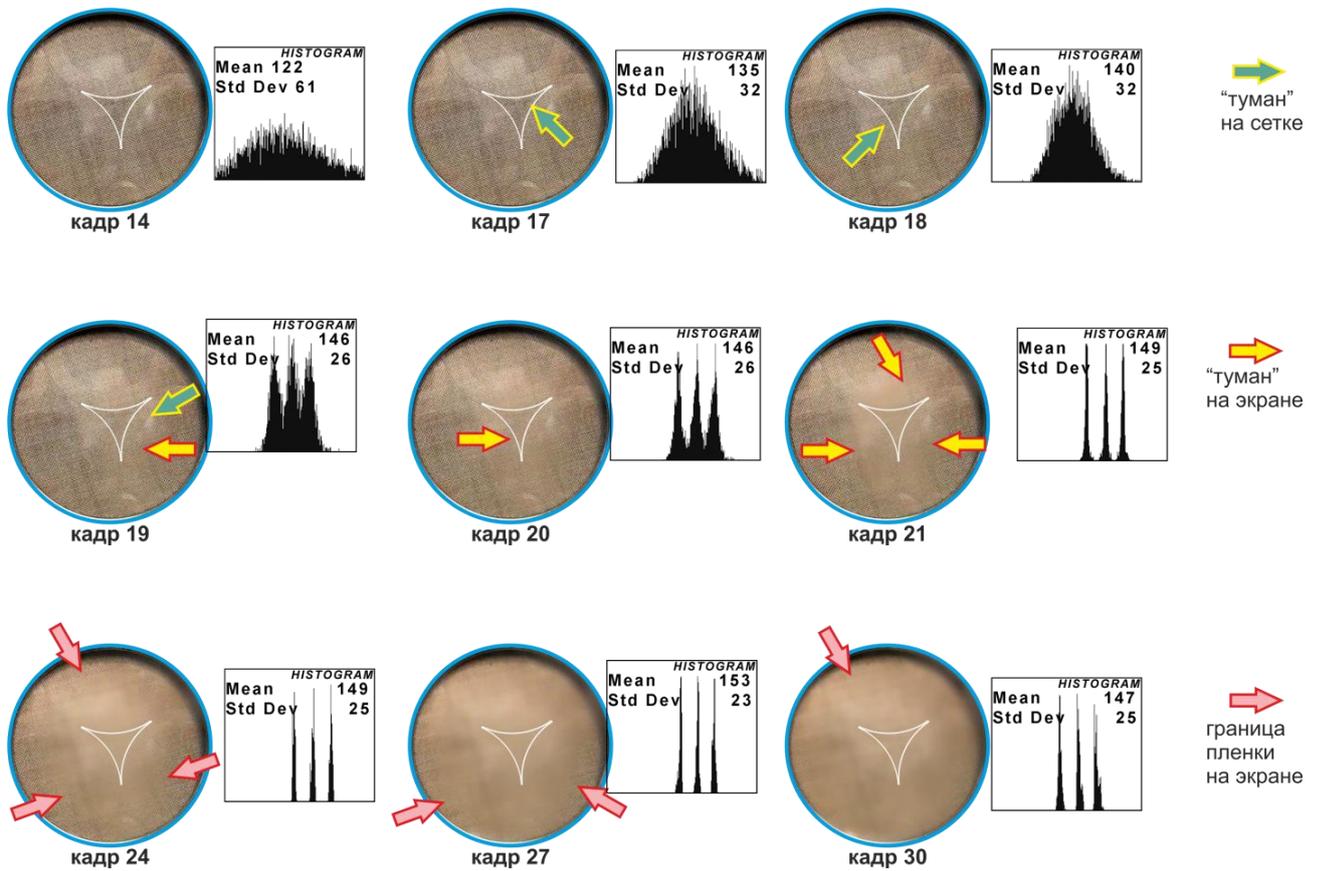


Рисунок 2.31 - Видеокадры протекания «аэрозольной пробки» в канале квазитреугольного сечения

Из рисунка видно, что через 0,56 с (17 кадр) появляется туман на сетке, а через 0,63 с (19 кадр) появляется туман на защитном экране, проекция которого наблюдается на термограмме. Через 0,80 с (24 кадр) проецируемая на термограмме граница пленки увеличивается, а по достижению времени 0,90 с (кадр 27) поле зрения полностью закрывается.

Для предотвращения затуманивания защитного экрана и сетки при съемке под углом 90 градусов (рисунок 2.32), предложен вариант расположения сетки под углом 45 градусов к оси выходной струи дисперсного потока (рисунок 2.33).

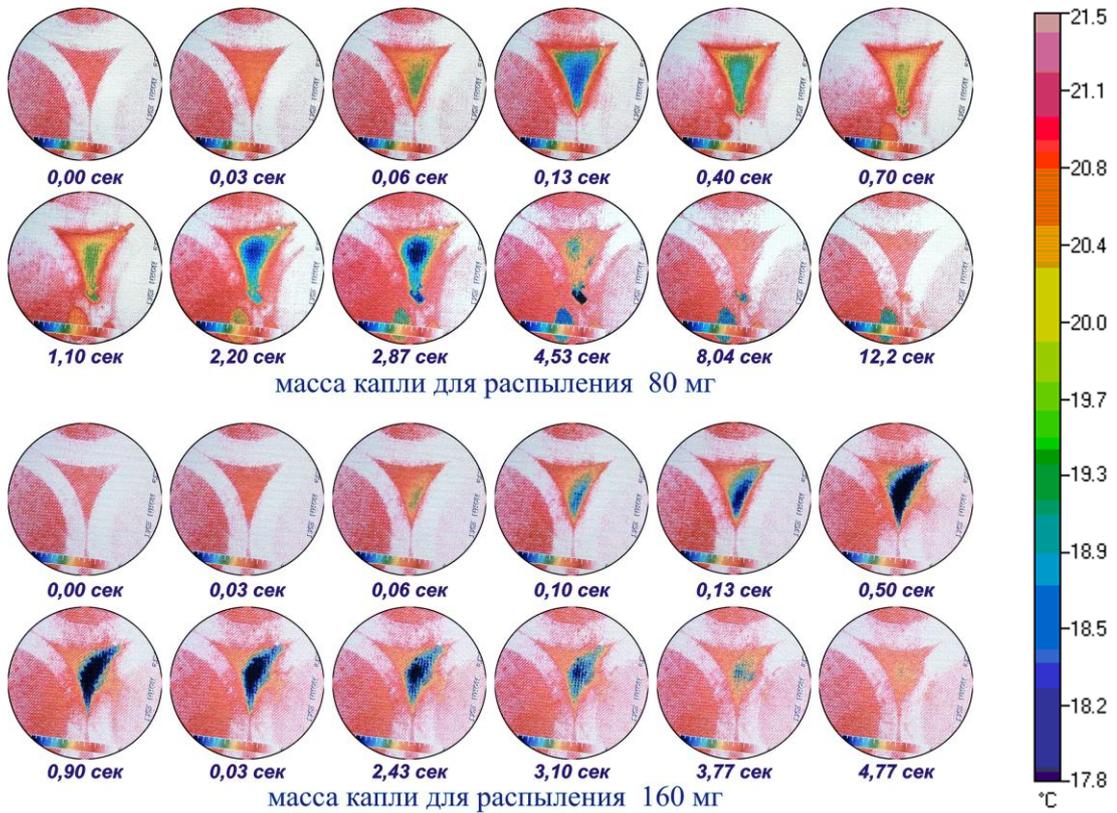


Рисунок 2.32 - Динамика роста фото термограммы сетки термоприемника (фронтальная съемка сетки)

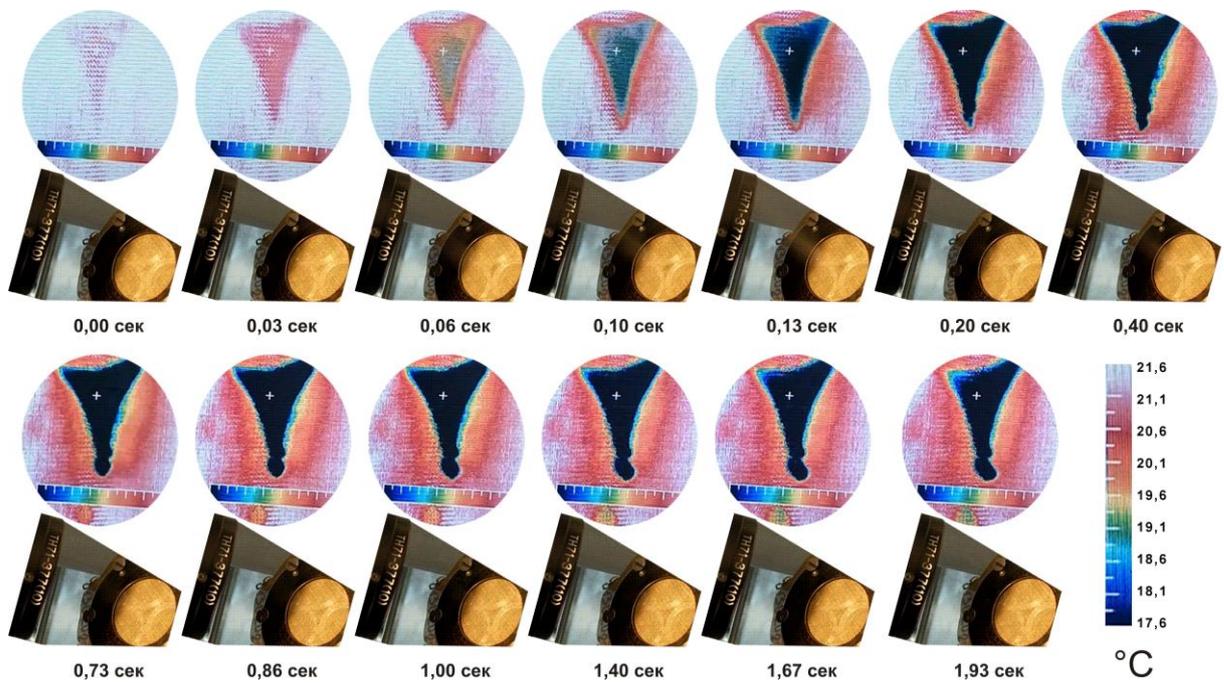


Рисунок 2.33 - Термограммы и видеокдры сетки термоприемника (съемка сетки под углом 45 градусов)

При сравнении термограмм сетки термодатчика на выходе из канала для различных значений навесок этилового спирта (рисунок 2.33 пример для навески спирта 80 мг), распыляемых в поток воздуха при максимальном расходе 0,5 г/с, с видеокадрами видно, что на видеокадрах проявление действия дисперсного потока визуально трудно различимо, тогда как на термограммах ярко выражено проявление взаимодействия дисперсного потока с сеткой термодатчиком по изменению поля температур, фиксируемого тепловизором. Также при изменении угла съемки к потоку наблюдается искажение геометрических форм и расфокусировка по глубине резкости, но методика позволяет эффективно обнаружить наличие дисперсной жидкой фазы в газовом потоке.

Показано, что на результаты измерений с использованием тепловизионной панорамной методики может влиять присутствие в потоке конденсирующихся газов. Соответственно в случае, если возможно появления конденсата в потоке, необходимо дополнительно проведение осушки газа подаваемого в рабочий участок.

## 2.6 Оценка погрешностей измерений

Предварительно проводилась оценка погрешности измерений. Эксперименты с использованием тепловизионного оборудования проводились при экранировании освещения для исключения влияния светового излучения. По известным методикам, изложенным в работах [76, 87, 91] определялась относительная систематическая погрешность.

Относительная систематическая погрешность основных измеряемых величин приведена в таблице 2.3:

Таблица 2.3 - Систематическая погрешность основных измеряемых величин

Измеряемая величина	Единицы измерения	Погрешность
$T_{\text{термопара}}$	К	1 %
$T_{\text{тепловизор}}$	К	1,5 %
$L$	м	0,5 %
$D$	м	1 %
$P$	Па	1 %
$N$	Вт	0,5 %
$Q$	м <sup>3</sup> /с	5 %
$x$	кг/кг	3 %
$t$	с	0,5 %

Относительная систематическая погрешность рассчитываемых размерных величин приведена в таблице 2.4:

Таблица 2.4 - Систематическая погрешность рассчитываемых размерных величин

Рассчитываемая размерная величина	Единицы измерения	Погрешность
$\Delta T$	К	2,3 %
$\Delta P$	Па	10 %
$S_{\text{канал}}$	$\text{м}^2$	2 %
$\Pi$	м	1,3 %
$D_{\Gamma}$	м	2,3 %
$S_{\text{нагрев}}$	$\text{м}^2$	1,2 %
$q$	$\text{Вт}/\text{м}^2$	1,5 %
$\alpha$	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	2,6 %
$U$	м/с	5,4 %
$\rho, \lambda, \nu, a, C_p, Pr$		3,5 %

Относительная систематическая погрешность рассчитываемых безразмерных критериев приведена в таблице 2.5:

Таблица 2.5 - Систематическая погрешность рассчитываемых безразмерных критериев

Безразмерные критерии	Погрешность
Re	7,2 %
Pe	8,8 %
Nu	5,9 %
$\zeta$	15,6 %
$\Psi$	8,8 %
Nu от Re	9,3 %
Nu от $\Psi$	10,6 %
$\zeta$ от Re	17,2 %

### Тарировка тепловых потерь

В соответствии с рекомендациями, изложенными в работах [28, 89, 97, 98], выполнялась тарировка тепловых потерь для различных рабочих участков.

Для определения тепловых потерь через теплоизоляцию в окружающую среду рабочий участок заполнялся каолиновой ватой с целью исключения естественной конвекции воздуха внутри канала. На нагреватель подавалось постоянное напряжение от источника постоянного тока и напряжения GwINSTECH PSH-10100. Фиксировались показания термопар, рабочие спаи которых были помещены под изоляцией на внешней стенке кварцевой трубки. Температура окружающей среды фиксировалась с помощью ртутного термометра с точностью  $0,1^{\circ}\text{C}$ . Измерения проводились с помощью автоматизированного комплекса Термодат ТМ-24, со временем опроса 100 с.

Определение тепловых потерь через теплоизоляцию на части рабочего участка от  $L_1$  до  $L_2$  определялось по формуле:

$$W_{1-2} = q_l \cdot (L_2 - L_1),$$

где  $q_l$ , Вт/м - линейная плотность теплового потока:

$$q_l = \pi \cdot k_l \cdot (T_{ст} - T_{сред}), \quad (2.8)$$

где  $k_l$ , Вт/(м·К) - линейный коэффициент теплопередачи:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_{изол}} \cdot \text{Ln} \left( \frac{D_{изол}}{D_{ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_{сред} \cdot D_{изол}}}. \quad (2.9)$$

На рабочий участок подавалась тепловая нагрузка  $W_{1-2}$  и измерялась температура стенки  $T_{ст}$  под тепловой изоляцией четырьмя термопарами. Время выхода на стационарный режим зависело от уровня изменения температуры стенки при изменении тепловой нагрузки (рисунок 2.34).

Время прогрева от комнатной температуры до стационарного уровня при постоянной тепловой нагрузке постоянно и определялось по формуле:

$$\tau = \frac{(T_{ст.стац} - T_{сред}) \cdot c_p \cdot M}{W \cdot f(\alpha_{сред})} = \frac{W}{S_{изол}} \cdot \frac{1}{\alpha_{сред}} \cdot \frac{c_p \cdot M}{W \cdot f(\alpha_{сред})} = \frac{c_p \cdot M}{S_{изол} \cdot \alpha_{сред} \cdot f(\alpha_{сред})} \lim_{\delta x \rightarrow 0},$$

где  $f(\alpha_{сред}) < 1$ ;  $f \approx 0,33$ .

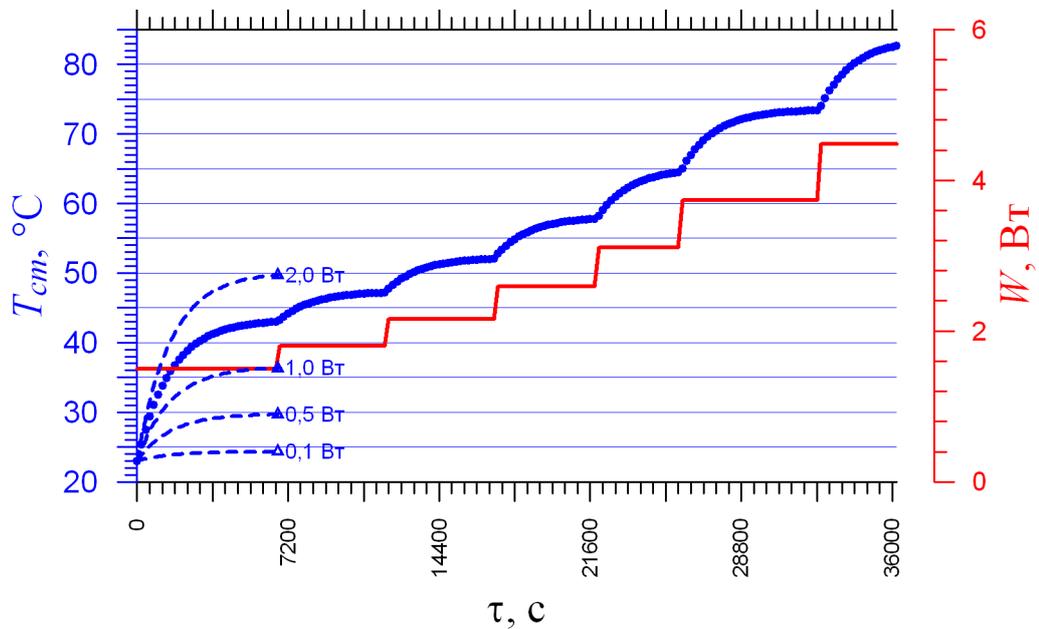


Рисунок 2.34 - Изменение температуры стенки при тарировке тепловых потерь в зависимости от времени и тепловой нагрузки

Получена зависимость стационарного перепада температуры стенки от мощности, выделяемой на рабочем участке для различных точек по длине участка (рисунок 2.35).

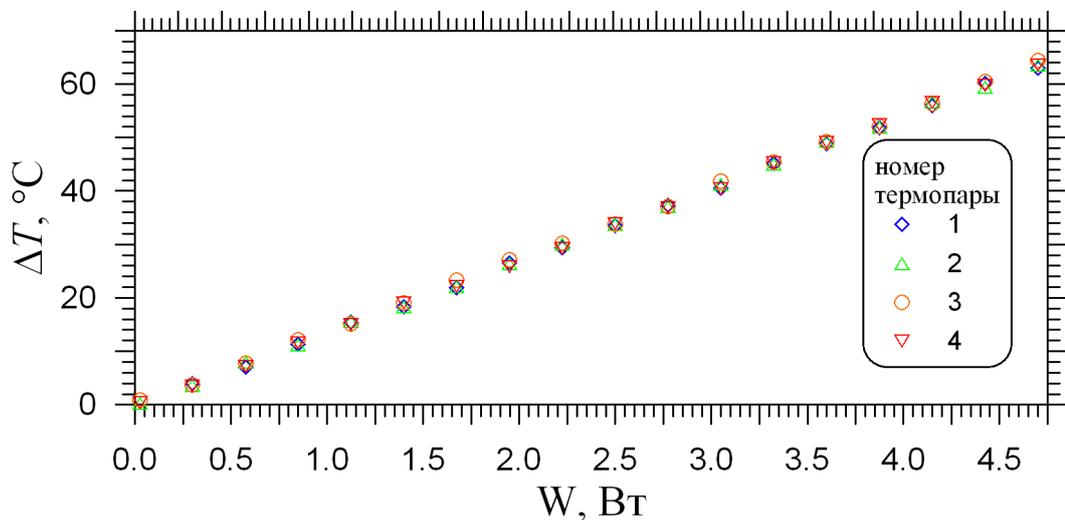


Рисунок 2.35 - Зависимость стационарного перепада температуры стенки и окружающей среды при изменении тепловой нагрузки  $W$

Обработка экспериментальных данных позволила получить градуировочную кривую для тепловых потерь в зависимости от перепада между температурой стенки и окружающей средой (рисунок 2.36).

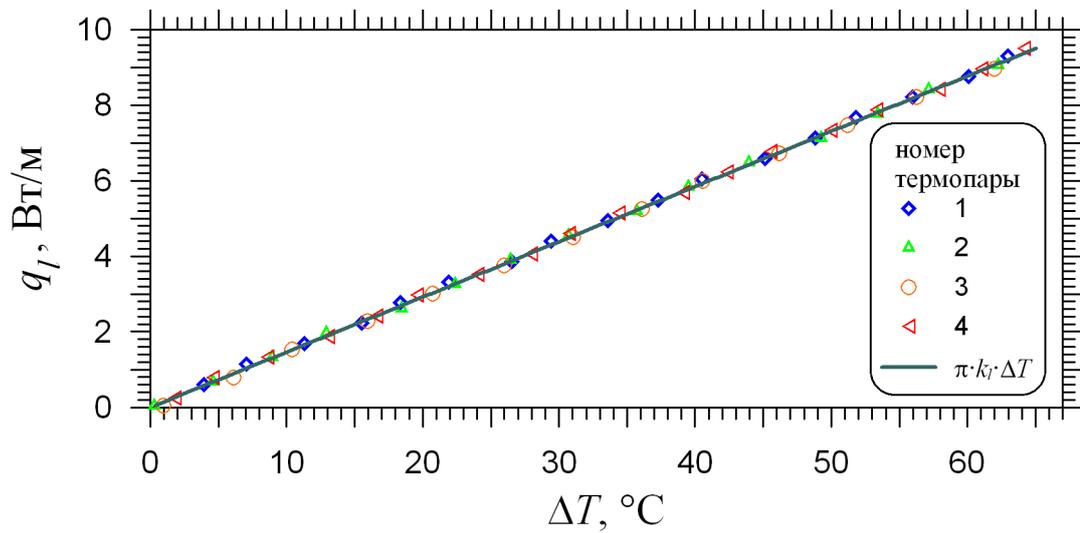


Рисунок 2.36 - Зависимость тепловых потерь линейной плотности теплового потока,  $q_l$  в зависимости от перепада температуры стенки и окружающей среды

Экспериментальные данные согласуются с известной расчетной зависимостью (2.8, 2.9). Тепловые потери не превышали 12 % от подаваемой мощности.

## Выводы по главе 2

Разработаны экспериментальные стенды со сменными рабочими участками и обоснованы методики опытного изучения процессов теплообмена в одиночных каналах сложной формы и стержневых тепловыделяющих сборках для условий постоянства температуры или величины теплового потока на стенках канала.

Модифицирован панорамный тепловизионный метод определения поля температур на основе выходных данных и запатентовано изобретение № 2597956 "Сетчатый комбинированный термоприемник и способ измерения температурного поля газового потока в каналах".

Эффективность предложенной методики и достоверность полученных экспериментальных результатов зависят от характеристик сетки термоприемника и используемого тепловизионного оборудования.

Разработана методика для обработки первичных данных термограмм.

Сравнение расчетных полей температур тепловизионных измерений с термометрическими измерениями в точке показало хорошее их соответствие в пределах точности измерений тепловизора  $\pm 0,4$  °С при чувствительности метода измерений  $\pm 0,1$  °С.

Показано, что на результаты измерений с использованием тепловизионной панорамной методики может влиять присутствие в потоке конденсирующихся газов. Необходимо дополнительно проведение осушения газа, подаваемого в рабочий участок, если возможно появления конденсата в потоке.

В результате проведенных экспериментов показано, что на видеокадрах, полученных с помощью цифрового фотоаппарата, проявление действия дисперсного потока на сетку термоприемника визуально трудно различимо.

Систематическая погрешность основных измеряемых величин составила не более 3%, систематическая погрешность рассчитываемых размерных величин составила не более 7%, систематическая погрешность рассчитываемых безразмерных критериев не более 15%. Тепловые потери не превышали 12 % от подаваемой мощности.

## ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ВОЗДУХА В КОРОТКИХ КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ И СБОРКЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В представленной работе исследуются тепловые режимы в широком диапазоне изменения режимных параметров для потока воздуха в коротких каналах различной геометрии.

### 3.1 Теплообмен при неизотермическом течении воздуха в горизонтальном цилиндрическом канале

Известно, что устойчивость течения в горизонтальном цилиндрическом канале при нагреве и охлаждении рабочего газа при условии  $q_{ст} = \text{const}$ , возникающего в результате взаимодействия вынужденной и свободной конвекции, оказывает влияние на характеристики теплообмена в коротких каналах различной формы.

С помощью тепловизионной методики, подробно изложенной в главе 2, проводилось исследование теплообмена при неизотермическом течении газа в коротком горизонтальном цилиндрическом канале (рисунок 2.2) общей длиной  $L = 0,505$  м с внутренним диаметром  $d = 19$  мм в ламинарном и переходном режимах течения.

Расход воздуха изменялся в диапазоне от 0,25 г/с до 0,90 г/с, а числа Рейнольдса  $Re$  от 230 до 4770. Максимальный тепловой поток  $q$  в опытах достигал  $2400 \text{ Вт/м}^2$ , плотность теплового потока на внутренней стенке трубки  $q_{ст} = 39,8 \div 351 \text{ Вт/м}^2$ .

Согласно [28] в теплообменных устройствах из коротких труб параболический профиль скорости течения газов не успевает сформироваться, и процесс теплообмена протекает при изменении гидродинамического профиля скорости. В этом случае для газов соотношение длин термического  $l_{н.т}$  и гидродинамических  $l_{н.г}$  начальных участков одного порядка и рассчитываются по формуле:

$$l_{н.т} = Pr \cdot l_{н.г}, \quad (3.1)$$

где  $Pr$  - число Прандтля. Длину термического начального участка для круглого канала диаметром  $D$  при постоянных физических свойствах и  $q_{ст} = const$  можно определить как:

$$l_{н.т} = 0,07 \cdot Re \cdot D, \quad (3.2)$$

где  $Re = Re \cdot Pr$  - критерий Пекле. Согласно (3.2) эта длина составила для диапазона значений  $Re = 230 \div 4770$  величины порядка  $l_{н.т} = 0,21 \div 4,37$  м, которые за некоторым исключением ( $Re < 540$ ) превышают длину обогреваемого участка канала  $l_{об.уч}$ . При этом на участке термической стабилизации  $l_{н.т} > l_{об.уч}$  наблюдается четко выраженное расслоение поперечного профиля температур по высоте, а при  $l_{н.т} < l_{об.уч}$  такое расслоение отсутствует вследствие прогрева потока до выхода из канала (рисунок 3.1).

На рисунке 3.1 представлены термограммы на выходе круглого канала для различных чисел  $Re$  и теплового потока на стенке  $q_{ст}$ . На всех термограммах, когда длина обогреваемого участка канала  $l_{об.уч}$  превышает длину термического начального участка  $l_{н.т}$  для  $q_{ст} = 39,8 \div 351$  Вт/м<sup>2</sup>, центральная часть потока менее нагрета, чем область вблизи стенки. Отметим, что распределение температур на термограммах отражает совместное действие вязкостных и инерционных сил.

В диапазоне значений чисел Рейнольдса от 2000 до 5000 и тепловых потоках от 200 до 350 Вт/м<sup>2</sup> проявляется влияние свободной конвекции на вынужденное течение в горизонтальном круглом канале при  $Gr/Re > 100$ . Число Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot D_{\Gamma}^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T,$$

где  $g$  - ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $D_{\Gamma}$  - определяющий характерный линейный размер поверхности теплообмена;  $\Delta T$  - разность температур поверхности теплообмена и теплоносителя;  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости;  $\beta$  - температурный коэффициент объёмного расширения теплоносителя.

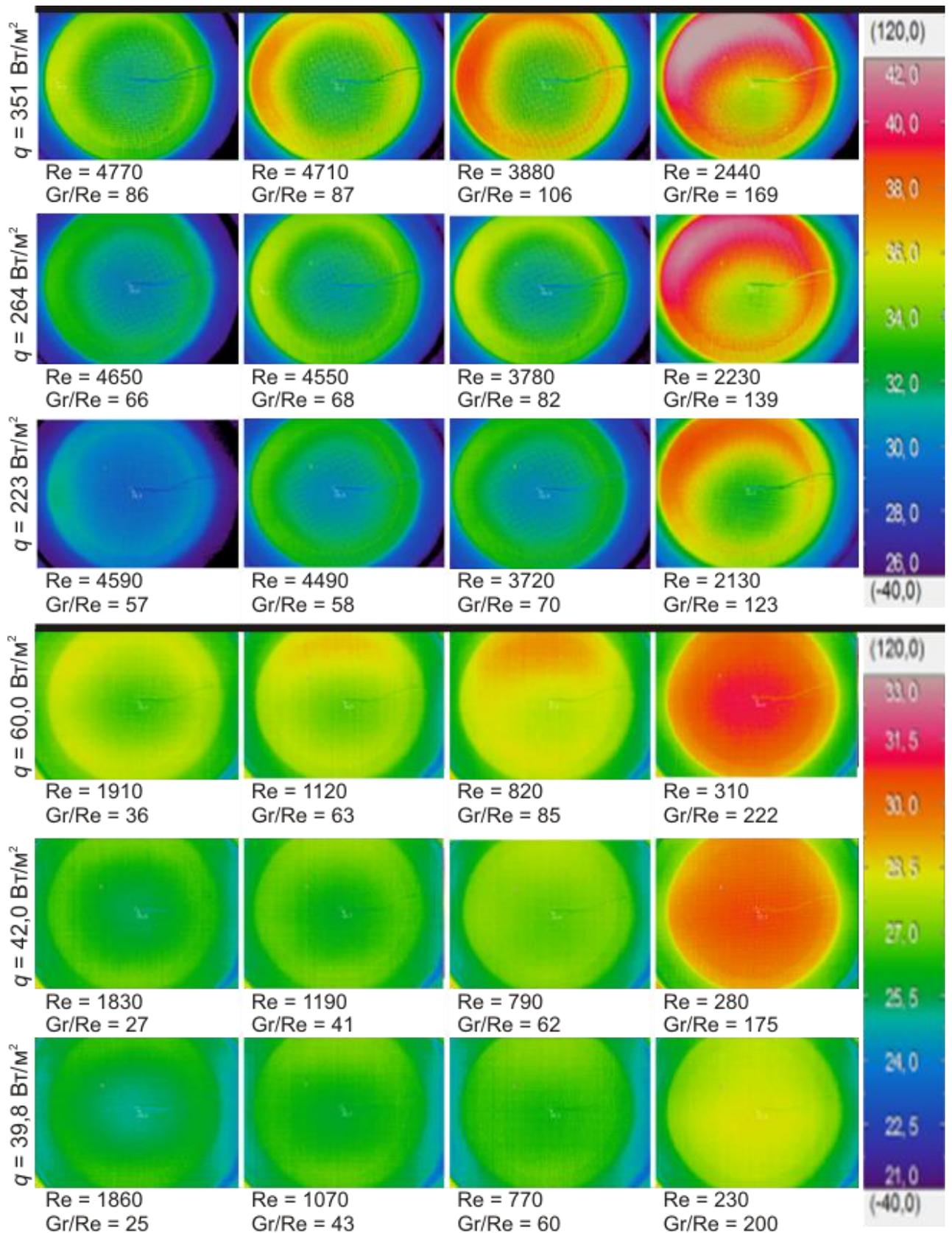


Рисунок 3.1- Термограммы с распределением полей температур потока воздуха на выходе из цилиндрического канала

Обработка первичных экспериментальных данных позволила получить распределение температур по сечению канала в ламинарном режиме течения (рисунок 3.2), которое хорошо согласуется с теоретической зависимостью для стационарного режима течения [11, 99].

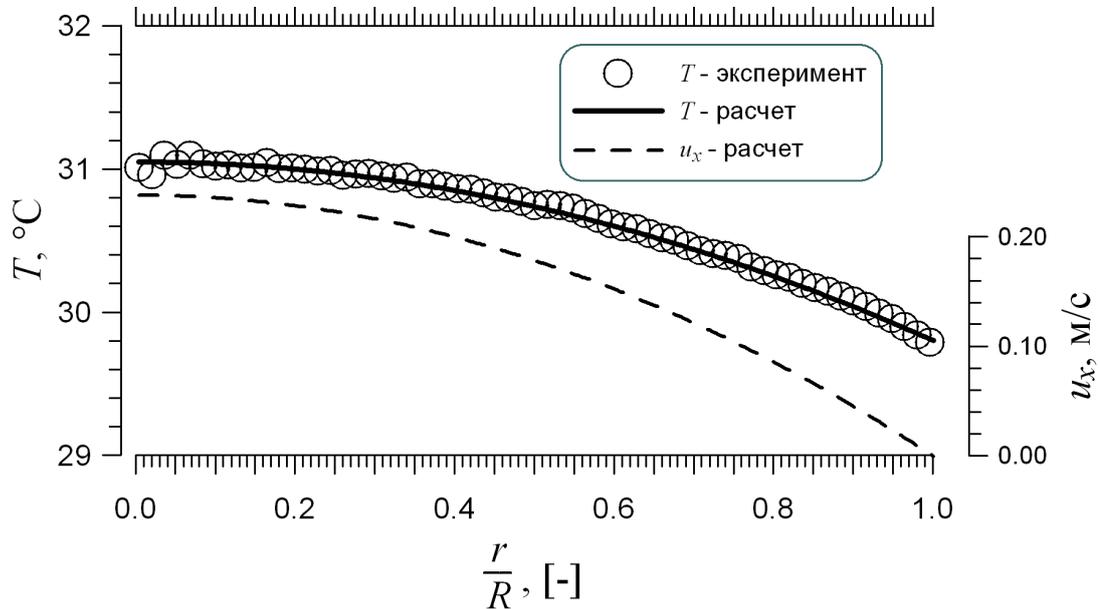


Рисунок 3.2 - Распределение температур по сечению канала в ламинарном режиме течения

Профили температур  $T$  и скоростей  $u_x$  вдоль радиуса  $r$  от оси канала к стенке рассчитывались по следующим формулам:

$$u_x(r) = 2 \cdot U \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right]$$

$$T(r) = T_{cm} + \Delta T \cdot \frac{\text{Nu}}{2} \cdot \left[ \frac{3}{4} - \left( \frac{r}{R} \right)^2 + \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{r}{R} \right)^4 \right].$$

Обработка первичных экспериментальных данных позволила получить зависимость числа Nu от Re для стационарных режимов течения газа в канале, которая согласуется с расчетами по формуле Михеева с точностью до  $\pm 10\%$  [28]:

$$\text{Nu} = 0,74 \cdot \text{Re}^{0,2} \cdot \text{Pr}^{0,3} \cdot \text{Gr}^{0,1} \cdot \Omega \left( \frac{x}{D_r} \right), \quad (3.3)$$

где  $\Omega$  - величина коэффициента в зависимости от безразмерного расстояния от входа в канал  $x/D_r$ . Коэффициент  $\Omega$  изменяется от 1,9 до 1 на входе при условии  $x/D_r > 50$ . В нашем случае  $x/D_r = 26,58$ .

Зависимость рассчитанного по формуле Михеева [28] числа  $Nu$  от  $Re$  представлена на рисунке 3.3.

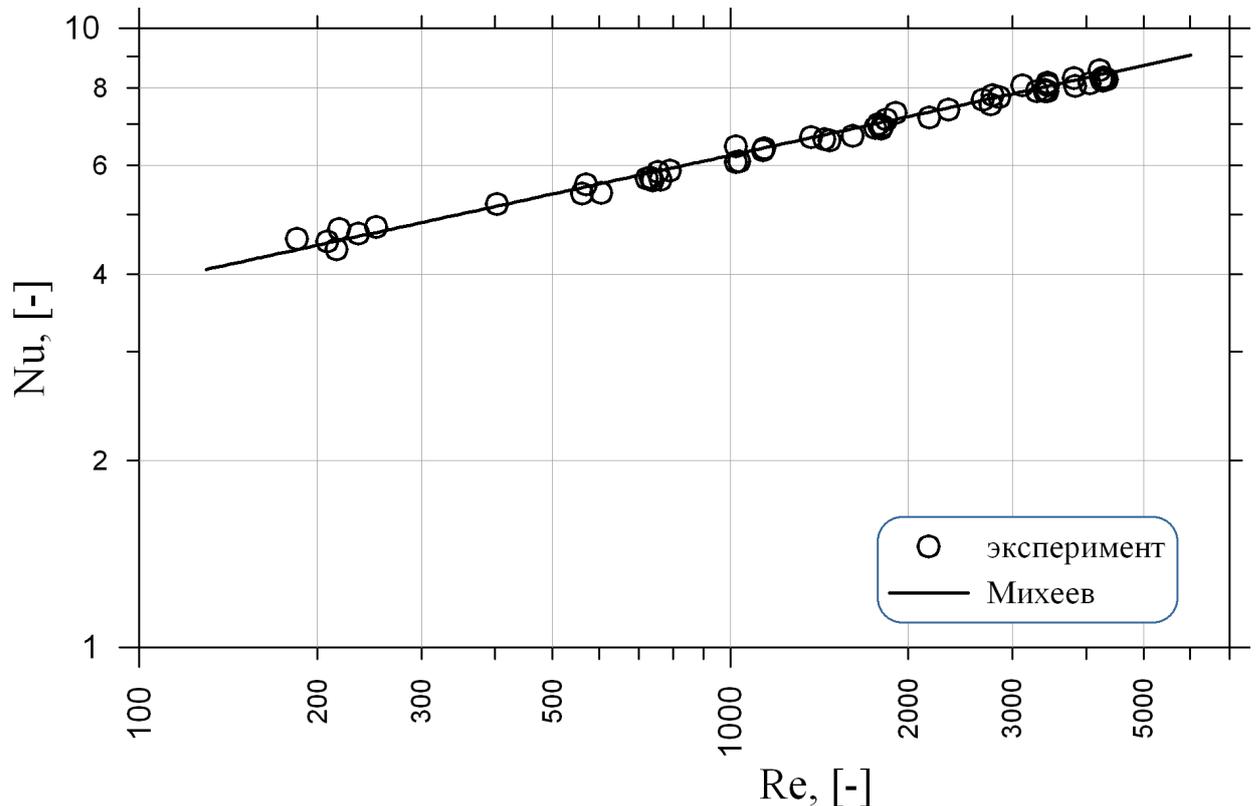


Рисунок 3.3 - Зависимость числа Нуссельта  $Nu$  от числа Рейнольдса  $Re$

Полученные экспериментальные данные по влиянию гидродинамики на теплообмен в канале сравнивались с известной картой режимов течения в горизонтальном канале [100, 101] (рисунок 3.4) Отмечено, что граница перехода от вынужденной конвекции к смешанной конвекции значительно смещена влево по оси абсцисс (рисунок 3.5). Это может быть связано с использованием различных методик получения экспериментальных данных.

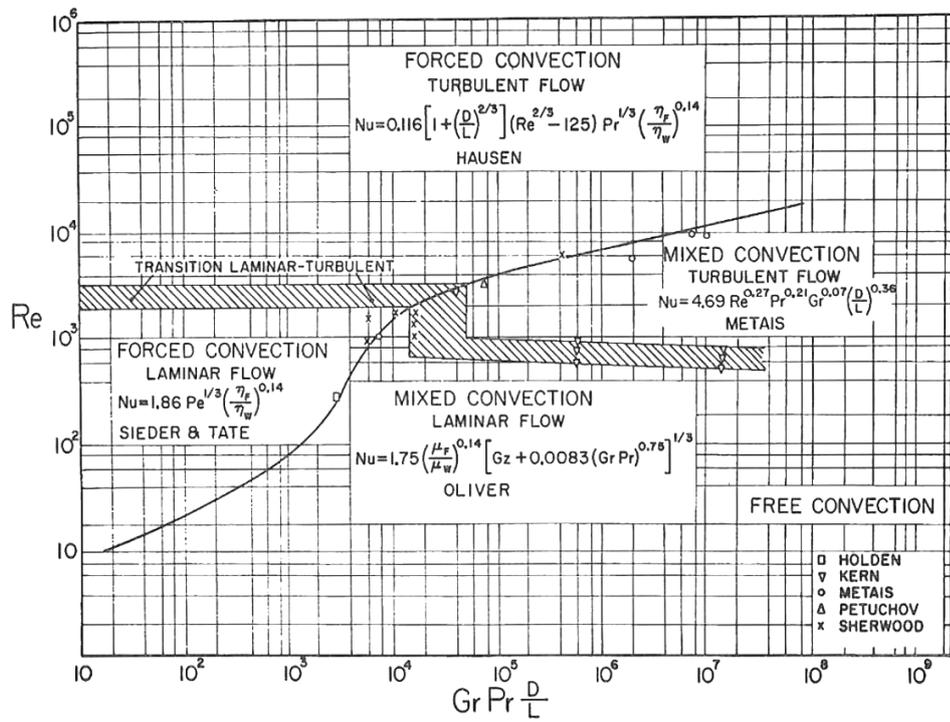


Fig. 2 Regimes of free, forced, and mixed convection for flow through horizontal tubes

$$(10^{-2} < Pr \frac{d}{L} < 1)$$

Рисунок 3.4 - Карта режимов течения для горизонтального канала [100]

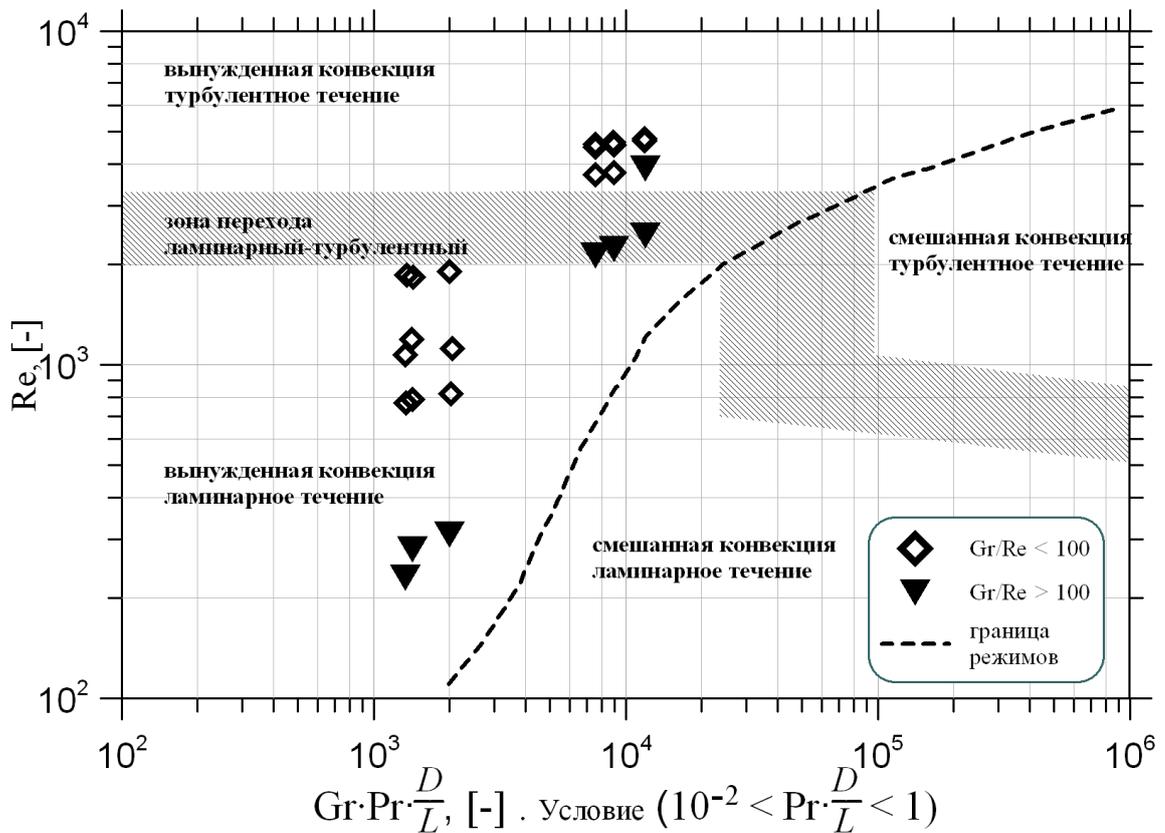


Рисунок 3.5 - Сравнение полученных экспериментальных данных для горизонтального канала с данными из справочника [100]

Бесконтактный тепловизионный метод измерения температур позволяет получить более точные и информативные данные поля температур газового потока на выходе из обогреваемого канала. Тепловизионная техника позволила моментально и наглядно определить всё поле температур канала в реальном масштабе времени в заданном сечении канала, в отличие от контактного метода измерения температур в отдельно взятой точке того же сечения в канале.

Хорошее совпадение полученных экспериментальных данных с известными в литературе теоретическими зависимостями для стабилизированного течения в цилиндрическом канале [99, 102] для стационарного режима течения потока газа позволило использовать тепловизионную методику и для исследования теплообмена в коротких каналах в стационарных и нестационарных условиях.

### 3.2 Исследование теплообмена при течении воздуха в канале квазипреругольного поперечного сечения

Задача о теплообмене в трубах при постоянных физических свойствах теплоносителя и граничных условия первого рода (постоянная температура стенки) является классической. Имеется известное решение изменения местного и среднего числа Нуссельта по длине круглой трубы [11]. Влияние формы канала на теплообмен оценивалось при условии  $T_{ст} = \text{const}$ .

Исследование теплообмена в каналах сложной геометрии, используемых для проектирования компактных теплообменных аппаратов, проводилось на канале квазипреругольного поперечного сечения (рисунок 2.6). Эксперименты проводились при давлениях газа  $P$  на входе в рабочий участок от 103 до 150 кПа, массовом расходе  $G$  от 0,06 до 0,6 г/с, и постоянной температуре стенки  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура воздуха на входе составляла  $20 \div 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Число Рейнольдса  $Re$  варьировалось от 700 до 5000.

Теплофизические свойства воздуха:  $\rho$  - плотность,  $\nu$  - кинематическая вязкость,  $C_p$  - теплоемкость,  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности,  $Pr$  - число Прандтля в зависимости от давления и температуры вычислялись согласно табличным данным из справочника [103].

Экспериментальные данные преобразовывались к безразмерным переменным ( $Re$ ,  $Pe$ ,  $\Psi$ ,  $Nu$ ,  $\zeta$ ).

Первичные данные зависимости перепада давления на рабочем участке от массового расхода представлен на графике рисунок 3.6.

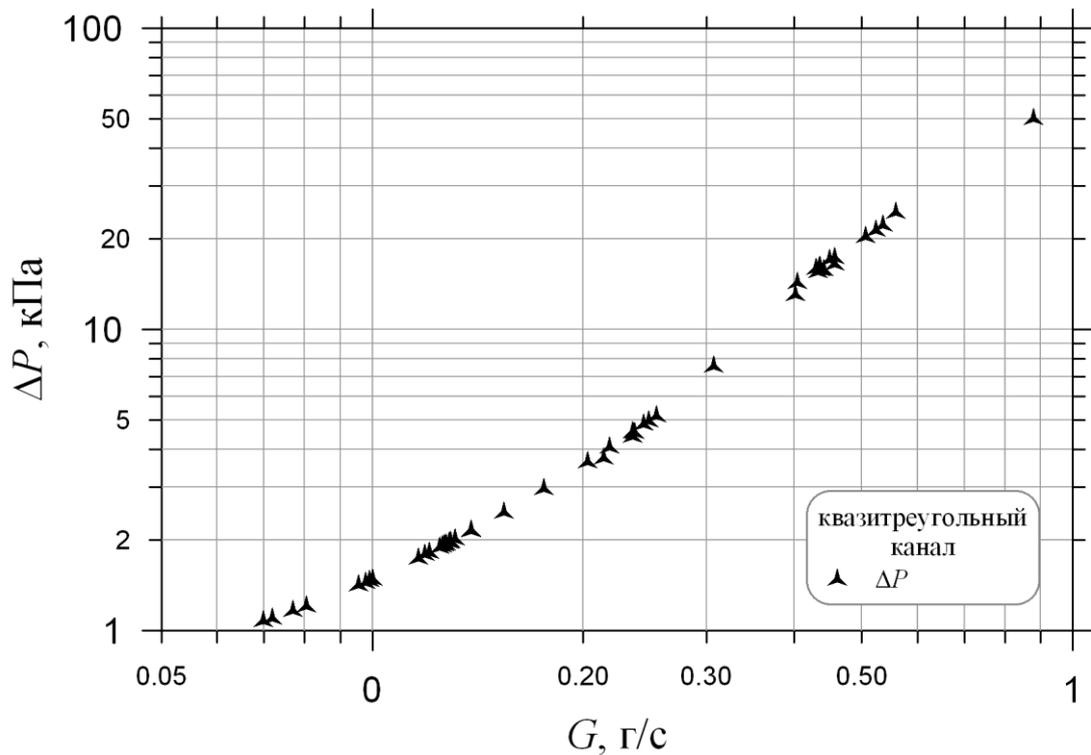


Рисунок 3.6 - Перепад давления  $\Delta P$  на рабочем участке в зависимости от массового расхода  $G$

Значение коэффициента сопротивления трения  $\zeta$  для данного канала рассчитывалось по формуле:

$$\zeta = (P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}}) \cdot \frac{D_{\Gamma}}{L} \cdot \frac{2}{\rho \cdot U^2}, \quad (3.4)$$

$$\text{где } U = \frac{G}{\rho \cdot R^2 \cdot (\sqrt{3} - 0,5 \cdot \pi)}.$$

Расчет чисел Рейнольдса на входе и выходе производился по формулам:

$$\text{Re}_{\text{вх}} = \frac{U_{\text{вх}} \cdot D_{\Gamma}}{\nu_{\text{вх}}}, \quad \text{Re}_{\text{вых}} = \frac{U_{\text{вых}} \cdot D_{\Gamma}}{\nu_{\text{вых}}}.$$

Измеренные коэффициенты сопротивления трения  $\zeta$  при течении воздуха в канале квазитреугольного поперечного сечения в зависимости от числа Рейнольдса  $\text{Re}$  приведены на рисунке 3.7. Полученные данные соответствуют известным зависимостям для коэффициента сопротивления трения в гладких трубах [17, 18, 21, 42, 104].

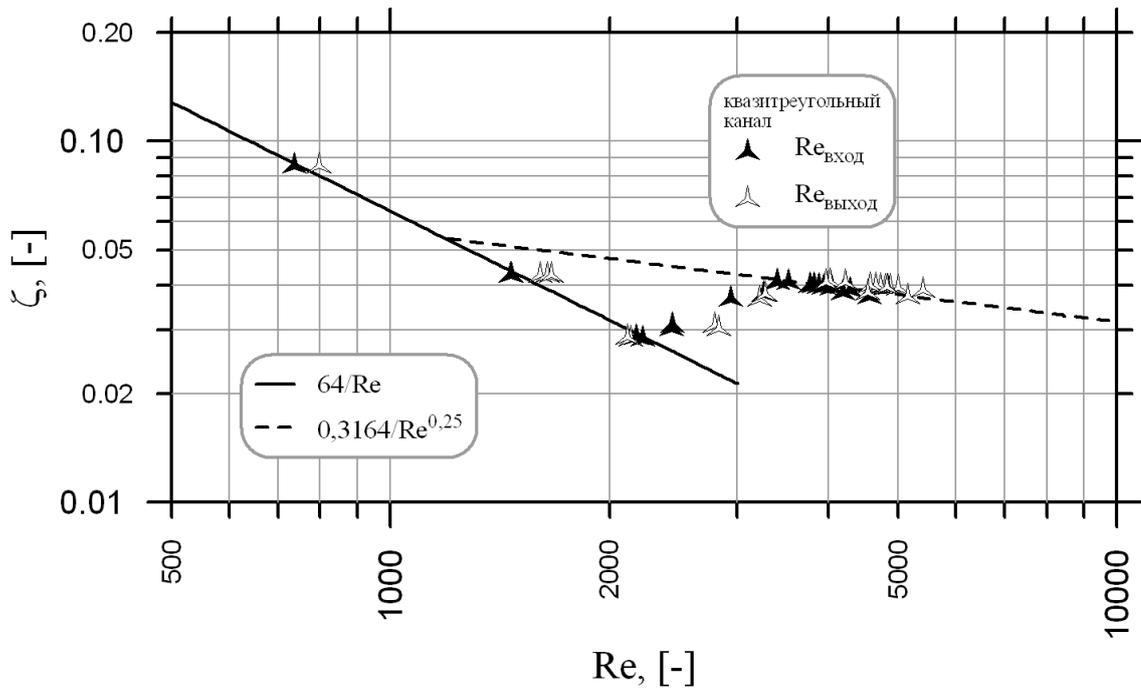


Рисунок 3.7 - Зависимость коэффициента сопротивления трения  $\zeta$  от числа Рейнольдса  $Re$  на входе и выходе канала при течении воздуха

Таким образом, из анализа рисунков 3.6 и 3.7, видно, что в исследованном диапазоне значений чисел Рейнольдса и тепловых нагрузок в гладких каналах квазитреугольного поперечного сечения при условии  $T_{ст} = const$ , сопротивление трения слабо зависит от условий теплообмена.

Для случая, когда  $T_{ст} = const$ , чтобы определить тепло полученное потоком газа от стенки, необходимо проведение дополнительной серии экспериментов для условия адиабатической стенки. Зная условия на адиабатической стенке, можно определить количество тепла в единицу времени, получаемое стенкой от газа, а затем уже вычислить количество тепла  $I$ , получаемое газом от стенки для условия постоянной температуры стенки:

$$\frac{dI}{dt} = C_p \cdot G \cdot (T_{T_{ст}=const} - T_{адиаб}), \quad (3.5)$$

где  $T_{адиаб}$  - температура воздуха на выходе из канала с теплоизолированной стенкой по всей длине (2.7),  $T_{T_{ст}=const}$  - температура воздуха на выходе канала при постоянной температуре стенки  $T_{ст}$  (2.7) на участке длиной  $H$ .

Примеры термограмм с одинаковыми режимными параметрами на входе:  $G = 0,588$  г/с ( $C_p \cdot G = 0,59$  Вт/К),  $P_{\text{вх}} = 168,2$  кПа,  $T_{\text{вх}} = 26,5$  °С, представлены на рисунке 3.8 для условия теплоизолированной стенки, а при граничном условии  $T_{\text{ст}} = \text{const}$  – на рисунке 3.9.

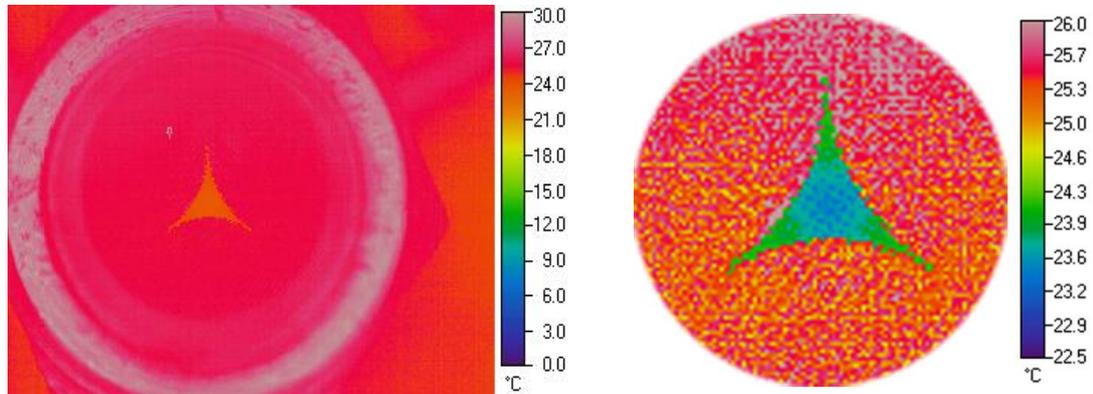


Рисунок 3.8 - Термограмма при условии теплоизолированной стенки  $X = 132$  мм, средняя температура по выходному сечению  $T_{\text{вых}} = 23,7$  °С

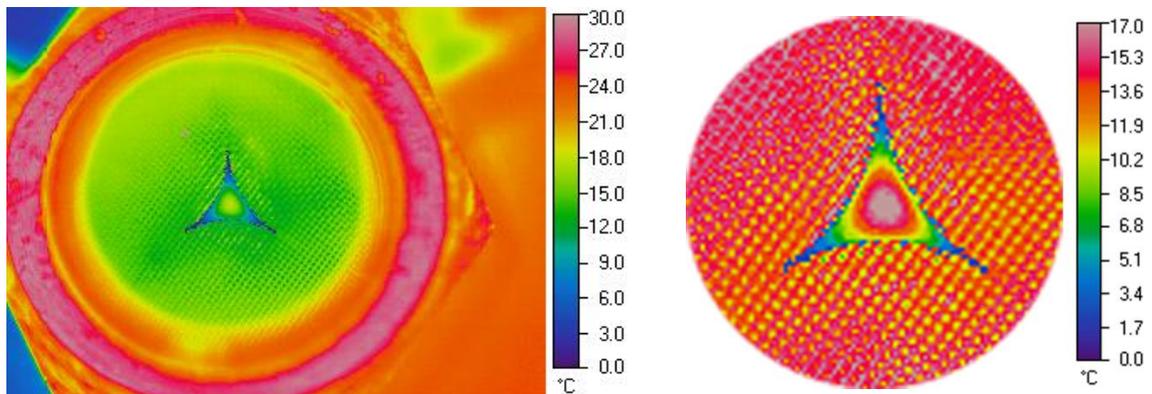


Рисунок 3.9 - Термограмма при условии постоянной температуры стенки  $X = 132$  мм ( $T_{\text{ст}} = 0$  °С), средняя температура по выходному сечению,  $T_{\text{вых}} = 13,2$  °С

На рисунке 3.8 и 3.9 слева показана картина температурного поля газового потока при одной и той же температурной шкале, а справа представлено увеличенное изображение канала на термограмме и подобранный соответствующий диапазон температурной шкалы (адиабатический режим  $22,5 \div 26,0$  °С,  $T_{\text{ст}} = \text{const } 0,0 \div 17,0$  °С).

В результате обработки термограмм вдоль характерных линий канала квазитреугольного поперечного сечения AD, BE, CF, которые проходят через вершину канала и центр кривизны стенки  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $O_3$  соответственно (рисунок 3.10), построены профили температур представленные на рисунке 3.11.

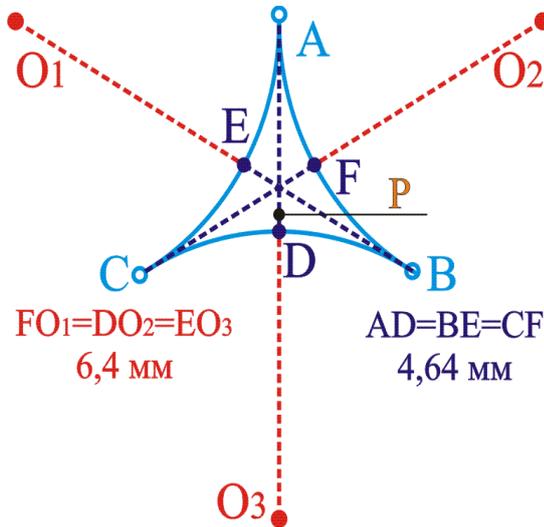


Рисунок 3.10 - Линии, вдоль которых строятся профили температуры

Как видно из графика на рисунке 3.11 для адиабатного режима профили температуры по всей длине практически постоянны, а для режима  $T_{ст} = \text{const}$  температуры вдоль профиля различаются, при этом  $T_{ср}$  - среднее значение температуры по площади сечения канала для определенного режима. Используя эти данные, удалось получить закон изменения температуры вблизи стенки в точке P, расположенной около точки D при постоянной температуре стенки  $T_{ст} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$T(P) = T_{\max} \cdot \left[ \frac{\sqrt{3} \cdot L_{PD}}{(3 - \sqrt{3} - 1) \cdot R} \right]^{\frac{1}{4}}, \quad (3.6)$$

где  $L_{PD}$  - расстояние от точки до стенки. По профилю температур определялся локальный коэффициент теплоотдачи в точке P, который составил  $273 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

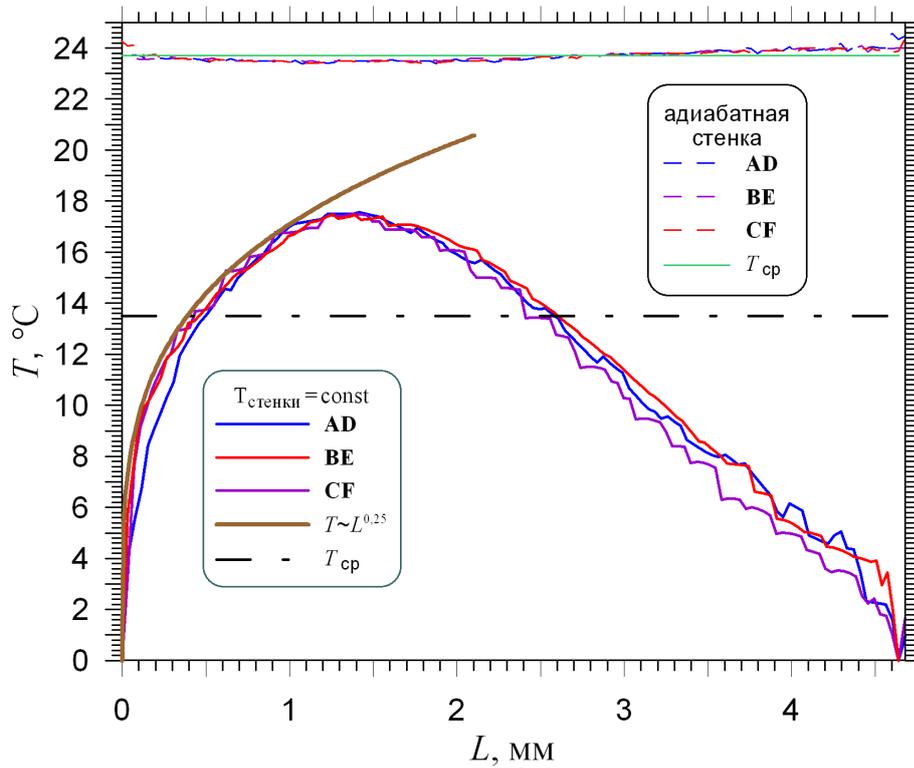


Рисунок 3.11 - Профили температур в канале квазитреугольного поперечного сечения

Среднее значение числа Нуссельта  $Nu$  для теплообменного участка канала квазитреугольного поперечного сечения определялось по формуле:

$$\overline{Nu} = \frac{dI}{dt} \cdot \frac{1}{S \cdot (T_{ст} - \overline{T}_{газ})} \cdot \frac{D_r}{\lambda}, \quad (3.7)$$

где  $\overline{T}_{газ}$  – средняя температура газа на этом участке:

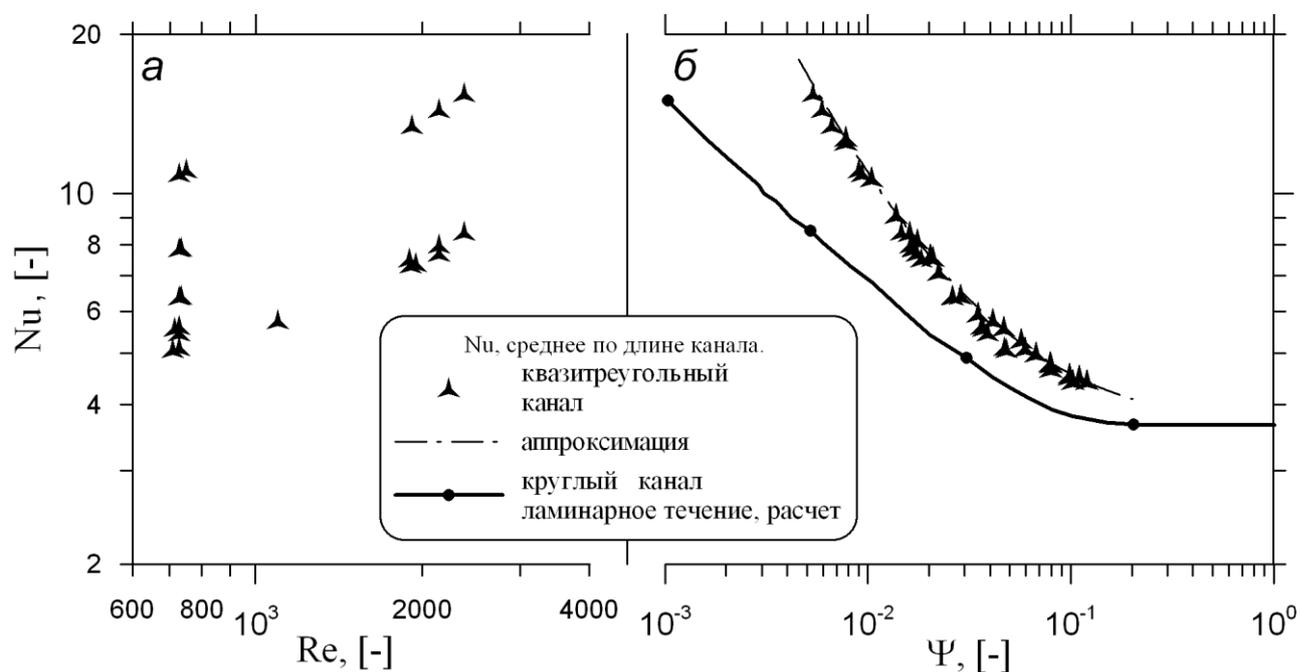
$$\overline{T}_{газ} = \frac{[T_{T_{ст}=const} + T_{вх}(x)]}{2}, \quad (3.8)$$

где  $T_{вх}(x)$  - температура воздуха на входе в теплообменный участок,  $x$  - расстояние от входа в канал до начала теплообменного участка.

Зависимость  $Nu$  от безразмерного параметра  $\Psi = \frac{1}{Re} \cdot \frac{H}{D_r}$  в диапазоне чисел

Рейнольдса  $Re_{вх}$  от 700 до 5000, чисел Пекле от 500 до 3500 (для  $Pr = 0,7$ ) представлена на рисунке 3.12. Из графика видно, что полученные экспериментальные данные среднего числа  $Nu$  для канала квазитреугольного

поперечного сечения лежат выше зависимости Петухова [11, 105] для ламинарного режима течения в круглом канале.



а -  $Nu$  от  $Re$  для канала квазитреугольного поперечного сечения;

б -  $Nu$  от  $\Psi$  для канала квазитреугольного и круглого сечения

Рисунок 3.12- Зависимость среднего по длине канала  $Nu$  от  $Re$  и от безразмерного критерия  $\Psi$  для канала квазитреугольного и круглого сечения

Экспериментальные данные можно описать эмпирической зависимостью:

$$Nu = 3,51 + \frac{0,15}{(\Psi + 0,0001)^{0,85}} \quad (3.9)$$

Таким образом, проведенное исследование показало, что среднее по длине число Нуссельта  $Nu$  монотонно зависит от безразмерного критерия  $\Psi$ . Для канала квазитреугольного поперечного сечения экспериментальные данные в данном диапазоне безразмерного критерия  $\Psi$  превышают расчетные значения для круглого канала по зависимости Петухова [11], которая соответствует ламинарному режиму течения в канале.

### 3.3 Исследование нестационарных режимов теплообмена при обтекании воздухом сборки цилиндрических тепловыделяющих элементов

Исследуются тепловые режимы для потока воздуха в каналах сложной формы, образованных из нескольких цилиндрических продольных нагревателей. Каналы такой формы используются в современном теплообменном оборудовании, например на АЭС. Для расчета теплообменных аппаратов, где используются подобного типа каналы, недостаточно существующих экспериментальных и теоретических данных из-за сложной геометрии теплообменной поверхности, а также из-за сложности гидродинамического течения потока газа, который влияет на процессы теплопереноса. Поэтому тепловизионный метод, является оптимальным для исследования нестационарных процессов теплопереноса и дает возможность не только отслеживать скорость изменения температуры, но и общую картину изменения температурного поля по сечению. В настоящей работе проведена серия экспериментов при ступенчатом изменении тепловых нагрузок на нагревателях и резком изменении расхода воздуха через каналы. На термограммах зафиксировано изменение температурного поля при таких нестационарных режимах течения.

Эксперименты проводились при следующих режимных параметрах: расход газа  $G$  - в диапазоне от 0,2 до 0,5 г/с, мощность на нагревателе  $W_i$  варьировалась от 0 до 5,5 Вт. Расчет температурного режима проводился численно с учетом изменения условий теплообмена по длине канала [10, 28, 89, 102, 103]. Расчетные значения чисел Рейнольдса  $Re$  представлены в таблице 3.1:

Таблица 3.1 - Значения чисел Рейнольдса

$i$ канал	1	2	3	4	5	6
$G_{\min}$	0,2 г/с		$U = 9,01$ м/с		$Nu = 2,7$	
$Re$	466	505	517	454	474	458
$G_{\max}$	0,5 г/с		$U = 22,5$ м/с		$Nu = 5,8$	
$Re$	1165	1264	1293	1135	1185	1145

На рисунках 3.13, 3.16, 3.19, 3.22 представлены графики изменения тепловых нагрузок и массового расхода воздуха для некоторых типичных переходных

режимов работы сборки. На рисунках 3.14, 3.17, 3.20, 3.23 представлены термограммы сетки, которые отображали общую и локальную картину распределения температуры газа, как по сечению в отдельных каналах, так и в сборке в целом. Обработка термограмм позволила определить характер изменений во времени температуры газового потока в каждом из проходных каналов квазитреугольного поперечного сечения сборки.

*Исследование нестационарного процесса теплопереноса при постоянном массовом расходе и переменной тепловой нагрузке на центральном нагревателе*

Исследование теплообмена при постоянном расходе газа и изменении тепловой нагрузки проводилось в серии опытов № 1 и 2.

При общем постоянном расходе воздуха 0,45 г/с через проходные каналы, осуществлялся нестационарный нагрев, на центральный нагреватель сборки ступенчато подавалась тепловая нагрузка 9,0 Вт. Отсчет времени производился с момента включения нагревателя (рисунок 3.13).

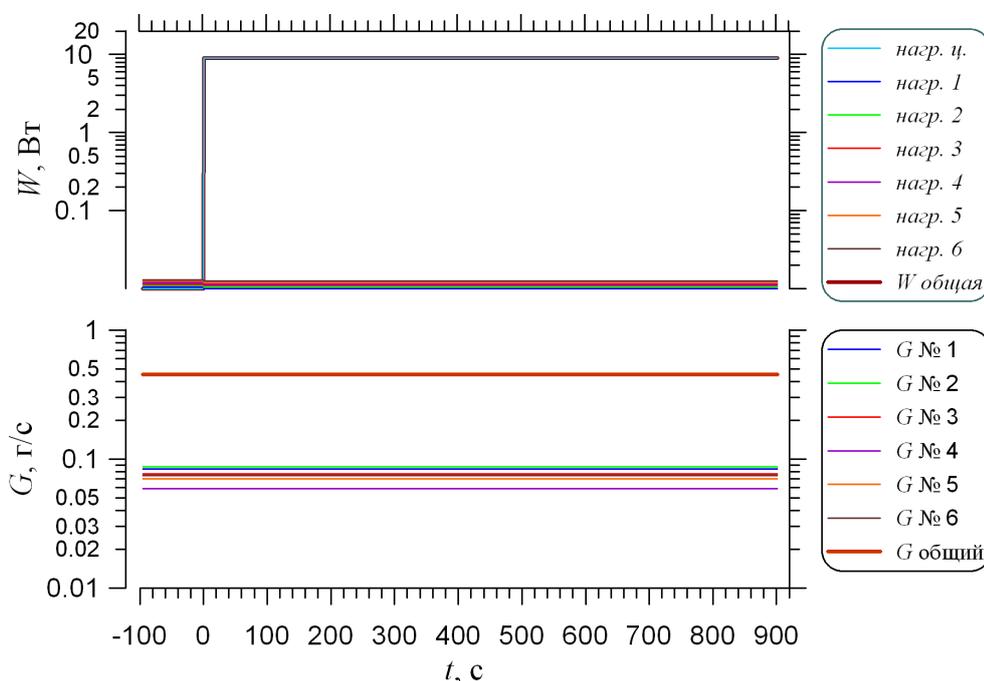


Рисунок 3.13 - Изменение массового расхода и мощности для серии опытов № 1

На рисунке 3.14 представлены отдельные термограммы этой серии опытов для различных моментов времени (0, 99, 304, 557 секунд).

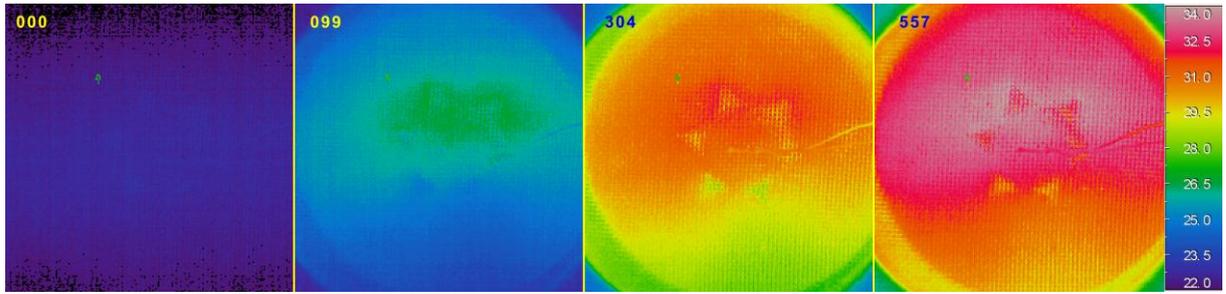


Рисунок 3.14 - Термограммы выходного сечения сборки серии опытов № 1

Обработка термограмм позволила определить временные характеристики теплообменника, что важно для расчетов нестационарных режимов теплообмена. Изменение температуры  $T$  от времени  $t$  интерполировалось зависимостью:

$$T(t) = T_0 + \Delta T \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \right], \quad (3.10)$$

где  $T_0$  - начальная температура,  $\Delta T$  - перепад температур,  $\tau$  - характерное время,  $t$  – время от начала процесса.

Параметры  $T_0$ ,  $\Delta T$ ,  $\tau$  для каждого из шести проходных каналов для серии опытов № 1 приведены в таблице 3.2:

Таблица 3.2 - Значения параметров для расчета средней температуры потока воздуха на выходе проходных каналов (уравнение (3.10))

№ канала	1	2	3	4	5	6
$T_0, ^\circ\text{C}$	22,6	22,6	22,6	22,6	22,6	22,6
$\Delta T, ^\circ\text{C}$	11,0	10,4	10,0	9,4	9,7	10,6
$\tau, \text{c}$	180	180	190	220	230	180

На рисунке 3.15 представлены результаты обработки термограмм серии опытов № 1. Маркерами обозначено среднее значение температуры в отдельные моменты времени, линиями - интерполяционные зависимости средней температуры рассчитанной по формуле (3.10) для каждого из шести каналов в выходном сечении.

Из рисунка 3.15 видно, что температуры на выходе из сборки в каждом из шести проходных каналов различаются. Максимальное отличие составило примерно  $1,5 ^\circ\text{C}$ . Это можно объяснить различиями значений гидравлических диаметров каналов (таблица 2.1) и, как следствие, разными условиями

теплообмена в каждом из каналов квазиправильного поперечного сечения. Разброс температур составил порядка 10 % от общей величины перегрева, что соответствует разбросу площадей проходных сечений каналов порядка 20 %. Характерное время выхода температуры на стационарный режим соответствует характерному времени прогрева центрального нагревателя.

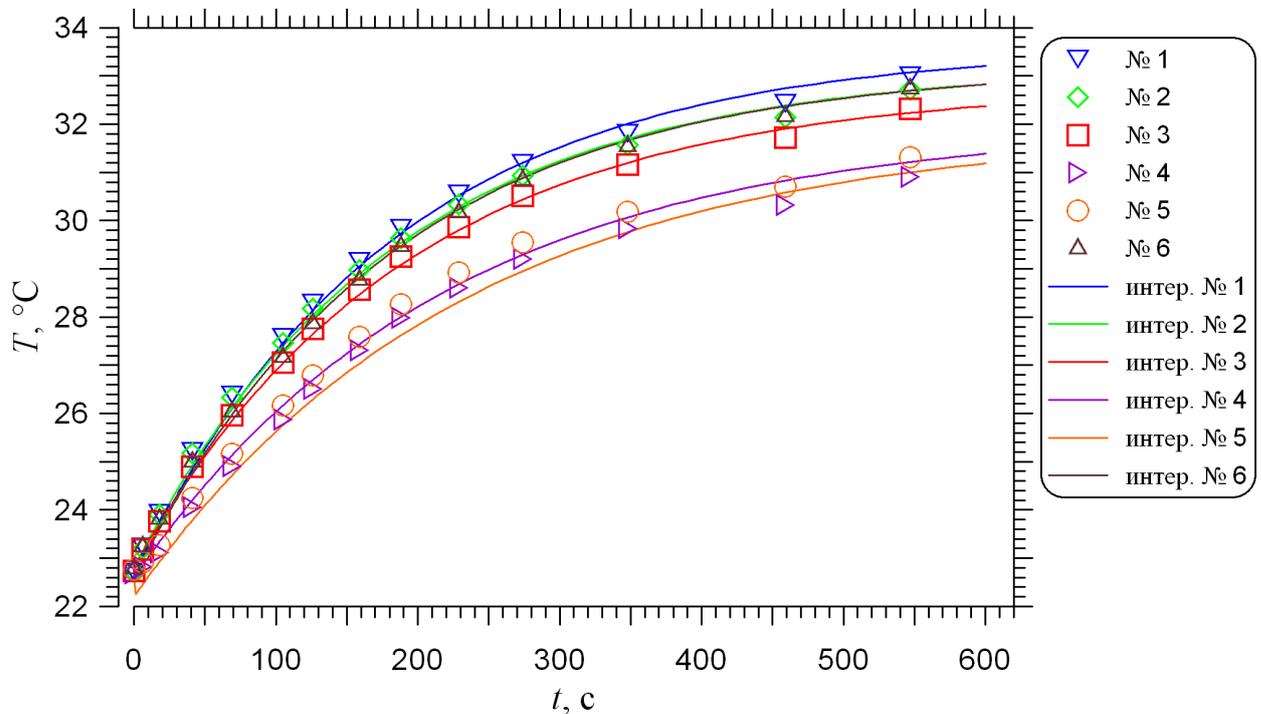


Рисунок 3.15 - Изменение средней температуры воздуха на выходе из каналов квазиправильного сечения

Оценка показывает, что характерное время прогрева кварцевого стержня 5,9 мм при коэффициенте теплоотдачи  $90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  составила порядка 159 с, тогда как время выхода на стационарный режим сборки в среднем - 200 с.

*Исследование нестационарного процесса теплопереноса при постоянном массовом расходе и переменной тепловой нагрузке на нагревателях*

При общем постоянном расходе воздуха  $0,45 \text{ г/с}$ , прокачиваемого через проходные каналы, осуществлялся нестационарный нагрев. Дополнительно к центральному нагревателю на шесть периферийных нагревателей симметрично ступенчато подавалась тепловая нагрузка  $34,0 \text{ Вт}$  (рисунок 3.16). Параметры

$T_0$ ,  $\Delta T$ ,  $\tau$  для каждого из шести каналов для серии опытов № 2 приведены в таблице 3.3:

Таблица 3.3 - Значения параметров для расчета средней температуры потока воздуха на выходе проходных каналов (уравнение (3.10))

№ канала	1	2	3	4	5	6
$T_0$ , °C	33,4	33,3	32,8	31,5	31,9	32,7
$\Delta T$ , °C	20,3	20,5	20,7	21,3	21,5	21,5
$\tau$ , с	173	175	157	160	175	180

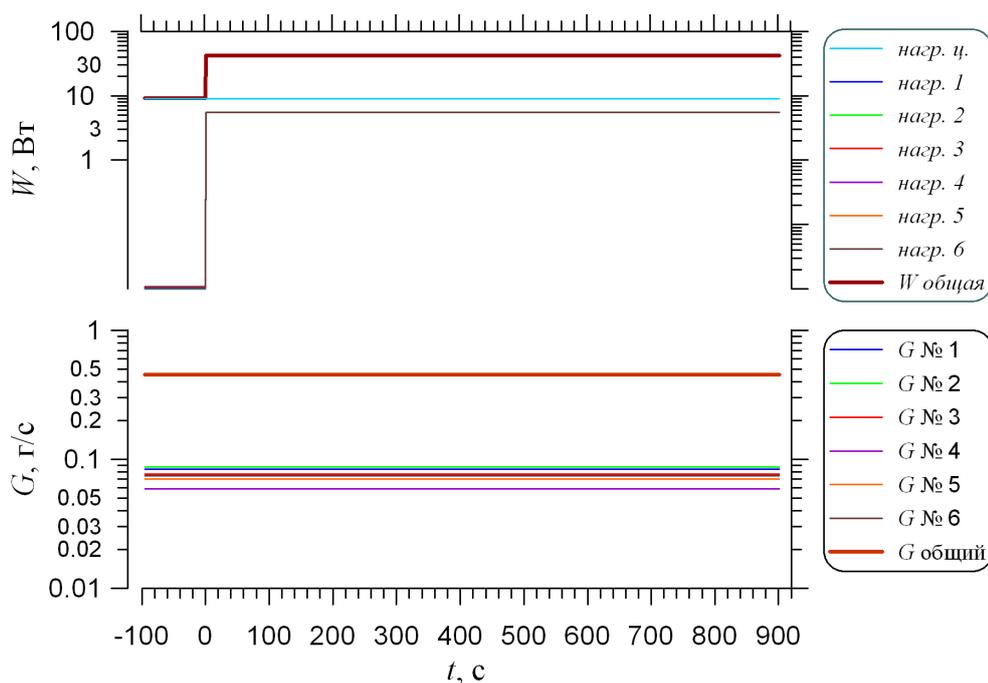


Рисунок 3.16 - Изменение массового расхода и мощности для серии опытов № 2

На рисунке 3.17 представлены отдельные термограммы этой серии опытов для различных моментов времени (0, 131, 306, 491 секунд). Отсчет времени производился с момента включения периферийных нагревателей.

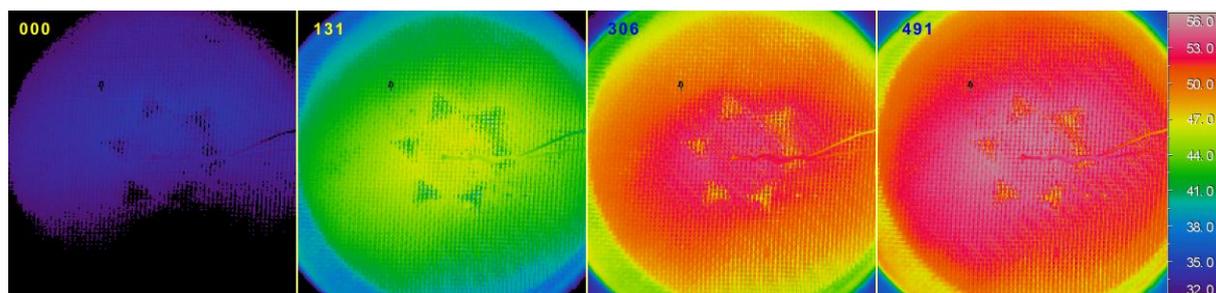


Рисунок 3.17 - Термограммы выходного сечения сборки серии опытов № 2

На рисунке 3.18 представлены изменения средней температуры воздуха в каждом из каналов квазитреугольного поперечного сечения (маркеры) и интерполяционные зависимости средней температуры потока газа, рассчитанной по формуле (3.10) (сплошные линии).

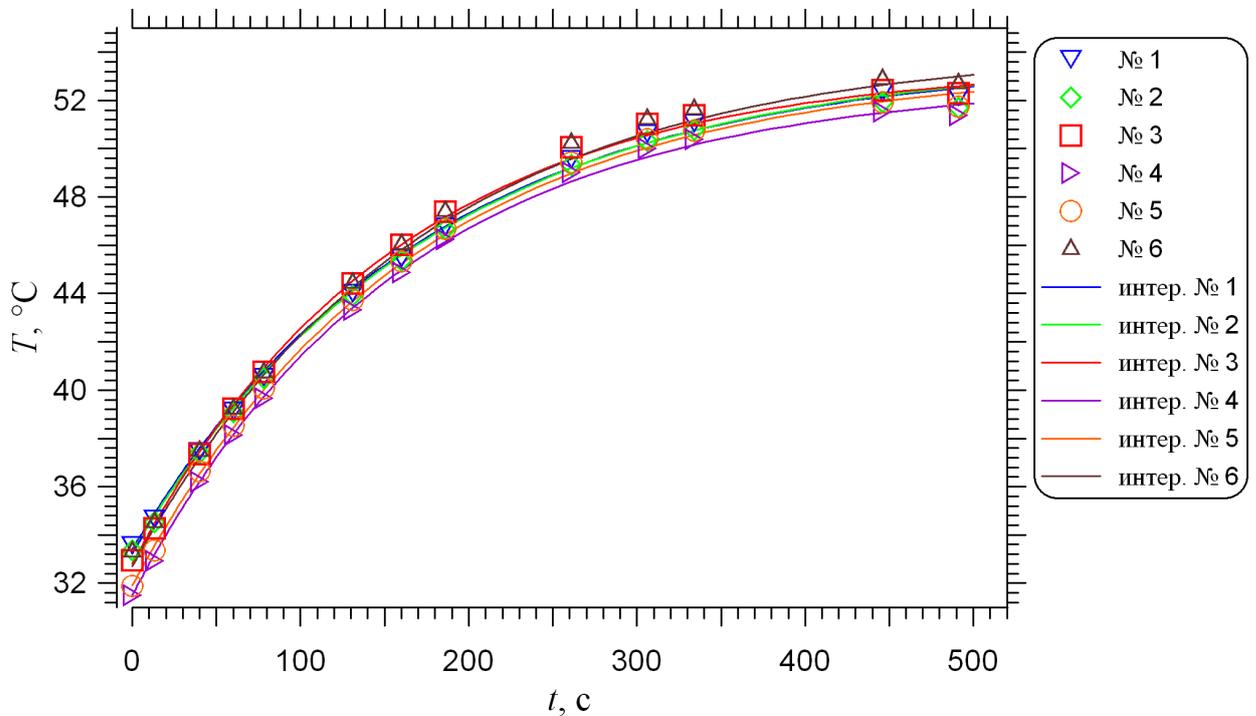


Рисунок 3.18 - Изменение средней температуры воздуха на выходе из каналов квазитреугольного поперечного сечения

Сохраняется различие температур в каждом из шести каналов на величину порядка  $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  вследствие различий гидравлических диаметров каналов (таблица 2.1).

*Нестационарные тепловые процессы в проходных каналах сборки тепловыделяющих элементов при постоянной тепловой нагрузке на нагревателях и переменном массовом расходе*

Для моделирования аварийных ситуаций перегрева проведена серия опытов № 3 и 4.

При неизменной тепловой нагрузке на семи нагревателях (суммарная мощность нагревателей -  $33,6\text{ Вт}$ ) осуществлялось резкое снижение общего расхода воздуха, прокачиваемого через каналы, с  $0,45\text{ г/с}$  до  $0,25\text{ г/с}$  (рисунок 3.19).

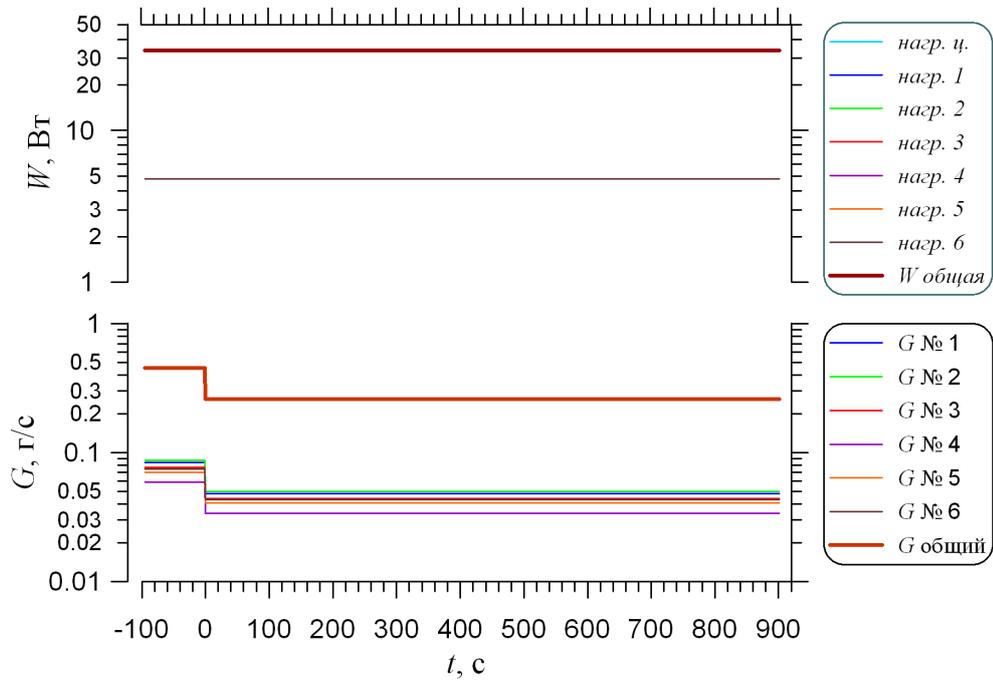


Рисунок 3.19 - Изменение массового расхода и мощности для серии опытов № 3

На рисунке 3.20 представлены отдельные термограммы этой серии опытов для различных моментов времени (0, 143, 282, 899 секунд).

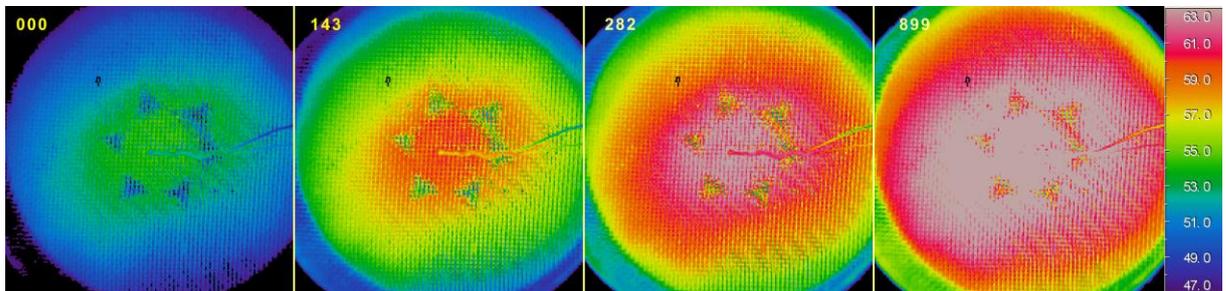


Рисунок 3.20 - Термограммы выходного сечения сборки серии опытов № 3

Параметры  $T_0$ ,  $\Delta T$ ,  $\tau$  для каждого из шести проходных каналов для серии опытов № 3 приведены в таблице 3.4:

Таблица 3.4 - Значения параметров для расчета средней температуры потока воздуха на выходе проходных каналов (уравнение (3.10))

№ канала	1	2	3	4	5	6
$T_0$ , °C	51,6	51,2	51,7	50,9	51,1	51,8
$\Delta T$ , °C	10,6	10,8	11,2	10,7	10,9	11,3
$\tau$ , с	232	225	221	226	223	218

На рисунке 3.21 представлены изменения средней температуры воздуха в каждом из каналов квазитреугольного поперечного сечения (маркеры). Из рисунка видно, что с уменьшением расхода воздуха с 0,45 г/с до 0,25 г/с происходит увеличение температур газового потока в выходном сечении с 51 °С до 63 °С из-за снижения теплоотвода с нагреваемых поверхностей каналов квазитреугольного поперечного сечения. Отмечался существенный перегрев, как потока газа на выходе, так и нагревателей относительно начальных условий.

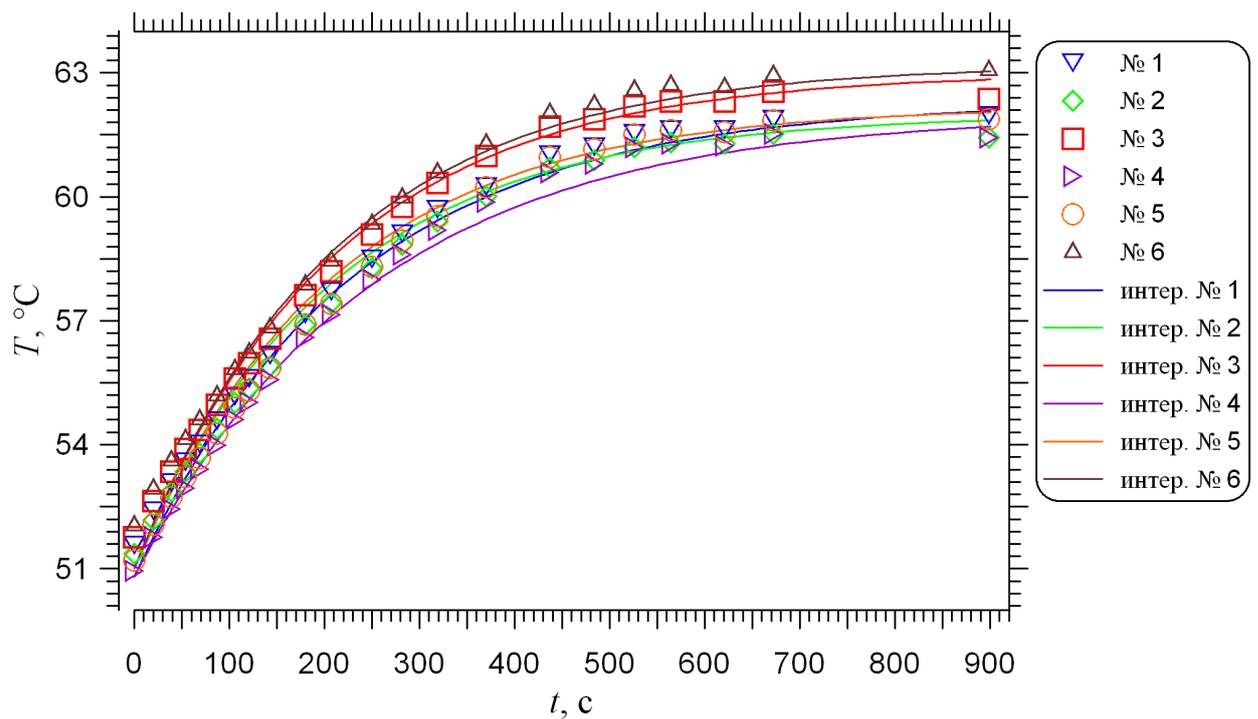


Рисунок 3.21 - Изменения средней температуры воздуха на выходе из каналов квазитреугольного поперечного сечения

Сохраняется различие температур потока газа в каждом из шести проходных каналов на величину порядка 1,5 °С в выходном сечении. Заметно, что характерные времена меняются в зависимости от теплового режима.

Таким образом, видно, что методика позволяет отслеживать изменение теплогидравлических характеристик потока на выходе канала, вследствие изменения расхода теплоносителя на входе.

*Нестационарные тепловые процессы в проходных каналах сборки тепловыделяющих элементов при постоянном массовом расходе и переменной тепловой нагрузке на нагревателях*

При постоянном массовом расходе 0,25 г/с, прокачиваемом через проходные каналы, осуществлялось снижение общей тепловой нагрузки на семи нагревателях с 33,6 Вт до 18,11 Вт (рисунок 3.22).

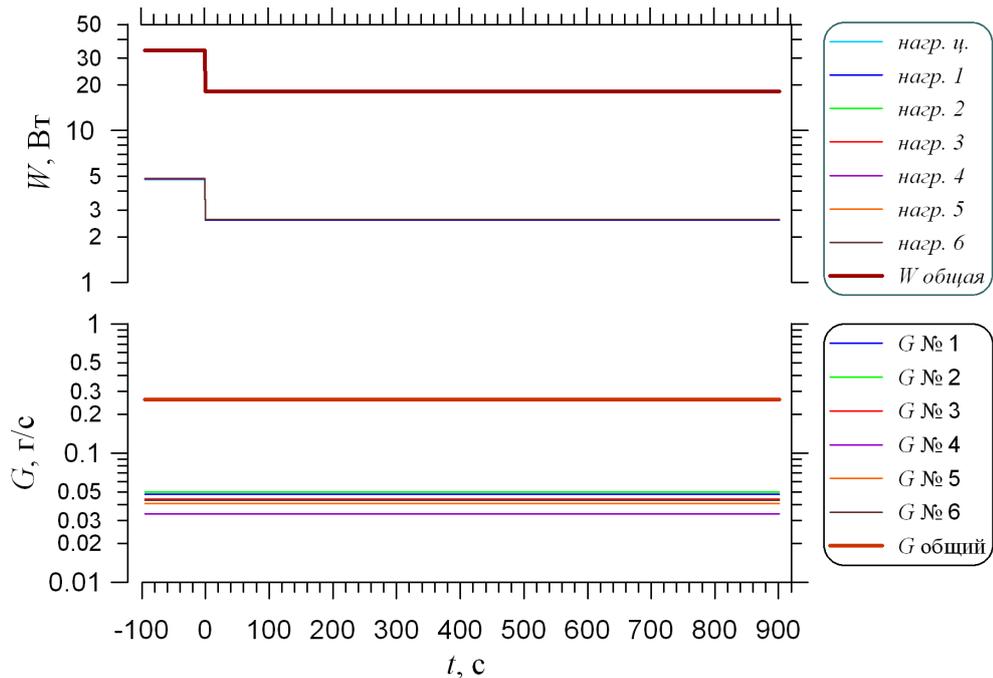


Рисунок 3.22 - Изменение массового расхода и мощности для серии опытов № 4

На рисунке 3.23 представлены отдельные термограммы этой серии опытов для различных моментов времени (0, 122, 226, 686 секунд).

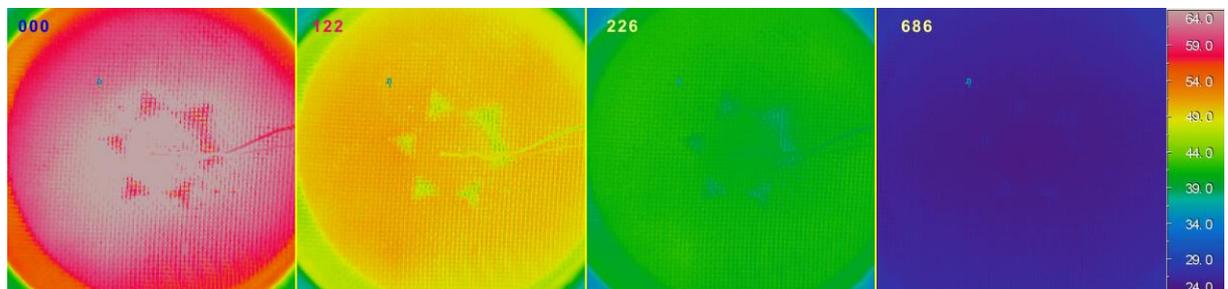


Рисунок 3.23 - Термограммы выходного сечения сборки серии опытов № 4

Параметры  $T_0$ ,  $\Delta T$ ,  $\tau$  для каждого из шести проходных каналов для серии опытов № 4 приведены в таблице 3.5:

Таблица 3.5 - Значения параметров для расчета средней температуры потока воздуха на выходе проходных каналов (уравнение (3.10))

№ канала	1	2	3	4	5	6
$T_0, ^\circ\text{C}$	63,2	62,1	62,5	62,0	62,4	62,3
$\Delta T, ^\circ\text{C}$	-40,8	-39,7	-40,0	-39,3	-40,0	-39,5
$\tau, \text{c}$	255	260	250	245	260	265

Зависимость изменения средней по каналам выходной температуры представлена на рисунке 3.24.

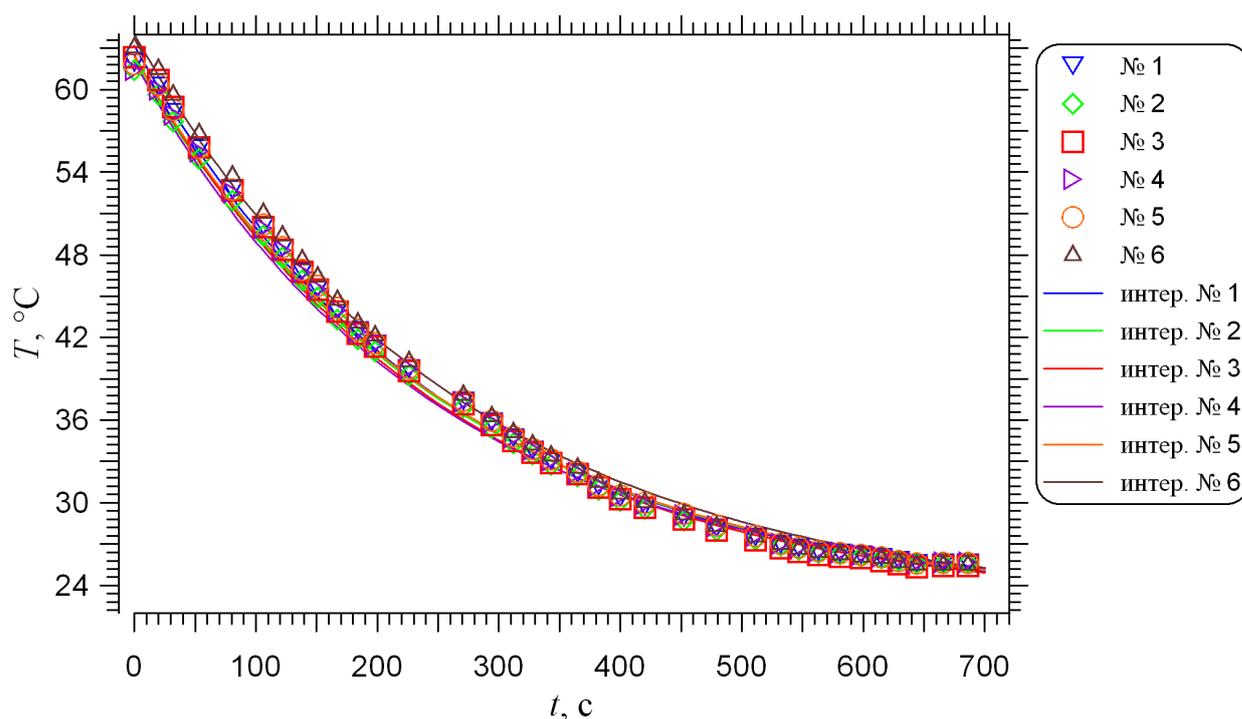


Рисунок 3.24 - Изменения средней температуры воздуха на выходе из каналов квазитреугольного поперечного сечения

Видно, что с уменьшением тепловой нагрузки происходит уменьшение значений выходных температур газового потока.

Используя полученные данные, можно провести оценку перераспределения расхода газа по каналам. На рисунке 3.25 показаны результаты теплового расчета средней температуры воздуха по длине канала. Сплошными линиями представлен расчет, выполненный по методике Михеева [28, 102]. Пунктиром с маркером показаны стационарные значения температуры на выходе проходных каналов сборки.

Варьируя значения расхода в каждом из каналов, добились совпадения расчетной температуры на выходе из канала со значением температуры, полученной экспериментально. Результаты распределения расходов воздуха по каналам квазитреугольного сечения сборки представлены в таблице 3.6:

Таблица 3.6 - Значения массового расхода потока воздуха в проходных каналах

№ канала	1	2	3	4	5	6
$G_{\text{общ}}, \text{ г/с}$	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
$G_{\text{№}}, \text{ г/с}$	0,070	0,086	0,092	0,065	0,073	0,066
$G_{\text{№}} / G_{\text{ср}}, \%$	94	115	122	87	96	87
$S_{\text{№}} / S_{\text{ср}}, \%$	97	106	108	95	99	95

Сравнивая приведенные в таблице 3.6 значения относительных величин площади и массового расхода к их средним значениям, видно, что максимальный расход приходится на канал с максимальной площадью, а минимальный расход газа, соответственно, на канал минимальной площади поперечного сечения.

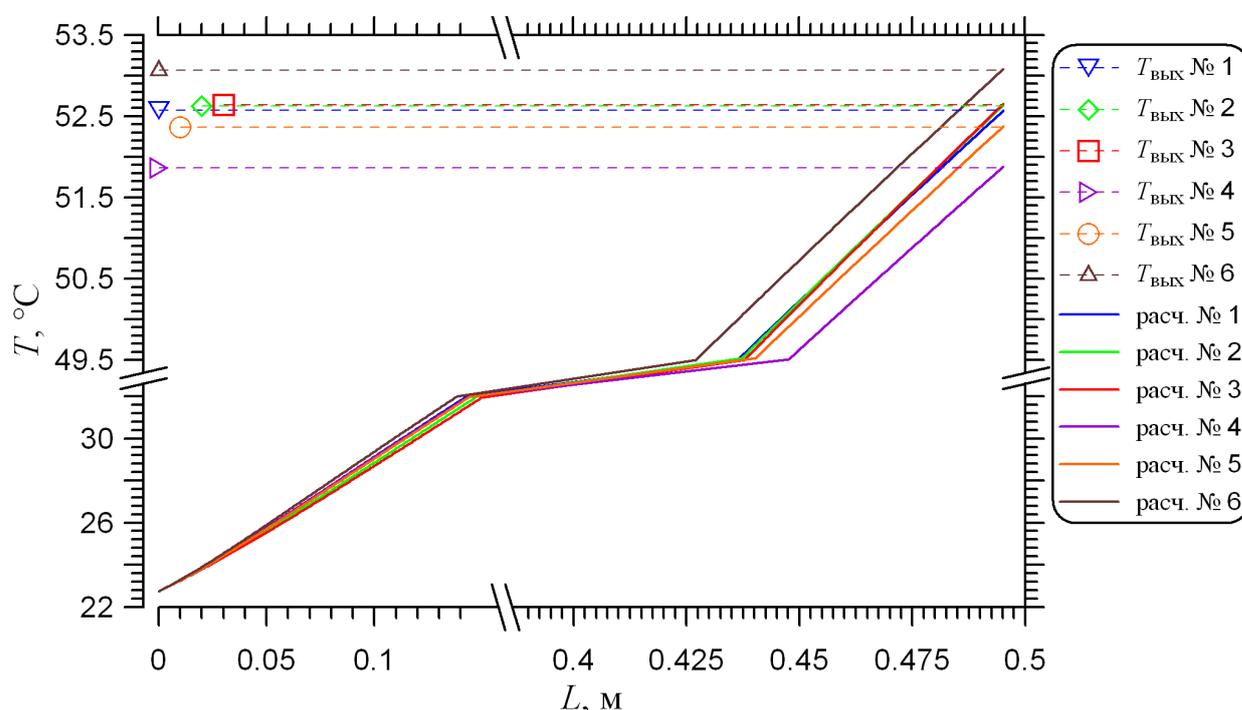


Рисунок 3.25 - Изменения средней температуры воздуха на выходе из каналов квазитреугольного сечения

Полученные результаты для перепада давления позволили вычислить коэффициент сопротивления трения  $\zeta \approx 0,032$  в указанном диапазоне расходов,

который находится в соответствии с результатами расчетов перепада давления для аналогичной конфигурации трубок в работе [106].

Тепловизионная методика позволяет оценить, насколько происходит перераспределение расходов в каналах сборки, своевременно увидеть перегрев нагревателя, влияние разброса геометрических параметров сборки на работу теплообменного аппарата, а также получить теплогидравлическую разверку компактного теплообменного аппарата, тем самым, своевременно предотвратить аварийные ситуации.

### Выводы по главе 3

Взаимодействие газового потока с сеткой-термоприемником позволило получить термограммы в узких пределах изменения температур газового потока и стенок канала (порядка нескольких градусов) для стационарных и нестационарных режимов теплообмена. Разработанный метод позволил определить всё поле температур канала в реальном масштабе времени в заданном сечении канала в отличие от контактного метода измерения температур, который только фиксирует значения в отдельно взятой точке того же сечения в канале.

Согласование полученных экспериментальных данных с известными теоретическими зависимостями для круглого канала в стационарном режиме течения потока газа позволило применить методику для нестационарных режимов теплообмена. При сравнении полученных данных с известной картой режимов течения в горизонтальном канале отмечено, что граница перехода от вынужденной конвекции к смешанной конвекции значительно смещена влево по оси абсцисс, а это может быть связано с использованием различных методик получения экспериментальных данных.

В диапазоне чисел Рейнольдса  $Re_{вх}$  от 700 до 5000, чисел Пекле от 500 до 3500 (для  $Pr = 0,7$ ) полученные экспериментальные данные для среднего числа  $Nu$  в квазитреугольном канале лежат выше зависимости [Петухова, 1968], которая соответствует ламинарному режиму течения в круглом канале. При этом проведенное исследование показало монотонную зависимость среднего по длине числа Нуссельта  $Nu$  от безразмерного критерия  $\Psi$ .

Применительно к многоканальным сборкам метод позволил на основе анализа термограмм на выходе из каналов тепловыделяющей сборки сделать выводы о степени неравномерности нагрева или охлаждения внутри её отдельных элементов, оценить насколько происходит перераспределение расходов в каналах сборки, оценить влияние разброса геометрических параметров сборки на работу теплообменного аппарата. Измеренное значение характерного времени согласовывалось с оценкой времени, необходимого для

разогрева сборки до стационарного распределения температур при заданной мощности тепловыделения с учетом теплотерь от сборки в окружающую среду.

Получена зависимость средней температуры воздуха на выходе из каналов квазитреугольного поперечного сечения при различных условиях  $q$ .

## ГЛАВА 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ С МАЛЫМИ ЗНАЧЕНИЯМИ ЧИСЕЛ ПРАНДТЛЯ В КАНАЛАХ КРУГЛОЙ И ТРЕУГОЛЬНОЙ ФОРМ

Для повышения эффективности работы теплообменников возможно использование новых теплоносителей с регулируемыми свойствами. В качестве таких теплоносителей могут быть использованы двухкомпонентные (бинарные) смеси газов или жидкостей. Особый интерес вызывают смеси одномолекулярных газов с существенно различными молекулярными весами, таких как гелий (He), элегаз ( $\text{SF}_6$ ), ксенон (Xe), аргон (Ar), криптон (Kr) и т.д. Имеется ограниченное количество работ по исследованию смесей газов [38, 45, 46, 51, 53, 54, 107-112].

Важно определить значения коэффициентов теплопередачи, гидравлического трения в зависимости от расхода теплоносителя в канале и тепловой нагрузки. Перепад давления в теплообменнике, распределение температур на стенках теплообменника и вдоль потока определяет эффективность работы аппарата.

Исследование гидродинамики и теплообмена при течении бинарной смеси газа с низким значением числа Прандтля  $Pr$  особенно важно в каналах сложной формы, которые обычно являются элементами теплообменного оборудования.

Актуальность и практическая значимость проблемы точности расчета коэффициентов теплоотдачи для бинарной газовой смеси в диапазоне чисел  $Pr$  от 0,1 до 0,7 изложена в [107]. Коэффициент теплоотдачи к потоку бинарной газовой смеси является нелинейной функцией от соотношения компонент смеси [53]. Особенность таких смесей - нелинейная зависимость коэффициентов переноса от концентрации. В [49] предложены формулы, рекомендуемые для расчета теплоотдачи в круглых трубах, в том числе с закруткой потока, при различных режимах течения газовой смеси. В [45] проведено исследование конвективного теплообмена при вынужденном течении бинарных газовых смесей с низким числом Прандтля в круглой трубе. Полученные результаты сравнивались с формулами Диттуса–Белтера [113], Колберна [114], Кейса [105], Петухова–Попова [36], Слейчера–Роуза [115] и Гнелински [30]. Показано, что в диапазоне чисел Прандтля от 0,18 до 0,72 с экспериментальными данными согласуются формулы Петухова–Попова [36] и Кейса [105].

#### 4.1 Влияние числа Прандтля на трение при течении газовой смеси в каналах различной формы

На рисунке 4.1 представлены данные зависимости коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса для воздуха и смесей газов с малым числом Прандтля [116-119].

Коэффициент сопротивления трения в канале рассчитывался по формуле:

$$\zeta = \frac{D_r}{L} \cdot \frac{2 \cdot \Delta P}{\left( \frac{\rho_{вх} + \rho_{вых}}{2} \right) \cdot \left( \frac{U_{вх} + U_{вых}}{2} \right)^2},$$

где  $L$  - длина трубы,  $\Delta P$  - перепад давления на длине трубы. Средняя плотность смеси газов определялась через плотности газа на входе  $\rho_{вх}$  и выходе  $\rho_{вых}$  из трубы, средняя скорость определялась через скорости смеси газов на входе  $U_{вх}$  и выходе  $U_{вых}$  из трубы.

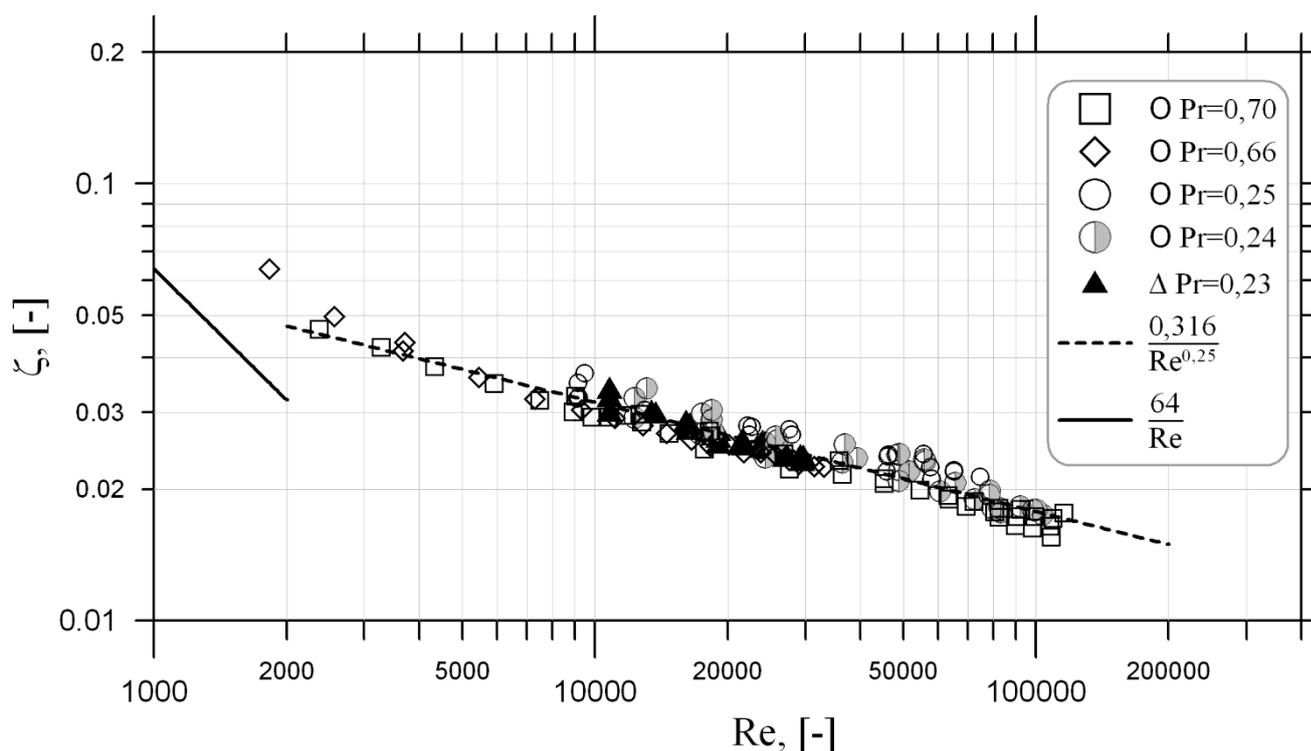


Рисунок 4.1 - Зависимость коэффициента сопротивления трения  $\zeta$  для различных смесей газов от числа Re

Коэффициент сопротивления трения  $\zeta$  для круглой и треугольной трубы при использовании смеси газов в зависимости от числа  $Re$  совпадает с известными зависимостями для гладких труб. Линиями показаны зависимости коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса для развитого ламинарного  $\left(\zeta = \frac{64}{Re}\right)$  и развитого турбулентного  $\left(\zeta = \frac{0,316}{Re^{0,25}}\right)$  течений в гладкой круглой трубе.

#### 4.2 Влияние числа Прандтля на теплообмен при течении газовой смеси в каналах различной формы

Полученные данные по теплообмену для каналов круглой [116] и треугольной [117-119] формы для теплоносителя с низким числом  $Pr$  в диапазоне чисел  $Re$  от 2000 до 100000 сравнивались с расчетной зависимостью Тетельбаума [38].

На рисунке 4.2 представлены данные зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса для воздуха и смесей газов с малым числом Прандтля [116-119].

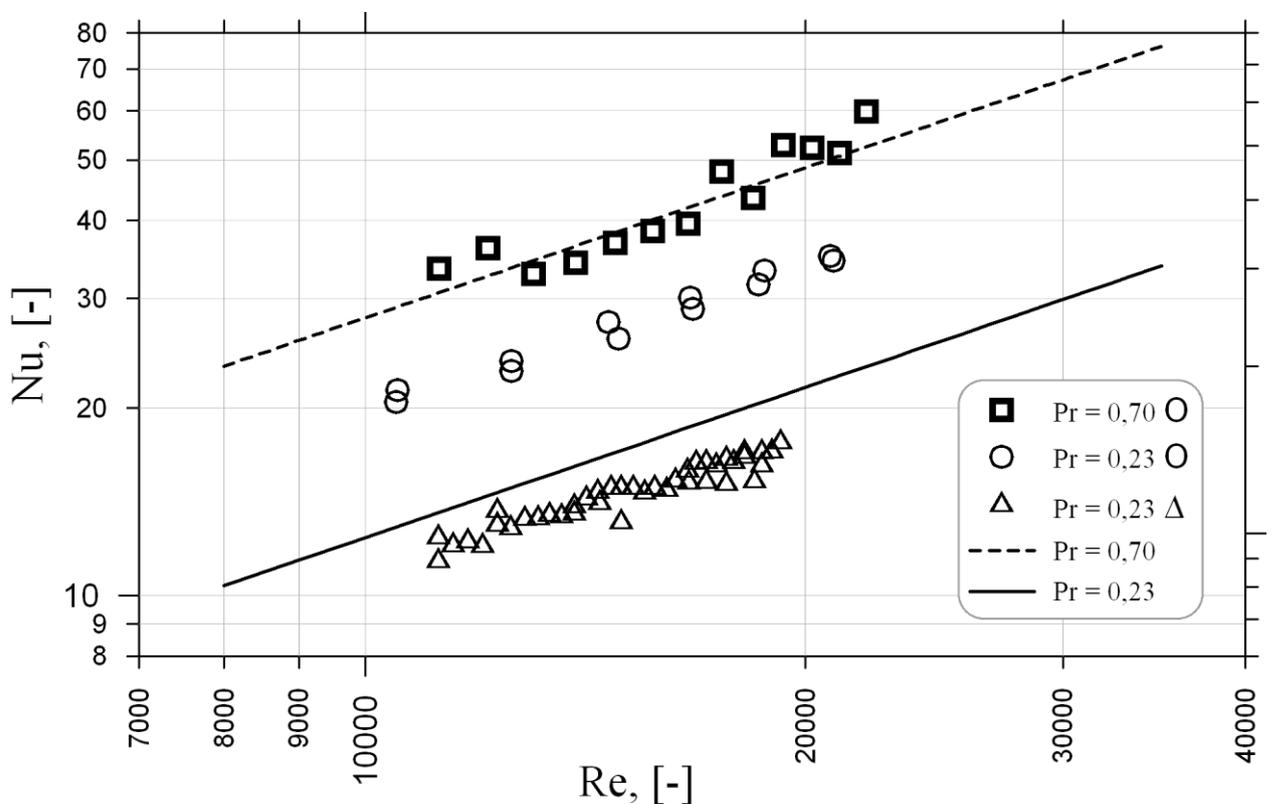


Рисунок 4.2 - Зависимость  $Nu$  от  $Re$  для газов с различным значением числа Прандтля  $Pr$  для круглого ○ и треугольного канала △ в сравнение с зависимостью Тетельбаума

Видно, что зависимость числа  $Nu$  от  $Re$  для каналов круглого и треугольного поперечного сечения, имеющих одинаковую длину нагревателя и одинаковый смоченный периметр поперечного сечения, имеет неоднозначную зависимость для различных чисел Прандтля.

Анализ показал, что для каналов круглого и треугольного сечения и

различных газовых смесей данные по теплообмену при граничных условиях  $q = \text{const}$  обобщаются в безразмерных координатах число Нуссельта  $Nu$  от безразмерного критерия  $\Psi = 1/Re \cdot x/D_r$  (рисунок 4.3).

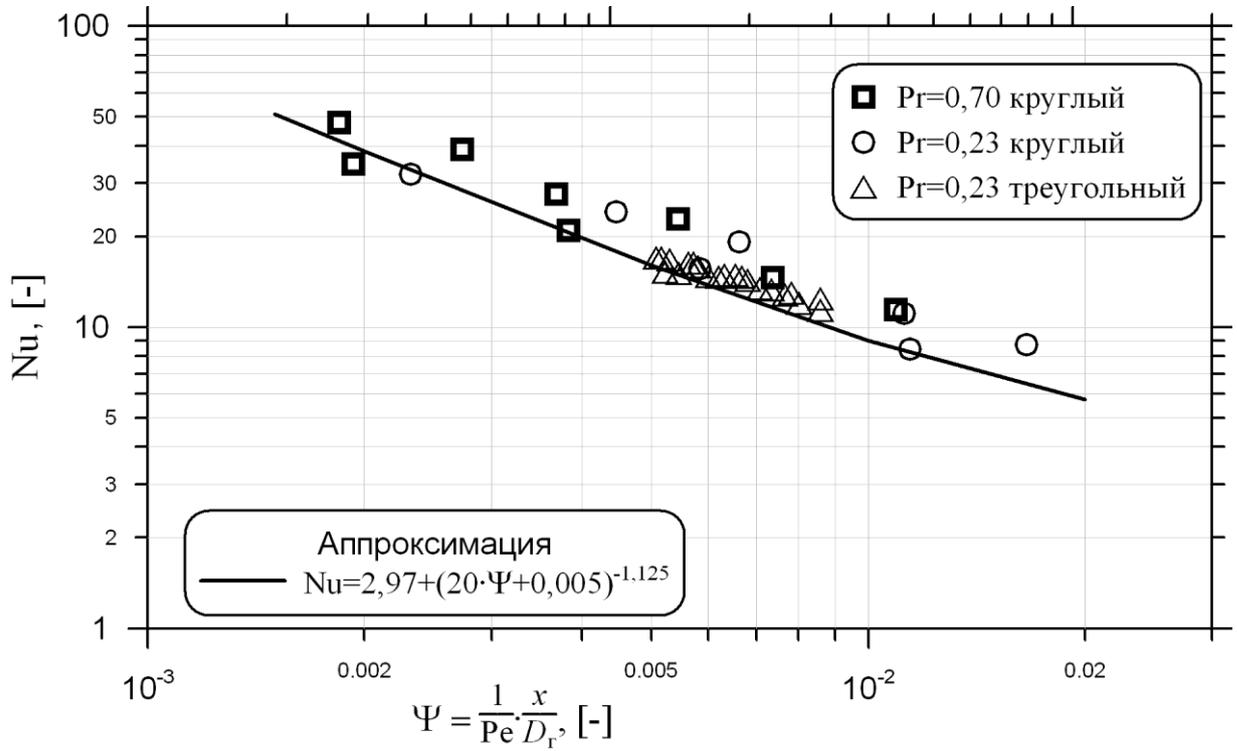


Рисунок 4.3 - Зависимость числа  $Nu$  от безразмерного критерия  $\Psi$  в круглом и треугольном канале для различных газовых смесей

Экспериментальные данные для каналов можно описать эмпирической зависимостью:

$$Nu = 2,97 + \frac{1}{(20 \cdot \Psi + 0,005)^{1,125}}. \quad (4.1)$$

Используя полученные экспериментальные данные, возможно проведение экспресс-оценки эффективности теплоносителя в каналах при выборе состава газовой смеси и формы канала. При расчете необходимо определить перепад давления и коэффициент теплоотдачи. Для этого используются полученные зависимости числа Нуссельта  $Nu$  и коэффициента трения  $\zeta$  от критериев  $Re$ ,  $Pe$  и от относительной длины канала  $x/D_r$ . При заданных значениях расхода теплоносителя и габаритах теплообменника при изменении состава смеси или формы канала будут изменяться значения чисел Рейнольдса, Пекле и

относительной длины канала. Таким образом, перепад давления и коэффициент теплоотдачи изменяются по нелинейной зависимости, соответственно, выбор параметров смеси зависит от технических требований и может существенно меняться при изменении даже одного условия из технических условий.

Рассмотрим случай, когда скорость теплоносителя на входе постоянна, зафиксировано значение смоченного периметра теплообменного канала и его длина, то есть площадь теплообменной поверхности не изменяется. Пример расчета представлен для смеси гелия с тяжелым газом и двух форм сечения канала (круг и равносторонний треугольник). Возьмем за основу расчета круглый канал и газ со значением числа Прандтля 0,69, с  $Re_0 = 5000$ ,  $\Delta P_0$ ,  $\alpha_0$ . Определим, как изменяются относительные значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha/\alpha_0$  и перепада давления  $\Delta P/\Delta P_0$  при изменении состава смеси и формы канала. В качестве определяющего параметра возьмем число Прандтля, которое зависит от состава смеси.

Задавая значение числа Прандтля, определяем концентрацию тяжелого газа и теплофизические характеристики газовой смеси. На рисунке 4.4 представлены данные для плотности, вязкости и теплопроводности в зависимости от числа Прандтля.

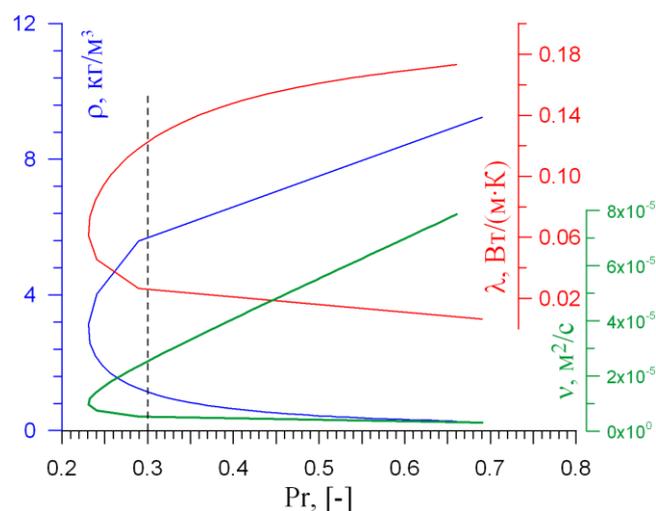


Рисунок 4.4 - Изменение теплофизических свойств смеси газа в зависимости от изменения числа Прандтля

На графике видно, что есть минимальные значения концентрации, так называемые особые точки для различных составов смеси. В данном случае минимальное значение числа Прандтля порядка 0,22. Можно отметить, что для других значений числа Прандтля имеется два значения концентрации тяжелого газа в смеси.

На рисунке 4.5 представлены расчетные зависимости коэффициента сопротивления  $\zeta$ , числа Пекле  $Pe$  и числа Нуссельта  $Nu$  для круглого (сплошные линии) и треугольного канала (штриховые линии).

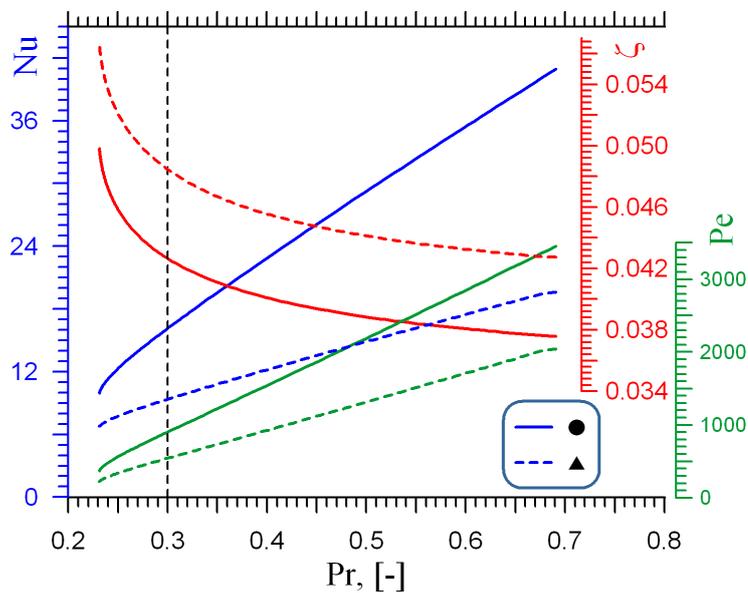


Рисунок 4.5 - Значения коэффициента трения  $\zeta$ , числа Нуссельта  $Nu$  и Пекле  $Pe$  в зависимости от числа Прандтля  $Pr$

Для треугольного канала в результате пересчета имеем:

$$Re_{\text{кругл}} = 5000; \frac{x}{D} = 50 \rightarrow D_r = \frac{\pi \cdot D}{3 \cdot \sqrt{3}} \approx 0,6 \cdot D; Re_{\text{треуг}} \approx 3000, \frac{x}{D_r} \approx 82.$$

Для круглого канала:  $Pe(Pr = 0,66) = 3300$ ,  $Pe(Pr = 0,30) = 904$ . Для треугольного канала:  $Pe(Pr = 0,66) = 2072$ ,  $Pe(Pr = 0,30) = 542$ . Используя значения  $\zeta$ ,  $Pe$  и  $Nu$  рассчитываем перепад давления и коэффициент теплоотдачи смеси. Эффективность смеси по перепаду давления, необходимого на прокачку теплоносителя, и по коэффициенту теплоотдачи в зависимости от числа Прандтля показана на рисунке 4.6.

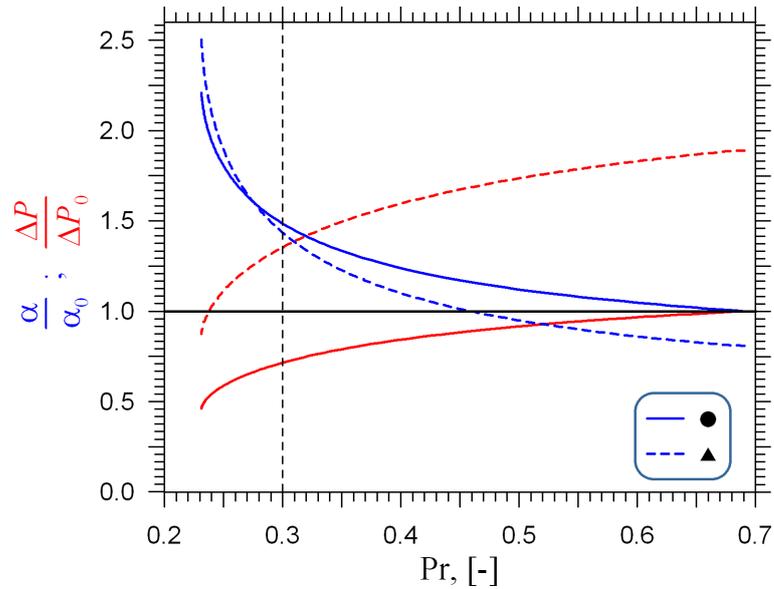


Рисунок 4.6 - Изменение относительные значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и перепада давления  $\Delta P$  в канале

Видно, что изменяя состав смеси, можем получить относительный перепад давления как больше единицы, так и меньше единицы, так же и относительный коэффициент теплоотдачи.

Расчетные значения для газовой смеси с  $Pr = 0,66$  и  $Pr = 0,30$ :

круглый канал, газ $Pr = 0,66$	$\alpha = \alpha_0$	$\Delta P = \Delta P_0$ ;
треугольный канал, газ $Pr = 0,66$	$\alpha = \alpha_0 \cdot 0,81$	$\Delta P = \Delta P_0 \cdot 1,89$ ;
круглый канал, газ $Pr = 0,30$	$\alpha = \alpha_0 \cdot 1,49$	$\Delta P = \Delta P_0 \cdot 0,71$ ;
треугольный канал, газ $Pr = 0,30$	$\alpha = \alpha_0 \cdot 1,44$	$\Delta P = \Delta P_0 \cdot 1,35$ .

Таким образом, используя полученные зависимости, можно проводить экспресс анализ эффективности теплоносителя для различных смесей газов.

#### Выводы по главе 4

Показано, что коэффициент сопротивления трения для круглой и треугольной трубы при использовании смеси газов в зависимости от числа  $Re$  совпадает с известными зависимостями для гладких труб.

Данные по теплообмену при граничных условиях  $q = \text{const}$  для смесей легкого и тяжелого газов с  $Pr$  в диапазоне  $0,2 \div 0,7$  при течении в каналах круглой и треугольной формы обобщаются в безразмерных координатах  $Nu$  от безразмерного критерия  $\Psi = 1/Re \cdot x/D_r$ .

Особенностей влияния значения числа  $Pr$  газовых смесей на интенсификацию теплообмена в каналах различного поперечного сечения не обнаружено.

На основе анализа имеющихся данных предложена методика проведения экспресс-оценки характеристик теплоносителя в канале для различного состава газовой смеси и формы канала.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе представлены результаты экспериментального исследования особенностей течения и теплообмена газов в каналах различной формы поперечного сечения при различных граничных условиях тепловыделения на стенке и гидродинамически неустановившемся течении.

Основные итоговые положения диссертационного исследования:

1. Модифицирован и адаптирован к задачам исследования панорамный малоинерционный тепловизионный метод определения температурных характеристик потока на выходе из каналов круглой, призматической форм и стержневых тепловыделяющих сборок. Установлено, что термограммы мелкочаистой сетки-термоприемника дают адекватную физике процесса картину локального прогрева газового потока. Разработан алгоритм определения средней температуры газового потока на основе полученных термограмм. На способ измерения и устройство получен патент.
2. Разработаны и изготовлены экспериментальные стенды для изучения особенностей теплообмена при вынужденном течении газов в одиночных каналах круглой, треугольной и квазотреугольной формы, а также в квазотреугольных каналах сборки из тепловыделяющих элементов. На базе тепловизионного метода, как основного метода экспериментального исследования, разработаны опытные методики, позволяющие на основе достоверных данных о температурных профилях и средних температурах газовых потоков на выходе из каждого канала при известных параметрах на входе в эти каналы определить эффективность теплообмена.
3. Получена обобщающая зависимость для среднего числа  $Nu$  от  $1/Re \cdot x/D_r$  в канале квазотреугольного поперечного сечения при граничных условиях первого рода в диапазоне чисел  $Re$  от 700 до 5000. Получена зависимость для определения гидравлического сопротивления в канале квазотреугольной формы.

4. Предложена обобщающая зависимость для теплообмена в каналах круглой и треугольной формы для смесей газов, имеющих низкие значения чисел Прандтля ( $Pr = 0,2 \div 0,7$ ) при постоянной плотности теплового потока на стенке канала. Обнаружено, что свойства смеси не оказывают заметного влияния на интенсификацию теплообмена в каналах. Это позволяет использовать в расчетах уже известные зависимости для газов.
5. Получены зависимости средней температуры воздуха на выходе из каналов, образованных тепловыделяющими элементами модельной сборки, при нестационарных режимах теплообмена. На основе анализа термограмм газовых потоков на выходе, полученных с помощью тепловизионного метода, обнаружены дефекты геометрии проходных каналов тепловыделяющей сборки. Показана возможность своевременного обнаружения гидравлических и тепловых разверок при создании современных высоконапряженных теплообменных аппаратов и реакторов. Это позволяет прогнозировать условия возникновения аварийных режимов работы и внести необходимые изменения в конструкцию еще на стадии проектирования и проведения модельных испытаний.
6. На основании анализа результатов исследования предложено использовать модифицированные варианты разработанной методики тепловизионной диагностики газовых потоков для: исследования влияния свободноконвективных течений на вынужденный конвективный теплообмен, обнаружения влаги в паровоздушных потоках систем кондиционирования воздуха, выявления на ранних стадиях разработки дефектов (гидравлических и тепловых разверок каналов) и определения качества сборки рекуперативных газовых теплообменных аппаратов, химических реакторов и стержневых тепловыделяющих сборок со сложной внутренней структурой теплообменной поверхности. Предложено применить метод для изучения переходных и аварийных режимов работы теплообменных аппаратов и т.д.

## СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- $D_{\Gamma}$  - гидравлический диаметр, м;  
 $G$  - массовый расход, кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  - ускорение свободного падения, 9,81 м/с<sup>2</sup>;  
 $I$  - количество тепла, получаемое газом от стенки, Дж;  
 $k_l$  - линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К);  
 $l_{н.г}$  - длина участка гидравлической стабилизации, м;  
 $l_{н.т}$  - длина участка тепловой стабилизации, м;  
 $l_{об.уч}$  - длина обогреваемого участка канала, м;  
 $M$  - вес, кг;  
 $P$  - давление, Па;  
 $Q$  - объемный расход, м<sup>3</sup>/с;  
 $q$  - плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  
 $q_l$  - линейная плотность теплового потока, Вт/м;  
 $t$  - время, сек;  
 $T$  - температура, °С, К;  
 $U$  - расходная скорость, м/с;  
 $u$  - скорость газа в канале, м/с;  
 $u_x$  - продольная скорость, м/с;  
 $u_y, u_z$  - компоненты скорости вдоль координатных осей  $y, z$ , м/с;  
 $W$  - тепловая нагрузка, мощность на нагревателе, Вт;  
 $X$  - длина теплообменного участка, м;

**греческие символы**

- $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\Delta P$  - перепад давления, Па;  
 $\Delta T$  - разность температур, °С, К;  
 $\Psi_x$  - безразмерная продольная скорость газа, б/р;  
 $\Psi_y, \Psi_z$  - безразмерные компоненты скорости газа вдоль осей  $y, z$ , б/р.

- $\Theta$  - безразмерная температура, б/р;  
 $\tau$  - время, сек;  
 $\Pi$  - смоченный периметр канала, м;  
 $\varepsilon$  - степень черноты поверхности, б/р;

### безразмерные критерии

- $Bi$  - число Био, б/р;  
 $Fo$  - число Фурье, б/р;  
 $Gr$  - число Грасгофа, б/р;  
 $Nu$  - число Нуссельта, б/р;  
 $Pe$  - число Пекле, б/р;  
 $Pr$  - число Прандтля, б/р;  
 $Re$  - число Рейнольдса, б/р;  
 $\zeta$  - коэффициент сопротивления трения, б/р;  
 $\Psi$  -  $\frac{1}{Re} \cdot \frac{x}{D_r}$ , б/р;

### обозначения используемые в функциональных операторах

- $0, 1, i, j, k, n$  - индексы;  
 $x, y$  - координаты точки;  
 $F, f, J, \mu_n$  - функции;  
 $\chi$  - модифицированная переменная;  
 $\delta_j, \chi_k$  - коэффициенты;  
 $\Omega$  - функция от безразмерного расстояния от входа в канал  $x/D_r$ ;

### обозначения теплофизических свойств веществ

- $a$  - коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  
 $C_p$  - теплоемкость, Дж/(кг·К);  
 $\beta$  - температурный коэффициент объёмного расширения, 1/К;  
 $\mu$  - коэффициент динамической вязкости, Па·с;  
 $\lambda$  - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

- $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  
 $\rho$  - плотность,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

### обозначения геометрических параметров

- $A, B, \dots, P$  - точки;  
 $a, b, \dots, s$  - размеры, м;  
 $D$  - диаметр, м;  
 $K, k_{\text{маш}}$  - коэффициент пересчета, б/р;  
 $D$  - диаметр, м;  
 $L$  - расстояние, длина, м;  
 $S$  - площадь поперечного сечения,  $\text{м}^2$ ;  
 $r, x, y$  - расстояния от базовых точек, м;  
 $S, H$  - площадь,  $\text{м}^2$ ;  
 $X, Y, Z$  - обозначение осей координат;  
 $\varphi, \beta$  - угол, градус;  
 $a, h$  - сторона треугольника  
 $r$  - расстояние от оси круглой трубы, м;  
 $R$  - радиус, радиус кривизны, м;

### Индексы

- 0 - начальное значение;  
1, 2, ... - номера;  
*i* - номер канала;  
*NEC* - тепловизор NEC;  
*T<sub>ст</sub>=const* условия постоянной температуры на стенке;  
*WTS* - термограмма;  
*вх* - вход;  
*вых* - выход;  
Г - гидравлический;  
г - газ;  
*изол* - изоляция;

<i>кр</i>	- критический;
<i>ос</i>	- окружающая среда;
<i>см</i>	- смесь;
<i>ср</i>	- средний;
<i>ст</i>	- стенка;
<i>тр</i>	- трубка.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Байгалиев, Б.Е. Теплообменные аппараты: учебное пособие / Б.Е. Байгалиев [и д.р.] - Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2012. - 180 с.
2. Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. - М.: Наука, 1982. - 472 с.
3. Сукомел, А.С. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах / А.С. Сукомел, В.И. Величко, Ю.Г. Абросимов. - М: Энергия, 1979. - 216 с.
4. Eckert, E.R.G. Local laminar heat transfer in wedge-shaped passages / E.R.G. Eckert, T.F. Irvine, T.T. Yen // Trans. ASME. - 1958. - Vol. 80. - P. 1433-1438.
5. Sparrow, E.M. Longitudinal laminar flow between cylinders arranged in regular array / E.M. Sparrow, and Ir. Loeffler // AIChE J.. - 1959. - Vol. 5, No 3. - P. 325-330.
6. OpenFOAM Free Software [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://cfd.direct/openfoam/free-software/contributors>, Copyright © 2015-2017 CFD Direct Ltd, (Дата обращения: 17.09.2016 г).
7. Мигай, В.К. Гидравлическое сопротивление треугольных каналов в ламинарном потоке / В.К. Мигай // Известия вузов, сер. "Энергетика". - 1963. - № 5. - С. 122-124.
8. Лейбензон, Л.С. Гидравлика / Л.С. Лейбензон [и д.р.] - Гос. научно-техн. горно-геолого-нефтяное изд., 1934. - 187 с.
9. Субботин, В.И. Гидродинамика и теплообмен в атомных энергетических установках / В.И. Субботин [и д.р.] - М.: Энергоатомиздат, 1975. - 406 с.
10. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С.С. Кутателадзе. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 367 с.
11. Петухов, Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б.С. Петухов. - М.: Энергия, 1967. - 412 с.

12. Кириллов, П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 296 с.
13. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. РД 24.035.05-89 / - Л.: НПО ЦКТИ, 1991. - 362 с.
14. Modern Developments in Heat Transfer / Editor: Warren Ibele. - N.Y.: Academic Pres., 1963. - 506 p.
15. Сукомел, А.С. Экспериментальное исследование локальной теплоотдачи при течении воздуха на начальном участке круглой трубы / А.С. Сукомел, В.И. Величко // "Теплоэнергетика". - 1969. - № 4. - С. 79-81.
16. Петухов, Б.С. О теплообмене в начальном участке трубы при смешанном пограничном слое / Б.С. Петухов, Е.А. Краснощеков // В сб.: Теплопередача и тепловое моделирование. М., Изд-во АН СССР. - 1959. - С. 187-200.
17. Hagen, G. Über die Bewegung des Wassers in engen zylindrischen Röhren / G. Hagen // Pogg. Ann.. - 1839. - Vol. 46. - P. 423-442.
18. Poiseuille, J.L. Recherches expérimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très-petits diamètres / J.L. Poiseuille // Comptes Rendus, Académie des Sciences, Paris. - 1841. - Vol. 12. - P. 112-121.
19. Drei Klassiker der Strömungslehre: Hagen-Poiseuille-Hagenbach / Editor: L. Schiller - Leipzig: Akademische Verlagsgesellschaft M.B.H., 1933. - 264 p.
20. Cebeci, T. Calculation of Incompressible Rough-Wall Boundary Layer Flows / T. Cebeci, and K.C. Chang // AIAA Journal. - 1978. - Vol. 16, No 7. - P. 730-735.
21. Blasius, H. Grenzsichtenin Flüssigkeiten mit Kleiner Reibung / H. Blasius // Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik. - 1908. - Vol. 56. - P. 1-37.
22. Henderson, F.M. Open Channel Flow (Macmillan series in civil engineering) / F.M. Henderson. - N.Y.: MacMillan, 1966. - 522 p.
23. Miller, D.S. Internal Flow Systems / Donald S. Miller. - BHRA The Fluid Engineering Center, 1984. - 290 p.
24. Karman, Th. On laminar and turbulent friction / Th. von Karman // Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik. - 1921. - Vol. 1, No 4. - P. 37-64.

25. Nusselt, W. Der Wärmeübergang in Rohrleitungen / W. Nusselt // Forsch.-Arb. Ing.-Wes.. - 1910. - No 89. - P. 1-37.
26. Norris, R.H. Laminar-Flow Heat-Transfer Coefficients for Ducts / R.H. Norris and D.D. Streid // Trans. A.S.M.E.. - 1940. - Vol. 62, No 6. - P. 525-533.
27. Аладьев, И.Т. Экспериментальное определение локальных и средних коэффициентов теплоотдачи при турбулентном течении жидкости в трубах / И.Т. Аладьев // Изв. АН СССР. Сер. ОТН. - 1951. - № 11. - С. 1669-1672.
28. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев. - М- Л.: Госэнергоиздат, 1956. - 392 с.
29. Мигай, В.К. Теплообмен в треугольном канале при ламинарном течении / В.К. Мигай // Инженерно-физический журнал. - 1958. - № 7. - С. 18-25.
30. Gnielinski, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow / V. Gnielinski // International Chemical Engineering. - 1976. - Vol. 16, No 2. - P. 359-368.
31. Gnielinski, V. Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung / Volker Gnielinski // Forschung im Ingenieurwesen. - 1995. - Vol. 61, Iss. 9. - P. 240-248.
32. Prandtl, L. Führer durch die Strömungslehre / Ludwig Prandtl. - Braunschweig, F. Vieweg & Sohn, 1942. - 382 p.
33. Hausen, H. Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen / H. Hausen // Z. VDI Beiheft Verfahrenstechnik. - 1943. - No 4. - P. 91-102.
34. Hausen, H. Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier und erzwungener Strömung / H. Hausen // Allg. Wärmetechnik. - 1959. - Vol. 9. - P. 75-79.
35. Петухов, Б.С. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах / Б.С. Петухов, Б.В. Кириллов // Теплоэнергетика. - 1958. - № 4. - С. 63-68.

36. Petukhov, B.S. Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties / B.S. Petukhov // *Adv. Heat Transfer*. - 1970. - Vol. 6. - P. 503-564.
37. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. - М.: Атомиздат, 1979. - 416 с.
38. Киров, В.С. К вопросу об определении коэффициента теплообмена смесей газов с гелием и водородом / В.С. Киров, Ю.Д. Кожелупенко, С.Д. Тетельбаум // *Инженерно-физический журнал*. - 1974. - № 2. - С. 226-228.
39. Бай Ши-и Турбулентное течение жидкостей и газов / Бай Ши-и. - М.: Изд-во иностр. лит., 1962. - 344 с.
40. Prandtl, L. Ueber die ausgebildete Turbulenz / L. Prandtl // *Proc. of Second Intern. Cong, for Appl. Mech., Zurich*. - 1926. - P. 62-66.
41. Howarth, L. Concerning secondary flow in straight pipes / L. Howarth // *Proc. Cambridge Phil. Soc.*. - 1938. - Vol. 34, No 3. - P. 335-344.
42. Nikuradse, J. Untersuchungen über turbulente Strömungen in nicht kreisförmigen Rohren / J. Nikuradse // *J. Ingenieur-Archiv*. - 1930. - Vol. 1, Iss. 3. - P. 306-332.
43. Markóczy, G. Konvektive Wärmeübertragung in längsangeströmten Stabbündeln bei turbulenter Strömung / G. Markóczy // *Wärme- und Stoffübertragung*. - 1972. - Vol. 5, Iss. 4. - P. 204-212.
44. Бурцев, С. А. Исследование влияния доли гелия на значение критерия Прандтля газовых смесей / С.А. Бурцев, Д.С. Кочуров, Н.Л. Щеголев // *Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.*. - 2014. - № 5. - С. 314-329.
45. Taylor, M.F. Internal Forced Convection to Low-Prandtl-Number Gas Mixture / M.F. Taylor, K.E. Bauer, D.M. McEligot // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. - 1988. - Vol. 31, No 1. - P. 13-25.
46. Liu, J. Rayleigh-Benard convection in binary-gas mixtures: Thermophysical properties and the onset of convection / Jun Liu and Guenter Ahlers // *Physical review E*. - 1997. - Vol. 55, No 6. - P. 6950-6968.

47. Бретшнайдер, С. Свойства газов и жидкостей / С. Бретшнайдер. - Л.: Изд-во "Химия", Ленинградское отделение, 1966. - 536 с.
48. Dragunov, Yu.G. On Calculation of the Transport Coefficients and Thermodynamic Properties of a Helium-Xenon Gas Mixture / Yu.G. Dragunov [et al.] // J. of Engineering Thermophysics. - 2013. - Vol. 22. - P. 21-29.
49. Dragunov, Yu.G. On the Choice of Correlations for Calculating the Heat Transfer Coefficient in Binary Gas Mixture / Yu.G. Dragunov [et al.] // J. of Engineering Thermophysics. - 2013. - Vol. 22. - P. 30-42.
50. Notter, R.H. A Solution to the Turbulent Graetz Problem - III. Fully Developed and Entry Region Heat Transfer Rates / R.H. Notter, C.A. Sleicher // Chem. Engng Sci. - 1972. - Vol. 27. - P. 2073-2093.
51. Tournier, J.M. Properties of Noble Gases and Binary Mixtures for Closed Brayton Cycle Applications / J.M. Tournier, M.S. El-Genk // Energy Conversion & Management. - 2008. - Vol. 49. - P. 1882-1891.
52. Campo, A. Estimation of the Minimum Prandtl Number for Binary Gas Mixtures Formed with Light Helium and Certain Heavier Gases: Application to Thermoacoustic Refrigerators / A. Campo, M.M. Papari, E. Abu-Nada // Appl. Thermal Eng.. - 2011. - Vol. 31. - P. 3142-3146.
53. El-Genk, M.S. Noble Gases Binary Mixtures for Gas-Cooled Reactor Power Plants. Nuclear Engineering and Design / M.S. El-Genk, J.M. Tournier // Nuclear Engineering and Design. - 2008. - Vol. 238. - P. 1353-1372.
54. Arx, A.V. Laminar heat transfer for low Prandtl number gases / Alan V. von Arx and Ismail Ceyhan // AIP Conference Proceedings. - 1991. - Vol. 217. - P. 719-722.
55. Deissler, R.G. Turbulent heat transfer and friction in the entrance regions of smooth passages / R.G. Deissler // Transaction of the ASME. - 1955. - T. 77. - C. 1221-1233.
56. Петухов, Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Б.С. Петухов, Л.Г. Генин, С.А. Ковалев. - М.: Атомиздат, 1974. - 407 с.

57. Кутателадзе, С.С. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое / С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьев. - М: Энергия, 1972. - 342 с.
58. Куликова, Т. Н. Моделирование теплоотдачи к газовому теплоносителю с пониженным значением числа Прандтля / Т.Н. Куликова, П.В. Марков, В.И. Солонин // Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. - 2015. - № 6. - С. 420-437.
59. Перепелица, Б.В. Экспериментальное исследование влияния структуры турбулентного потока на распределение температуры в компактном теплообменнике / Б.В. Перепелица // Теплофизика и аэромеханика. - 2008. - Т. 15, № 4. - С. 603-609.
60. Кошкин, В.К. Нестационарный теплообмен / В.К. Кошкин [и д.р.] - М.: Машиностроение, 1973. - 328 с.
61. Воробьев, В.В. Исследование теплообмена в каналах сложной формы элементов энергетического оборудования / В.В. Воробьев, В.А. Немцев // V Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer. May 24-28, Minsk, 2004. - [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http://www.itmo.by/ru/conferences/mif\\_5/sec\\_8/](http://www.itmo.by/ru/conferences/mif_5/sec_8/), свободный. (Дата обращения: 07.10.2016 г).
62. Русин, С.П. Восстановление истинной температуры нагретого тела по интегроспектральным характеристикам теплового излучения / С.П. Русин // Теплофизика и аэромеханика. - 2006. - Т. 13, № 1. - С. 129-140.
63. Michalski, L. Temperature Measurement / L. Michalski. - John Wiley & Sons, 2001. - 501 p.
64. DeWitt, D.P. Theory and Practice of Radiation Thermometry / David P. DeWitt, Gene D. Nutter. - John Wiley and Sons, 1988. - 1138 p.
65. Носов, В.В. Применение тепловизора в качестве средства технической диагностики оборудования и объектов предприятий / В.В. Носов, Г.Н. Лукьянов - С.Пб.: Изд-во СПбГПУ, 2004. - 42 с.
66. Coates, P. The Fundamentals of Radiation Thermometers / Peter Coates, David Lowe. - CRC Press, 2016. - 262 p.

67. Зигель, Р. Теплообмен излучением / Р. Зигель, Дж. Хауэлл. - М.: Мир, 1975. - 936 с.
68. Свет, Д.Я. Оптические методы измерения истинных температур / Д.Я. Свет. - М.: Наука, 1982. - 296 с.
69. Госсорг, Ж. Инфракрасная термография. Основы, техника, применение / Ж. Госсорг.- М.: Мир, 1988. - 416 с.
70. Геращенко, О.А. Температурные измерения: справочник / О.А. Геращенко [и д.р.] - Киев: Наукова думка, 1989. - 702 с.
71. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общей ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. - М.: Изд-во МЭИ, 2001. - 564 с.
72. Асланян, Э.В. Устройство для измерения температурного поля газового потока на выходе камеры сгорания / Э.В. Асланян, И.В. Берлов // патент РФ № 2382995. - 2008.
73. Жилкин, Б.П. Устройство для измерения температурного поля газового потока / Б.П. Жилкин, И.Д. Ларионов, А.Н. Шуба // патент РФ № 2230300. - 2002.
74. Государственная система обеспечения единства измерений. Термопары. Номинальные статические характеристики преобразования / - М.: Госстандарт России, 2001. - 78 с.
75. Генин, Л.Г. Гидродинамика и теплообмен МГД-течений в каналах / Л.Г. Генин, В.Г. Свиридов. - М.: МЭИ, 2001. - 196 с.
76. Ефимова, А.В. Тепловизионная диагностика термической структуры газовых потоков / А.В. Ефимова [и д.р.] // Вестник ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. Теплоэнергетика. - 2004. - Т. 33, № 3. - С. 139-143.
77. Ефимова, А.В. Тепловизионное определение характеристик теплообмена при течении газа: дис. канд. техн. наук / Ефимова Александра Владимировна, Екатеринбург. - 2006. - 155 с.
78. Преображенский, В.П. Теплотехнические измерения и приборы / В.П. Преображенский. - М.: Энергия, 1978. - 704 с.

79. Богатова, Т.Ф. Способ тепловизионной диагностики процессов теплоотдачи / Т.Ф. Богатова [и д.р.] // патент РФ № 2004122019. - 2004.
80. Богатова, Т.Ф. Устройство для определения характеристик теплоотдачи / Т.Ф. Богатова [и д.р.] // патент РФ № 2004135439. - 2004.
81. Елистратов, С.Л. Сетчатый комбинированный термоприемник и способ измерения температурного поля газового потока в каналах / С.Л. Елистратов, Е.Ю. Слесарева // патент РФ № 2597956. - 2016.
82. Infrared Thermometer Emissivity tables [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.scigiene.com>, свободный. (Дата обращения: 07.10.2016 г).
83. Table of Total Emissivity [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.omega.com>, свободный. (Дата обращения: 07.10.2016 г).
84. Table of Emissivity of Various Surfaces For Infrared Thermometry. Mikron Instrument Company, Inc. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.transmetra.ch>, свободный. (Дата обращения: 07.10.2016 г).
85. Okada, T. Analysis of Thermal Radiation Properties of Polyimide and Polymeric Materials Based on ATR-IR spectroscopy / Tomohiro Okada, Ryohei Ishige, and Shinji Ando // Journal of Photopolymer Science and Technology. - 2016. - Vol. 29, No 2. - P. 251-254.
86. Богданов, С.Н. Справочник. Холодильная техника / С.Н. Богданов. - Л.: Машиностроение (Ленингр. Отделение), 1976. - 168 с.
87. Чистяков, С.Ф. Теплотехнические измерения и приборы / С.Ф. Чистяков, Д.В. Радун. - М.: Высшая школа, 1972. - 392 с.
88. Кутателадзе, С.С. Справочник по теплопередаче / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский. - Л.; М.: Госэнергоиздат, 1958. - 414 с.
89. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. - Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Энергия, 1975. - 488 с.
90. MiKroSpec 2.8 Пакет программ Mikron Infrared, Inc. - [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.irimaging.com>. Serial Number. (Дата обращения: 21.03.2014 г).

91. Зайдель, А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений / А.Н. Зайдель. - М.: Наука, 1968. - 98 с.
92. Государственная система обеспечения единства измерений. Методики (методы) измерений / - М.: Стандартиформ, 2009. - 16 с.
93. МИ 1317-2004 "Государственная система обеспечения единства измерений". Формы представления. Способы использования при испытаниях образцов продукции и контроле их параметров. / - М.: ФГУП ВНИИМС, 2004. - 50 с.
94. РД 50-453-84 "Государственная система обеспечения единства измерений". Методические указания. Характеристики погрешности средств измерений в реальных условиях эксплуатации. Методы расчета. / - М.: Издательство стандартов, 1984. - 21 с.
95. Анипко, О.Б. Экранирование источников инфракрасного излучения диспергированной жидкостью / О.Б. Анипко [и д.р.] // Інтегровані технології та енергозбереження. - 2014. - Т. 3. - С. 5-9.
96. Козлов, Д.Н. Тепловизионная съемка активных вулканов курильских островов в 2009-2011 гг. / Д.Н. Козлов, Р.В. Жарков // Вестник краунц. науки о земле. - 2012. - Т. 19, № 1. - С. 231-239.
97. Мурин, Г.А. Теплотехнические измерения / Г.А. Мурин. - М.: Энергия, 1979. - 424 с.
98. Дехтярь, Р.А. Теплообмен при фильтрации жидкости в круглых и кольцевых каналах, заполненных зернистой средой: дис. канд. техн. наук / Дехтярь Руслан Анатольевич, Новосибирск. - 2000. - 150 с.
99. Ландау, Л.Д. Гидродинамика. Теоретическая физика: т. VI / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. - М.: Наука, 1986. - 736 с.
100. Mills, F. Heat Transfer / F. Mills. - CRC Press, 1998. - 888 p.
101. Metais, B. Forced, Mixed, and Free Convection Regimes / B. Metais, E.R.G. Eckert // Journal of Heat Transfer ASME. - 1964. - Vol. 86, No 2. - P. 295-296.
102. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - М.: Энергия, 1977. - 343 с.

103. Heat Exchanger Design Handbook. / Editor: G.F. Hewitt. - Hemisphere Publishing Corporation, Carlsbad, 2003. - 5 volumes.
104. Идельчик, И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Идельчик. - М.: Машиностроение, 1975. - 559 с.
105. Kays, W.M. Convective Heat and Mass Transfer / William Morrow Kays - N.Y.: McGraw-Hill, 1966. - 387 p.
106. Фомичев, Д.В. Гидравлические характеристики пучков стержней тепловыделяющих сборок реакторной установки Брест-ОД-300 / Д.В. Фомичев, В.И. Солонин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". - 2015. - Т. 101, № 2. - С. 4-17.
107. Pierce, B.L. The Influence of Recent Heat Transfer Data on Gas Mixtures (He-Ar, H<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub>) on Closed Cycle Gas Turbines / B.L. Pierce // Journal of Engineering for Power. - 1981. - Vol. 103, Iss. 1. - P. 114-117.
108. Diaz, G. Artificial Neural Networks to Correlate In-Tube Turbulent Forced Convection of Binary Gas Mixtures / G. Diaz and A. Campo // Int. J. Thermal Sci.. - 2009. - Vol. 48. - P. 1392-1397.
109. Pickett, P.E. Heated Turbulent Flows of Helium-Argon Mixtures in Tubes / P.E. Pickett, M.F. Taylor, and D.M. McEligot // Int. J. Heat Mass Transfer. - 1979. - Vol. 22. - P. 705-719.
110. Pickett, P.E. Heat and Momentum Transfer to Internal, Turbulent Flow of Helium-Argon Mixtures in Circular Tubes / P.E. Pickett // Arlington: Aerospace and Mechanical Engineering Department. - 1976. - 116 p.
111. Taylor, M.F. Correlation of Local Heat Transfer Coefficients for Single-Phase Turbulent Flow of Hydrogen in Tubes with Temperature Ratios up to 23 / M.F. Taylor // Washington: National Aeronautics and Space Administration. - 1968. - 22 p.
112. Маштовский, И. Теплопроводность смесей гелия и ксенона при высоких температурах / И. Маштовский // Инженерно-физический журнал. - 1977. - Т. 33, № 4. - С. 635-641.

113. Dittus, F.W. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type / Dittus Frederick William, Boelter Llewellen Michael Kraus // University of California publications in engineering. - 1930. - Vol. 2, No 13. - P. 443-461.
114. Colburn, A.P. A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction / A.P. Colburn // Trans. AIChE. - 1933. - Vol. 29. - P. 174-210.
115. Sleicher, C.A. A Convenient Correlation for Heat Transfer to Constant and Variable Property Fluids in Turbulent Pipe Flow / C.A. Sleicher, M.F. Rouse // Int. J. Heat Mass Transfer. - 1975. - Vol. 18. - P. 677-683.
116. Vitovskii, O.V. Experimental investigation of heat transfer of helium-xenon mixtures in cylindrical channels / O.V. Vitovskii, S.L. Elistratov, and E.Yu. Slesareva // Journal of Engineering Thermophysics. - 2015. - Vol. 24, No 1. - P. 33-35.
117. Nakoryakov, V.E. Experimental investigation of heat transfer in helium-xenon mixtures in triangle channels / V.E. Nakoryakov [et al.] // Journal of Engineering Thermophysics. - 2015. - Vol. 24, No 2. - P. 139-142.
118. Vitovsky, O.V. Heat transfer of helium–xenon mixture on the initial pipe section / O.V. Vitovsky, V.E. Nakoryakov, and E.Yu. Slesareva // Journal of Engineering Thermophysics. - 2015. - Vol. 24, No 4. - P. 338-341.
119. Vitovsky, O.V. Heat transfer in a flow of gas mixture with low Prandtl number in triangular channels / O.V. Vitovsky [et al.] // Journal of Engineering Thermophysics. - 2016. - Vol. 25, No 1. - P. 15-23.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2597956

**СЕТЧАТЫЙ КОМБИНИРОВАННЫЙ ТЕРМОПРИЕМНИК  
И СПОСОБ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ  
ГАЗОВОГО ПОТОКА В КАНАЛАХ**

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук (ИТ СО РАН) (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2015123729

Приоритет изобретения **18 июня 2015 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации **25 августа 2016 г.**

Срок действия патента истекает **18 июня 2035 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



Автор(ы): *Елистратов Сергей Львович (RU), Слесарева  
Екатерина Юрьевна (RU)*

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б****УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по научной работе НГТУ,  
Заслуженный деятель науки РФ  
д.т.н., профессор

Вострецов А. Г.

«30» апреля 2017 года

**Акт о внедрении результатов НИР.**

Результаты диссертационной работы Слесаревой Екатерины Юрьевны «Экспериментальное исследование теплообмена при вынужденном течении газов в каналах сложной формы» внедрены в учебный процесс на кафедре тепловых электрических станций факультета энергетики НГТУ.

*Предмет внедрения*

1. Тепловизионная методика обнаружения гидравлических разверок в трубных пучках котельных установок и тепловых газовых реакторов в соответствии с патентом РФ № 2597956 «Сетчатый комбинированный термоприемник и способ измерения температурного поля газового потока в каналах».
2. Использование в лекционных курсах «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях», «Проблемы энерго- и ресурсосбережения в теплоэнергетике, теплотехнике и теплотехнологиях».

*Характер внедрения*

1. Использование методики определения локальных и интегральных температур газовых потоков на выходе из теплообменных аппаратов студентами и аспирантами при выполнении научно-исследовательских и выпускных квалификационных работ.
2. Использование в научно-исследовательских работах кафедры тепловых электростанций методики обнаружения капель влаги в парогазовых потоках.

Декан факультета энергетики НГТУ  
к.э.н., доцент

С.С. Чернов