

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи

ЯКОВЛЕВ Виктор Александрович

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА СЖИГАНИЯ НЕТРАДИЦИОННЫХ
ГАЗОВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ**

Специальность 05.23.03 – Теплоснабжение, вентиляция,
кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук
доцент Г. П. Комина

Санкт-Петербург – 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ СЖИГАНИЯ НЕВЗАИМОЗАМЕНЯЕМЫХ ГАЗОВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ	11
1.1 Свойства и принципы сжигания газов	11
1.2 Требования, предъявляемые к горелкам.....	26
1.3 Горелки с принудительной подачей воздуха	36
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1	48
ГЛАВА 2 РЕШЕНИЯ, ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ ...	50
2.1 Приёмы повышения интенсивности процессов горения в газогорелочном устройстве с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения .	50
2.2 Разработка газогорелочного устройства усовершенствованной конструкции для систем теплогазоснабжения.....	57
2.3 Методика расчёта горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения усовершенствованной конструкции	64
2.4 Автоматизация горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения для систем теплогазоснабжения.....	81
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2	89
ГЛАВА 3 МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОБРАБОТКИ ПОЛУЧЕННЫХ ДАННЫХ.....	92
3.1 Постановка экспериментальных исследований.....	92
3.2 Методики экспериментальных исследований эффективности работы воздухораспределительных устройств горелки	95
3.3 Методика исследования энергетических показателей работы горелки	99
3.4 Описание экспериментальной установки.....	107

3.5 Методика обработки экспериментальных данных методом математической статистики.....	115
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3	118
ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ ЩЕЛЕВОЙ КАМЕРЫ СМЕШЕНИЯ	120
4.1 Исследования формы сечения воздухораспределительного короба с использованием программного комплекса ANSYS Fluent	120
4.2 Результаты экспериментальных исследований воздухораспределительной системы горелки.....	134
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4	138
ГЛАВА 5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ГОРЕЛКИ	140
5.1 Результаты исследований минимальных коэффициентов избытка воздуха в горелке от вида газа, угла атаки газовых струй поперечного потока воздуха и тепловой мощности горелки	140
5.2 Результаты экспериментальных исследований влияния угла атаки газовых струй, давления газа перед горелкой, формы щелевой камеры смешения, состава газа на длину факела и качество его сгорания.....	143
5.3 Результаты исследований влияния вида газа на распределение температурных полей по топочному объёму тепловой установки.....	149
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 5	154
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ.....	156
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	158
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	177

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность избранной темы заключается в совершенствовании оборудования теплоэнергетической отрасли, которое является необходимым и обязательным фактором современного развития страны.

Наиболее энергоёмкими являются теплогенерирующие установки, от эффективности, работы которых в значительной степени зависит энергосбережение и экологическое состояние окружающей среды.

В федеральном законе Российской Федерации № 261 «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности...» предписывается широкое использование нетрадиционных горючих газов. Для эффективного их использования в системах теплогазоснабжения требуется разработка отечественного газогорелочного устройства усовершенствованной конструкции (УГГУ), которое позволит обеспечить качественное сжигание нетрадиционных газов. Эти газы являются невзаимозаменяемыми и требуют различных по конструкции газогорелочных устройств для обеспечения их полного сгорания.

Имеющиеся отечественные газогорелочные устройства не позволяют эффективно и экономично сжигать различные по составу и свойствам так называемые «невзаимозаменяемые» газы.

В системах теплогазоснабжения важную роль для эффективного использования газа и его качественного сжигания определяющую роль играют газогорелочные устройства. Следовательно, в настоящее время актуальным вопросом является повышение качества сгорания нетрадиционных газов в системах теплогазоснабжения.

Степень разработанности темы исследования. Теоретической базой исследования послужили работы отечественных и зарубежных ученых – Р.Б. Ахмедова, С.Е. Беликова, В.Ю. Безруких Е.А. Бирюзовой, А.Н. Воликова, Л.А. Вулиса, Т.А. Дацюк, Ю.В. Иванова, А.С. Иссерлина, Г.П. Коминой, Б.М. Кривоногова, Л.А. Кущева, А.М. Левина, Е.Е. Мариненко, В.П. Михеева, Н.Н. Осиповой, С.Г. Прохо-

рова, М.Б. Равича, И.Я. Сигала, Н.Л. Стаскевича, Г.Н. Северинца, А.Л. Шкаровского, И.А. Шура, Р.И. Эстеркина, и др., занимавшихся разработкой и совершенствованием газогорелочных устройств для использования природных и искусственных газов.

Цель исследования заключается в разработке способов эффективного сжигания нетрадиционных газов в одном газогорелочном устройстве; создании методов расчета усовершенствованных узлов УГГУ.

Задачи исследования:

– разработать аэродинамическую систему подготовки газозвушной смеси для УГГУ, обеспечивающую качественное сжигание газов в факеле регулируемой длины с минимальным коэффициентом избытка воздуха (α) направленное на повышение коэффициента полезного действия (КПД) тепловых установок и равномерным распределением температурных напряжений в топке на основании проведенных анализов показателей работы отечественных и зарубежных газогорелочных устройств и методов сжигания газа в существующих горелках;

– проанализировать существующие методы качества сжигания газа в существующих горелках;

– разработать новые конструкторские решения системы подготовки газозвушной смеси на основании численного моделирования и экспериментальных исследований горелки;

– разработать режимные параметры работы горелки, влияющие на длину факела полноту сгорания различных по составу невзаимозаменяемых газов (природного газа, биогаза и шахтного газа).

Объект исследования – системы теплогазоснабжения с УГГУ для сжигания нетрадиционных газов в тепловых установках.

Предмет исследования – газогорелочное устройство с принудительной подачей воздуха; аэродинамическая система подготовки газозвушной смеси горелки и процессы горения в разработанном УГГУ.

Научная новизна исследования заключается в достижении следующих результатов:

1. Разработана методика расчёта аэродинамической системы подготовки газозвоздушной смеси в горелке оборудованной щелевой камерой смешения с изменяющимся по высоте профилем сечения, заключающаяся в определении геометрической формы камеры смешения горелки, позволяющей обеспечить полное сгорание газа с минимальным коэффициентом избытка воздуха в факеле минимальной протяжённости;

2. Разработана геометрическая форма воздухораспределительного устройства, позволяющая выровнять скорости движения воздуха по сечению щелевой камеры смешения горелки и достичь требуемой равномерности состава газозвоздушной смеси и интенсивности её подготовки;

3. Выявлены зависимости минимальных коэффициентов избытка воздуха в горелке от вида газа, угла атаки газовых струй (β) поперечного потока воздуха и тепловой мощности горелки;

4. Разработаны математические модели распределения концентраций метана в щелевой камере смешения, где выявлены смещения зоны основания факела в зависимости от вида газа, углов атаки газовых струй и формы щелевой камеры смешения для двух предельных тепловых нагрузок горелки;

5. Получены графические и математические зависимости влияния угла атаки газовых струй, давления газа перед горелкой, формы щелевой камеры смешения, состава газа на длину факела и качество его сгорания;

6. Определено влияние вида газа на распределение температурных полей по топочному объёму тепловой установки.

Теоретическая значимость работы заключается в развитии использования систем теплогазоснабжения для сжигания нетрадиционных газов с использованием УГГУ.

Практическая значимость исследований заключается в возможности использования разработанных методов в практической деятельности в конструкторских отделах проектных организаций.

Методы исследования

В диссертации использовались методы численного моделирования и натурального эксперимента. Обработка полученных результатов натурального эксперимента проводилась методом математической статистики.

Положения, выносимые на защиту:

- методика расчёта аэродинамической системы подготовки газовой смеси в горелке оборудованной щелевой камерой смешения с изменяющимся по высоте профилем сечения, заключающаяся в определении геометрической формы камеры смешения горелки, позволяющей обеспечить полное сгорание газа с минимальным коэффициентом избытка воздуха в факеле минимальной протяжённости;
- геометрическая форма воздухораспределительного устройства, позволяющая выровнять скорости движения воздуха по сечению щелевой камеры смешения горелки и достичь требуемой равномерности состава газовой смеси и интенсивности её подготовки;
- зависимости минимальных коэффициентов избытка воздуха в горелке от вида газа, угла атаки газовых струй (β) поперечного потока воздуха и тепловой мощности горелки;
- математические модели распределения концентраций метана в щелевой камере смешения, где выявлены смещения зоны основания факела в зависимости от вида газа, углов атаки газовых струй и формы щелевой камеры смешения для двух предельных тепловых нагрузок горелки;
- графические и математические зависимости влияния угла атаки газовых струй, давления газа перед горелкой, формы щелевой камеры смешения, состава газа на длину факела и качество его сгорания;
- влияние вида газа на распределение температурных полей по топочному объёму тепловой установки.

Область исследования соответствует паспорту специальности 05.23.03 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение», а именно п. 1: «Совершенствование, оптимизация и повышение надежности систем теплогазоснабжения, отопления, вентиляции и кондиционирования, методов их расчета и проектирования. Использование нетрадиционных источников энергии» п. 3: «Создание и развитие эффективных методов расчета и экспериментальных исследований систем теплоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, газоснабжения, освещения, защиты от шума».

Степень достоверности и апробация результатов

Достоверность результатов исследования подтверждается результатами натуральных исследований; удовлетворительной сходимостью результатов аналитических расчетов с данными, полученными экспериментальным путем и методов математического анализа с применением современного программного обеспечения; правомерностью принятых допущений. Результатами апробации горелочного устройства на тепловой установке в ООО «Балткотломаш» (г. Санкт-Петербург).

Основные результаты работы докладывались и обсуждались на: 60-й Международной научно-технической конференции молодых учёных «Актуальные проблемы современного строительства», г. Санкт-Петербург; 64-й Научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета, г. Санкт-Петербург; 65-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета, г. Санкт-Петербург; 66-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета, г. Санкт-Петербург; 67-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета 3 – 5 февраля 2010 г., г. Санкт-Петербург; Всероссийской научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» 22 – 26 ноября 2010 г., г. Екатеринбург; 68-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета 2 – 4 февраля

2011 г., г. Санкт-Петербург; Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов, молодых учёных и докторантов «Актуальные проблемы строительства и архитектуры» 10 – 12 апреля 2012 г., г. Санкт-Петербург; VII Всероссийской научно-практической конференции (с международным участием) «Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования» 26 – 27 апреля 2012 г., г. Омск; Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии.» 18 – 21 декабря 2012 г., г. Екатеринбург; Всероссийской научной конференции «Градостроительство. Инфраструктура. Коммуникации» 18 – 20 ноября 2014 г., г. Воронеж.

Основные результаты исследований апробированы в ООО «Балткотломаш» (г. Санкт-Петербург), ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» (г. Санкт-Петербург).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 16 научных работах, общим объемом 6,07 п.л., в том числе 4 в рецензируемых изданиях из перечня, размещенного на официальном сайте ВАК.

Отправлено и принято на рассмотрение к экспертизе 3 заявки для получения патента на изобретение:

Заявка 1: Щелевая горелка с принудительной подачей воздуха, Авторы: В. А. Яковлев, Е. А. Бирюзова, Г. П. Комина, В. Ю. Безруких, Дата поступления: 13.04.2016, Входящий № 22544, Регистрационный № 2016114367;

Заявка 2: Щелевая горелка с принудительной подачей воздуха, Авторы: В. А. Яковлев, Е. А. Бирюзова, Г. П. Комина, В. Ю. Безруких, Дата поступления: 15.06.2016, Входящий № 037434, Регистрационный № 2016123915;

Заявка 3: Щелевая горелка с принудительной подачей воздуха, Авторы: В. А. Яковлев, Е. А. Бирюзова, Г. П. Комина, В. Ю. Безруких, Дата поступления: 15.06.2016, Входящий № 037440, Регистрационный № 2016123921.

Структура и объём диссертационной работы

Диссертация изложена на 177 страницах учитываемого печатного текста, состоит из введения, пяти глав, заключения, включающего 150 источников библиографического списка и 10 приложений. В работе представлен 72 рисунка и 20 таблиц.

Автор выражает огромную благодарность своему первому научному руководителю к.т.н., профессору Г. Н. Северинцу за ценные замечания, учтённые при написании работы.

ГЛАВА 1 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ СЖИГАНИЯ НЕВЗАИМОЗАМЕНЯЕМЫХ ГАЗОВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ

1.1 Свойства и принципы сжигания газов

Все горючие газы по низшей теплоте сгорания можно классифицировать:

1. Газы с высокой теплотой сгорания (более 31 400 кДж/м³). К ним относятся: природные газы, попутные газы, сжиженные газы;

2. Газы со средней теплотой сгорания (12 600 ÷ 31 400 кДж/м³). К ним относятся: коксовый газ, сланцевый газ, генераторный газ получаемый при газификации с парокислородным дутьём под давлением;

3. Газы с низкой теплотой сгорания (ниже 12 600 кДж/м³). К ним относятся: доменный газ, генераторные газы и газы подземной газификации углей.

По виду месторождения **природного газа** подразделяют на три группы: чисто газовые, газоконденсатные, нефтяные [49, 73, 74, 113].

Природный газ чисто газовых месторождений преимущественно состоит из метана 85 ÷ 95 %, этана 5 ÷ 10 % и балластных примесей: азота 0 ÷ 4 %, углекислого газа до 15 %. Газы некоторых месторождений имеют незначительное содержание сероводорода. Плотность газа составляет 0,73 ÷ 0,78 кг/м³, низшая теплота сгорания 35 500 ÷ 39 000 кДж/м³ [34, 38, 76].

Природный газ конденсатных месторождений содержат газовые смеси сухого газа, жирных газов и паров конденсата. Газ состоит из метана 84 ÷ 93 % и 300 ÷ 350 г/м³ конденсата, что составляет 30 ÷ 40 % потенциальной теплоты сгорания газа. После удаления конденсата теплота сгорания мало отличается от теплоты сгорания газа чисто газовых месторождений и находится в тех же пределах [34, 38, 76].

Природный газ нефтяных месторождений (попутный газ) содержит значительное количество тяжёлых углеводородов и обычно состоит из метана 30 ÷ 57 %,

этана 13 ÷ 20 %, пропана 11 ÷ 20 %, бутана 3 ÷ 20 %, пентана 3 ÷ 10 %. Низшая теплота сгорания выше, чем у газов, добытых из чисто газовых и газоконденсатных месторождений и составляет 40 800 ÷ 60 600 кДж/м³ [34, 38, 76].

Основные физико-химические характеристики природных газов некоторых месторождений представлены в таблице 1.1 [73].

Из таблицы видно, что числа Воббе газовых и газоконденсатных месторождений изменяются в пределах 5 %, а значит они являются взаимозаменяемыми в отличии от газов нефтяных месторождений [38, 39].

Таблица 1.1 – Физико-химические характеристики природных газов

Месторождение	Состав газа, % об.								Относительная плотность, <i>d</i>	Теплота сгорания, кДж/м ³	Число Воббе
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO ₂	H ₂ S	N ₂			
Газовые месторождения											
Уренгойское	97,8	0,82	–	–	–	0,21	–	1,09	0,565	35 650	47 410
Медвежье	99,2	0,12	–	–	0,01	0,01	–	0,66	0,558	35 685	47 755
Угерское	98,3	0,45	0,25	0,3	–	0,1	–	0,6	0,568	36 165	48 000
Газлинское	94,3	3,7	0,12	0,29	0,11	0,4	–	1,1	0,589	38 850	48 000
Кара-Дагское	95,6	1,86	0,92	0,57	–	0,82	–	0,23	0,591	37 060	48 210
Газоконденсатные месторождения											
Ачакское	92,4	3,94	1,16	0,34	0,51	0,4	–	1,25	0,611	37 990	48 605
Оренбургское	92,7	2,2	0,88	0,22	0,1	0,2	2,6	1,1	0,603	36 530	47 050
Вуктыльское	84,5	7,5	2,0	0,6	0,3	0,1	–	5,0	0,649	38 220	47 645
Попутные (нефтяные) газовые месторождения											
Ромашкинское	40	19,2	18,0	7,5	4,9	0,1	–	10	1,092	60 620	58 010
Туймазинское	39,5	20,0	18,5	7,7	4,2	0,1	–	10	1,088	60 380	57 900
Жирновское	81,6	6,5	3,0	1,9	1,4	4,0	0,1	1,5	0,721	40 820	48 060

К альтернативным газам можно отнести **шахтный** и **угольный** метан, образующийся в пластах каменного угля [38, 39]. Он представляет собой смесь метана с воздухом с концентрацией метана 2,5 ÷ 90 %. Угольный метан можно добывать из верхних пластов каменного угля, чем выше качество угля, тем больше метана он выделяет. Если его не извлекать из пластов, он через почву поступает в атмосферу.

Плотность шахтного газа, используемого для сжигания в топках, зависит от содержания в нём воздуха и может меняться в пределах $0,8 \div 1,2 \text{ кг/м}^3$, низшая теплота сгорания $1000 \div 32\,300 \text{ кДж/м}^3$. Число Воббе растёт с увеличением теплоты сгорания газа в пределах $1330 \div 43\,000 \text{ кДж/м}^3$, следовательно, эти газы не взаимозаменяемы с природным газом чистогазовых месторождений.

Биогазы получают при сбраживании в анаэробных условиях различного рода органических остатков: навоза, органики, продуктов переработки сельскохозяйственной продукции и др. [38, 39, 46, 62].

Состав биогаза изменяется достаточно в широких пределах, который в основном состоит из метана $55 \div 75 \%$ и углекислого газа $25 \div 45 \%$. Плотность биогазов меняется в зависимости от состава $0,86 \div 0,98 \text{ кг/м}^3$, низшая теплота сгорания $19\,670 \div 26\,820 \text{ кДж/м}^3$. Число Воббе растёт с увеличением концентраций метана в пределах $21\,650 \div 33\,000 \text{ кДж/м}^3$ [38, 39, 47, 48, 127, 146].

В составе биогазов встречаются примеси азота, водорода, кислорода, сероводорода. В связи с тем, что азот, кислород, водород и другие примеси в большинстве биогазов содержатся в незначительном количестве, а сероводород удаляется из его состава на стадии очистки и подготовки газа, таким образом, основной состав биогазов можно представить в виде физической смеси метана и диоксида углерода.

К биогазам также относятся и свалочные газы, образующиеся в результате естественного химического разложения органических веществ (гниения), которые можно активно собирать, устраивая специальные дренажные системы свалочных полигонов. Состав свалочного газа также меняется в достаточно широких пределах, однако по содержанию компонентов идентичен биогазу, полученного путём сбраживания органических отходов [39, 47, 48, 51, 122, 128, 135].

Следует отметить, что воспламенение биогазовоздушной смеси возможно только при содержании метана в биогазе не менее $23,5 \%$.

Кроме природных и биогазов существует большое количество искусственных газов. К искусственным газам относятся коксовый, сланцевый, генераторный и доменный газы [73, 76].

Искусственные газы получают из твёрдого топлива методом их сухой перегонки или методом безостаточной газификации [38, 39, 49, 62].

Газ полукоксования получается при сухой перегонки угля при температуре $500 \div 600$ °С. Из 1 тонны угля получают порядка 120 м^3 газа [34].

Коксовый газ вырабатывается на коксохимических заводах как побочный продукт при производстве кокса из коксующихся каменных углей. Высокотемпературное коксование угля заключается в сухой перегонке угля при температуре $1000 \div 1150$ °С. В результате этого процесса получают твердый остаток (кокс) и коксовый газ. После очистки коксовый газ от примесей аммиака, ароматических углеводородов коксовый газ может использоваться в качестве топлива. Выход коксового газа на 1 тонну угля составляет $300 \div 320 \text{ м}^3$, а его состав сильно зависит от температуры коксования и марки угля [34].

Газ подземной газификации угля получают в результате подземного сжигания угля с подачей воздуха на горение через скважины. В разработан метод подземной газификации низкого давления угольных пластов на глубинах до $350 \div 400$ м с получением газа с низкой теплотой сгорания. При газификации бурых углей получается газ с теплотой сгорания $2800 \div 3600 \text{ кДж/м}^3$, а его выход составляет $2000 \div 2500 \text{ м}^3/\text{т}$; при газификации каменных углей с теплотой сгорания $3200 \div 4400 \text{ кДж/м}^3$ с выходом $3500 \div 4000 \text{ м}^3/\text{т}$ [34].

Сланцевый газ получают путем термической переработки горючих сланцев. Процесс производства аналогичен получению коксового газа, однако основной его целью является получение химических продуктов и газового топлива. После очистки сланцевый газ может подаваться потребителям в чистом виде или в смеси с природным [34].

Генераторный газ является продуктом термической переработки твердого топлива в присутствии окислителя, причем вся горючая масса топлива переходит в газовую фазу. Процесс осуществляется в газогенераторах, а окислителем может служить воздух, кислород, водяной пар или диоксид углерода. В зависимости от вида окислителя можно получить генераторные газы различных составов. Если процесс идет под атмосферным давлением, то получают генераторные газы с теплотой сгорания $4180 \div 6280$ кДж/м³. При газификации твердого топлива под давлением до 1960 кПа и парокислородным дутьем получают генераторный газ с теплотой сгорания $14\ 650 \div 16\ 750$ кДж/м³ [34].

Доменный газ получается при выплавке чугуна в доменных печах в качестве побочного продукта (отходов производства). Процесс образования доменного газа связан с взаимодействием кокса с дутьем и реакциями восстановления железных руд. Состав доменного газа зависит от влажности и температуры подогрева дутья, обогащения его кислородом, а также добавки к дутью природного газа. Величина выхода сухого доменного газа составляет $2200 \div 3200$ м³/т [34].

Основные физико-химические характеристики некоторых искусственных газов представлены в таблице 1.2 [34].

Учитывая значения чисел Воббе, представленные в таблицах 1.1 и 1.2, биогазы и искусственные газы являются не взаимозаменяемыми с природными газами, следовательно, требуется разработка нового газогорелочного устройства для их эффективного и качественного сжигания.

Принципы сжигания газов

Качество сгорания газа устанавливается анализом состава продуктов сгорания, где при полном сгорании горючие компоненты будут отсутствовать.

Принципы сжигания газов подробно рассматриваются в работах основными из которых являются [10, 14, 15, 17, 28, 29, 32, 34, 36, 38, 39, 42, 49, 56, 58, 62, 64, 73, 74, 76, 78, 82, 83, 88, 89, 91] и др.

Сжигание газов можно проводить, подавая различное количество воздуха относительно стехиометрического соотношения ($\alpha = 1$).

Теоретически максимальное количество тепловой энергии на единицу сжигаемого топлива достигается только при полном его сжигании с $\alpha = 1$. Как при меньшем, так и большем значении α выделение тепловой энергии снижается. При меньшем значении α за счёт химического недожога, при большем значении α за счёт увеличения доли тепловой энергии, затрачиваемой на нагрев избыточно поданного воздуха.

Таблица 1.2 – Физико-химические характеристики искусственных газов

Газ	Состав газа, % об.							Относительная плотность, d	Теплота сгорания, кДж/м ³	Число Воббе
	H ₂	CO	CH ₄	C _m H _n	CO ₂	N ₂	O ₂			
Полукоксования	23,5	6,5	51,5	4,5	7,0	5,5	1,5	0,558	24 730	32 250
Коксовый	57,0	6,0	24,0	3,0	3,0	7,0	–	0,376	17 450	28 470
Сланцевый	24,7	10,0	16,2	5,2	16,4	26,8	0,7	0,776	13 090	14 860
Генераторный	13,0	27,0	0,6	–	6,0	53,2	0,2	0,882	5030	5360
Генераторный (парокислородное дутьё)	53,4	23,1	15,3	2,7	2,9	2,3	0,3	0,443	15 900	23 890
Доменный	3,0	30,0	–	–	9,0	58,0	–	0,991	4100	4135
Подземной газификации угля	16,0	11,0	2,0	0,2	19,4	51,0	0,4	0,925	3960	4120

Принцип сжигания газа зависит от степени подготовки горючей газовой смеси к сжиганию и организации процесса горения. Способ сжигания газа в потоке можно разделить на три вида: диффузионный, кинетический и смешанный [74].

При диффузионном принципе сжигания газа процессы горения и смешения газа с воздухом происходят одновременно. Образование горючей смеси происходит за счёт медленного процесса диффузии окислителя в газовый поток. Смешение газа с воздухом может происходить путем молекулярной или турбулентной диффузии.

Полное время сгорания газа τ_r включает в себя три стадии: время смесеобразования τ_c , время нагрева смеси до температуры воспламенения τ_n время протекания химической реакции τ_p .

$$\tau_r = \tau_c + \tau_n + \tau_p. \quad (1.1)$$

Процессы горения по диффузионному принципу протекают сравнительно медленно, так как основное время затрачивается на процессы смесеобразования (диффузии) τ_c , которыми и определяется время сгорания τ_r . Процессы горения полностью завершаются в низкотемпературном ярко светящемся вытянутом в длину факеле. Диффузионное горение протекает с небольшими объёмными тепловыми напряжениями и обладает длинным факелом.

В самом простом виде диффузионная горелка представляет собой трубу с просверленными рядами газовыпускных отверстий, из которых газ свободными струями раздаётся в топочное пространство, куда подаётся воздух, используемый в качестве окислителя [29]. При такой схеме сжигания возникает зона диффузионного смешения, которая после воспламенения и возникновения устойчивого фронта пламени будет представлять собой нарастающую вдоль факела толщу продуктов сгорания, через которую навстречу друг другу со стороны газовой струи диффундируют молекулы топлива, а со стороны окружающей среды молекулы воздуха. Медленный темп смесеобразования, проходящий вследствие молекулярной и молярной диффузии, приводит к возникновению вытянутого в длину ярко светящегося факела.

Если представить поток газовой струи в виде охватывающих друг друга кольцевых слоев, то, наружный слой, получающий необходимую порцию кислорода, будет выгорать на самом коротком пути от основания факела. Наружный слой создает внешний слой продуктов сгорания, через который проникают молекулы воздуха из окружающего пространства, чтобы принять участие в химических реакциях горения с молекулами следующего слоя топлива. Во втором слое контакт топ-

лива с окислителем наступает с некоторым опозданием, и выгорание его происходит после того, как слой успеет пройти некоторый путь в высокотемпературной зоне. Попав в высокотемпературную зону бедной окислителем некоторое количество углеводородов, подвергается пирогенетическому разложению с образованием углерода (частиц сажи). Разогретые частицы сажи дают характерное ярко-желтое свечение, а их наличие в факеле повышают степень его черноты.

Процессы смесеобразования оказывают значительное влияние на качество и скорость сгорания газа. Существенную роль при диффузионном сжигании оказывает интенсификация процессов горения, которая может быть достигнута за счет турбулизации смешивающихся потоков.

Если создать условия, при которых процесс смешения будет несколько опережать процесс горения, то диффузионное горение сначала перейдет в промежуточное, а затем кинетическое. Такое может быть достигнуто вследствие принудительной подачи воздуха в смеситель горелки.

Главным достоинством диффузионного метода сжигания является высокая устойчивость пламени без отрыва и проскока пламени при изменении тепловой мощности, широкий диапазон регулирования тепловой мощности и возможность использования различных не взаимозаменяемых газов.

Кинетический принцип сжигания газа отличается от диффузионного тем, что в зону горения поступает подготовленная равномерно-перемешанная газовоздушная смесь с $\alpha > 1$. Процесс смешения происходит в смесителе горелки до выхода в топку, где происходит сгорание газа. Процессы горения в кинетическом факеле протекают на порядок интенсивнее и полностью завершаются в высокотемпературном прозрачном факеле без видимых пиролитических процессов. Кинетическое горение протекает с более высокими объёмными тепловыми напряжениями в сравнении с диффузионным сжиганием.

Для сжигания газа по кинетическому принципу используют горелки полного предварительного смешения. Коэффициент избытка воздуха зависит от кон-

струкции смесителя и степени совершенства его работы. Чем равномернее по составу будет поступать к месту горения газовоздушная смесь, тем меньшего значения α можно достичь при полном сжигании газа. Самые лучшие по качеству подготовки газовой смеси образцы кинетических горелок могут эффективно сжигать газ с $\alpha = 1,02 \div 1,05$.

Важной особенностью кинетического сжигания газа является склонность факела к проскоку и отрыву пламени при скорости движения газовой смеси на выходе из горелки ниже нормальной скорости распространения пламени происходит проскок, а выше – отрыв. Такое явление заставляет принимать меры, не допускающие работу кинетических горелок с пониженными нагрузками, что существенно снижает их пределы регулирования. Если скорость выхода газовой смеси из горелки превышает скорость распространения пламени – происходит отрыв пламени и его погасание. Для предотвращения отрыва пламени используют стабилизаторы горения.

Смешанный принцип сжигания газа отличается от кинетического и диффузионного тем, что в горелку подается только часть воздуха, которая поддерживает горение без образования сажистых частиц. Вторичный воздух подается в зону горения. В этом случае часть газа сгорает по кинетическому принципу, а другая часть по диффузионному за счет вторичного воздуха.

Смешанный принцип сжигания может быть осуществлён при использовании горелок, работающих с коэффициентом избытка первичного воздуха больше единицы, но с плохой организацией смешения газа с воздухом или недостаточного размера камерой смешения.

Для сжигания газа по смешанному принципу используют специальные горелки частичного предварительного смешения. Коэффициент избытка воздуха зависит от качества организации горения в топке. Чем равномернее будет распределяться подаваемая на горение газовой смеси и вторичный воздух, тем меньшее значение α можно достичь при полном сжигании газа. Горелки смешанного принципа сжигания газа обладают более высокими значениями α по сравнению с

кинетическими, но чаще всего меньшими, чем у диффузионных.

Горелки, работающие по этому методу, называют горелками частичного предварительного смешения, к которым относятся, горелки бытовых газовых приборов, подовые горелки, щелевые горелки с принудительной подачей воздуха и др.

При смешанном методе в отличие от диффузионного сжигания факел получается короче, полнота сгорания больше, а устойчивость горения меньше.

Внутренний конус факела заполнен газовой смесью поверхность которого представляет собой первичный фронт горения, в котором выгорает часть газа, обеспеченного окислителем. Объем факела после прохождения внутреннего конуса заполнен продуктами сгорания и продуктами термического разложения газа, а догорание происходит за счет вторичного воздуха.

Виды сжигания

В зависимости от режимов течения реагирующих сред в зоне реакций горение может происходить в ламинарных и турбулентных факелах.

Виды сжигания газов подробно рассматриваются в работах основными из которых являются [10, 14, 15, 17, 28, 29, 32, 34, 36, 38, 39, 42, 49, 56, 58, 62, 64, 73, 74, 76, 78, 82, 83, 88, 89, 91, 111, 121, 123] и др.

Ламинарный факел обладает четкой формой с резко наблюдаемой границей прохождения реакций горения (фронта пламени).

Ламинарный диффузионный факел обладает вытянутой в длину формой ярким свечением и низкой температурой. Такая комбинация свойств объясняется низкой скоростью смесеобразования, протекающей в ламинарных течениях преимущественно за счёт процессов молекулярной диффузии. Появление вытянутой в длину формы и яркой светимости является следствием продолжительного времени выгорания образовавшихся углеродных частиц и протекания процессов молекулярной диффузии.

Ламинарный кинетический факел в отличие от ламинарного диффузионного обладает малой протяжённостью, прозрачностью и высокой температурой.

Такие свойства объясняются тем, что в кинетическом факеле время горения определяется скоростью нагрева смеси и реакции горения. Время смесеобразования τ_c не входит во время горения τ_r , так как образование смеси протекает в другом месте, а на горение поступает подготовленная равномерно перемешанная газозвудушная смесь с $\alpha > 1$. В этом случае процессы диффузии не происходят, а скорость горения будет равна скорости распространения пламени, которая зависит от состава газозвушной смеси.

Ламинарный факел смешанного принципа сжигания газа обладает свойствами (протяжённостью, светимостью и температурой) промежуточными между диффузионным и кинетическим факелами в зависимости от доли содержания в составе газозвушной смеси окислителя, что определяет степень влияния процессов диффузии.

Турбулентный факел состоит из зоны горения представляющей собой широкую нестационарную область течений, которая отличается сложной геометрической структурой. При переходе из ламинарного в турбулентное состояние факел укорачивается, а его границы приобретают размытый характер с нечёткими очертаниями. При турбулентном сжигании процессы горения не имеют поверхностного характера, а протекают почти во всём объёме. Наблюдается повышенная интенсивность горения, высокая прозрачность пламени и меньшая устойчивость к отрыву. Сжигание газа в турбулентном факеле используется практически во всех типах горелочных устройств, применяющихся в тепловых установках коммунальной энергетики и промышленности. При этом применяют как естественную, так и искусственную турбулизацию потоков. Турбулизация воздушных потоков в различных типах горелок с принудительной подачей воздуха достигается путём его раздачи под различными углами по отношению к газовому потоку (газовым струям) или различного типа завихрителями.

В турбулентном факеле вследствие наблюдающейся неоднородности смеси процесс горения во фронте пламени полностью не заканчивается, и продукты неза-

вершённому горению часто попадают во внешнюю зону, где догорают не полностью, оказавшись в низкотемпературной области. С увеличением скорости истечения газа из отверстий, высота факела практически не меняется, а степень неполноты сгорания компонентов увеличивается.

Интенсивность крутки воздушного потока снижает длину факела, где с её увеличением растёт скорость смесеобразования и улучшается качество выгорания газа.

Турбулентный диффузионный факел по сравнению с другими видами отличается большими размерами. Для его свободного развития необходимы большие топочные объёмы. Горение происходит устойчиво, проскок пламени в виду подачи в коллектор чистого не перемешанного с окислителем газа невозможен, отрыв происходит при больших скоростях. В диффузионном факеле выделяется большое количество сажистых частиц, благодаря чему факел имеет высокую степень черноты, светимость и коэффициент теплоотдачи излучением.

Турбулентный кинетический факел благодаря появившемуся поперечным пульсациям при мелкомасштабной турбулентности, когда путь смесеобразования не превышает толщины фронта ламинарного пламени, происходит волнообразное искривление его поверхности, значительно увеличивающее её площадь, ускоряя процессы горения. С увеличением масштаба турбулентности потока до величин, превышающих толщину фронта ламинарного пламени, происходит разрыв поверхности фронта горения и его дробление на множество горящих объёмов, что в значительной мере увеличивает суммарную площадь поверхности горения и часто приводит к отрыву пламени.

Устойчивость горения

Устойчивая работа газогорелочных устройств характеризуется работой горелок без отрыва и проскока пламени при полноте сгорания газа, близкой к 100 %.

Вопросы устойчивости горения газов подробно рассматриваются в работах основными из которых являются [1, 3, 7, 12, 14, 15, 17, 24, 25, 28, 29, 32-34, 38-40, 42, 49, 52, 62, 64, 66, 70, 71, 73, 74, 76, 82, 84, 88, 91, 118, 143] и др.

Одним из свойств, горючих газов является скорость распространения пламени. Это свойство влияет на устойчивость горения, которое является одним из наиболее существенных требований, предъявляемых к горелкам.

Скорость распространения пламени зависит от химического состава газа. Для сравнения скорости распространения пламени у различных видов газа в работе [74] представлены зависимости нормальной скорости распространения пламени от объёмной концентрации газа в газозвушной смеси. Кривые определены опытным путём при сжигании газозвушной смеси в трубке диаметром 25,4 мм.

По кривым видно, что самая высокая скорость распространения пламени будет наблюдаться у водородсодержащих газов. Чем больше в составе газа водорода, тем выше нормальная скорость распространения пламени.

Фактор устойчивости горения огромную роль играет в кинетических горелках. Горение должно происходить без отрыва пламени от огневых отверстий и проскоков в смеситель горелки.

Для увеличения устойчивости горения и повышения коэффициентов регулирования горелок применяется естественная и искусственная стабилизация пламени при помощи создания в движущемся потоке: зон рециркуляционных течений, пилотного факела, нагретых тел при помощи сторонних источников поджигания.

Для того, чтобы пламя не отрывалось от устья горелки, необходимо, чтобы в ряде точек фронта горения (или хотя бы в одной точке) скорость распространения пламени равнялась скорости газозвушной смеси. Такие точки играют роль постоянного источника поджигания.

В горелках с принудительной подачей воздуха и диффузионных горелках в отличие от кинетических (с полным предварительным смешением) явление проскока невозможно.

Образование газовой смеси осуществляется параллельно с процессами горения по диффузионному принципу. В связи с этим, диффузионные горелки и горелки с принудительной подачей воздуха обладают гораздо большими коэффициентами предельного регулирования, который ограничен только со стороны высоких тепловых нагрузок, связанных с явлением отрыва.

Для биогазов скорость распространения пламени u_n , см/с в зависимости от содержания метана, может быть определена из зависимости [39, 51]:

$$u_n = 0,43 \cdot \text{CH}_4 - 5,5, \quad (1.2.)$$

где CH_4 – содержание метана в биогазе, % об.

Нормальная скорость распространения пламени биогазов изменяется от состава газа и находится в пределах $19 \div 28$ см/с [39, 51]. Это влечет за собой уменьшение скорости отрыва пламени, по сравнению с природным газом почти в два раза. Следовательно, при сжигании биогазов требуется применение надежных методов стабилизации пламени на отрыв.

Воспламенение холодной горючей смеси при номинальном режиме работы и форсировке горелок достигается применением ряда технических приемов, сводящихся к подводу раскаленных продуктов сгорания к корню факела.

В пределах коэффициента рабочего регулирования каждая горелка должна обеспечить устойчивую стабилизацию пламени.

Взаимозаменяемость

Взаимозаменяемостью газов называется возможность устойчивого сжигания их в тепловых установках и приборах без изменения конструкции газогорелочных устройств при сохранении их номинальной тепловой мощности.

Взаимозаменяемыми считаются углеводородные газы, у которых числа Воббе отличаются не более чем на ± 5 % [20].

Согласно ГОСТ 5542 – 87* [20] горючие свойства газов характеризуются числом Воббе W_o , представляющее собой отношение теплоты сгорания к квадратному корню относительной (по воздуху) плотности газа:

$$W_o = \frac{Q_H^p}{\sqrt{d}}. \quad (1.3.)$$

где Q_H^p – низшая теплота сгорания газа рабочего состава, кДж/м³; d – относительная плотность газа к воздуху.

Так как пределы изменения чисел Воббе весьма широки, ГОСТ 5542 – 87* [20] требует устанавливать для каждой газораспределительной системы номинальное значение числа Воббе с отклонением от него не более $\pm 5\%$. Объясняется это тем, что природные газы, в особенности газы нефтяных месторождений, содержат не только лёгкие и тяжёлые углеводороды, но и инертные газы, недоучёт концентрации которых может приводить к нарушению устойчивости пламени горелок, уменьшению диапазона их регулирования, снижению полноты сгорания газового топлива и повышению содержания вредных компонентов в продуктах сгорания. По этим причинам при переводе тепловых установок с одного газа на другой требуется обращать внимание на близость не только значений чисел Воббе обоих газов, которые обеспечивают постоянство тепловой мощности всех горелок, но и всех их физико-химических характеристик. Подсчёт чисел Воббе сложных по составу газовых смесей производится по ГОСТ 22667 – 82* [19] с использованием таблицы свойств, представленной в работе [74], где имеются все необходимые данные (высшая и низшая теплота сгорания и их относительная плотность) с учётом коэффициента сжимаемости газа.

При совпадении чисел Воббе в заданных пределах при замене одного газа другим следует обратить внимание на содержание в составе газа водорода, компонента, обладающего высокой нормальной скоростью распространения пламени. Газы, в состав которых входит водород являются незаменимыми с углеводородными газами, вследствие высокой нормальной скорости распространения пламени у водорода.

Таким образом, можно сделать вывод, что газы, добытые в чисто газовых месторождениях, являются взаимозаменяемыми с газами, добытыми в конденсатных месторождениях и невзаимозаменяемыми с газами, добытыми в нефтяных месторождениях (попутными газами) кроме попутного газа, добытого в месторождении «Жирновское».

Шахтный метан с процентным содержанием выше 85 % является взаимозаменяемым газом с газами, добытыми в чисто газовых и конденсатных месторождениях, а также с попутным газом из месторождения «Жирновское». При меньшем содержании метана шахтный газ является невзаимозаменяемым с природными газами.

Биогазы являются невзаимозаменяемыми с природными газами, но могут быть взаимозаменяемыми и шахтными газами, если в их составе процентное содержание метана близко к биогазовому.

При использовании биогазов или иных не содержащих водород газовых смесей для взаимозаменяемости можно создавать различные по составу газовые смеси путем подмешивания воздуха для получения газа с составом, соответствующим числу Воббе заменяемого газа.

Природные газы, биогазы и шахтный газ являются невзаимозаменяемыми по отношению практически ко всем искусственным газам, в которых помимо большой разницы в значениях чисел Воббе имеется в их составе водород.

Для сжигания невзаимозаменяемых газов требуются горелочные устройства, рассчитанные на конкретный состав используемого газа.

1.2 Требования, предъявляемые к горелкам

Основные виды горелок

По составу подготавливаемой газоздушной смеси горелки подразделяются на четыре типа [1, 29, 32, 33, 49, 62, 70, 73, 74, 76, 81, 84, 91].

1. Диффузионные горелки. В диффузионных горелках газ поступает в топочный объем без предварительного смешения. Все процессы смешения протекают

параллельно и в общем объёме с процессами горения. Факел диффузионных горелок устойчив к отрыву, проскок невозможен, поэтому горелки имеют широкие пределы регулирования производительности.

2. Горелки частичного предварительного смешения. В этих горелках горение происходит как за счёт первичного, так и за счёт вторичного воздуха. Такие горелки устанавливаются в бытовых газовых приборах, чугунных секционных отопительных котлах малой мощности, водонагревателях и др.

3. Горелки полного предварительного смешения.

В этих горелках в топочную камеру поступает заранее подготовленная газозвудушная смесь с $\alpha > 1$.

Воздух в горелку подаётся за счёт инжекции или вентилятором в количестве $1,02 \div 1,1$. При горении образуется короткий высокотемпературный несветящийся кинетический факел.

4. Горелки предварительного незавершённого смешения. В этих горелках топливо и весь необходимый для полного сжигания воздух подаётся через горелочное устройство в топку, но качество подготовки газозвудушной смеси недостаточное для его сжигания по кинетическому принципу. При горении образуется удлинённый ярко светящийся факел.

Предъявляемые к горелкам требования

1. Качественное проведение теплового режима работы топки соответствующего технологическому процессу тепловой установки.

2. Надёжность и безопасность работы на всём протяжении пределов регулирования тепловой мощности;

3. Экономичность работы (создание условий для полного сгорания газа с минимальным α);

4. Сокращение выбросов вредных веществ с продуктами сгорания;

5. Отсутствие сильного шума, уровень которого не должен превышать 80 дБ;

6. Простота конструкции, удобство ремонта и обслуживания;
7. Соответствие современным требованиям дизайна.

Приёмы повышения интенсивности подготовки газозвдушной смеси в горелках с принудительной подачей воздуха

Газогорелочное устройство системы теплогазоснабжения является устройством, отвечающим за интенсивность протекания химических реакций горения в топочной камере и должна обеспечивать требуемое качество выгорания газа и создаёт условия развития факела размеров, вписывающихся в топочный объём тепловой установки. Данные вопросы подробно изложены в работах основными из которых являются [1, 3, 12, 14, 17, 24, 25, 28, 29, 32, 34-36, 40, 42, 49, 52, 56, 58, 62-66, 71, 73, 74, 81, 82, 84, 91] и др.

Теплофизические характеристики факела (длина, форма, температура, излучающая способность и др.) должны обладать оптимальными параметрами, удовлетворяющими наиболее предпочтительным условиям протекания теплообменных процессов в топке факела.

Характеристики факела зависят от времени выгорания топлива, которое включает: время образования горючей газозвдушной смеси и время прохождения химических реакций горения.

Чтобы иметь возможность управлять процессами горения, мы должны обладать возможностью управлять процессами смешения. Основным видом управления процессами горения является управление интенсивностью и качеством подготовки газозвдушной смеси.

Интенсифицировать подготовку смеси можно двумя способами:

1. Увеличением площади контакта газа с окислителем;
2. Интенсифицированием турбулизации взаимодействующих потоков газа и воздуха.

При создании горелок с принудительной подачей воздуха используются оба способа одновременно.

Увеличение площади контакта газа с окислителем в ряде горелок производят:

- путём разделения газового потока на отдельные струи, раздаваемые под углом к потоку воздуха из центральной части потока;
- путём разделения газового потока на отдельные струи, раздаваемые под углом к потоку воздуха из периферийной зоны (кольцевого коллектора);
- совмещённо обоими способами.

Интенсифицирование турбулизации взаимодействующих потоков газа и воздуха в горелках производят:

- подачу газа под углом в закрученный поток воздуха;
- равномерную раздачу газа по площади проходного сечения воздушного канала реактивной струи (Используется в турбореактивных горелках).

В связи с тем, что среднее время пребывания молекул газа в топке составляет от одной до нескольких секунд, от применяемого метода интенсификации потоков зависят все теплофизические и геометрические характеристики факела.

Полное завершение процессов горения в топке определяется качеством работы смесительного устройства горелки, главное значение которого заключается в распределении топлива в потоке воздуха и подготовки газозвушной смеси. Если эта роль выполняется и в топке обеспечены условия зажигания, высокий температурный уровень и необходимый объём топочного пространства – произойдет полное выгорание газа с минимальным коэффициентом избытка воздуха.

В целях увеличения площади контакта газовых струй с окислителем, в первую очередь необходимо улучшить конструктивные характеристики смесеподготовительной системы горелки, для чего была разработана методика расчёта горелок с принудительной подачей воздуха, в основу которой положена теория развития газовых струй в поперечном набегающем потоке воздуха. С помощью этой методики можно достаточно точно определить оптимальную геометрию распределения потоков в камере смешения горелки и определить размеры основных элемен-

тов конструкции смесительной камеры. Это позволит добиться максимальной равномерности состава подготавливаемой газозвушной смеси на всех режимах работы горелки, что обеспечит полное выгорание газа с минимальными коэффициентами избытка воздуха по смешенному принципу сжигания газа по структуре близкому к кинетическому.

Совершенство процессов смешения не только в горелке, но и в факеле определяет величину теплового напряжения, вид и характер горения.

При снижении степени контакта газа с воздухом или снижении степени турбулизации потоков процессы смесеобразования затягиваются во времени в связи, с чем появляется огромное количество сажистых частиц размером до 0,3 мкм, образующихся путем агломерации атомарного углерода. Раскаляясь, частицы придают факелу светимость, характерную для горения углеводородного топлива. Также увеличивается длина факела в связи с более продолжительным временем выгорания углеродных частиц, для чего потребуется больший объем топочного пространства. Создание светящегося факела, позволяет интенсифицировать теплообмен излучением.

Целесообразность наличия, светящегося или несветящегося факела, рассматривается в зависимости от условий работы тепловой установки. Предварительное и тщательное смесеобразования в горелке с принудительной подачей воздуха приводит к образованию несветящегося пламени, характерного для горелок полного предварительного смешения (кинетических горелок).

Условия образования продуктов неполного сгорания и методы снижения в них концентрации вредных веществ

Вопросы образования вредных выбросов при сжигании газа подробно освещены в работах основными из которых являются [5-7, 10, 12, 14-16, 24, 25, 28, 29, 35, 36, 40, 42, 45, 49, 52, 54, 56-58, 60-62, 64, 69, 71, 72, 74, 78, 82, 85, 86, 88, 89, 91, 124, 135, 142, 144, 145] и др.

При сжигании горючих газов в топках тепловых установок в продуктах сгорания могут содержаться компоненты, как полного, так и неполного сгорания, также всегда обнаруживаются и оксиды азота. Наличие продуктов неполного сгорания (химического недожога) в значительных концентрациях недопустимо. Это приводит к загрязнению атмосферы токсичными веществами и снижению КПД установок.

Проведенные ранее исследования показали, что продукты химического недожога возникают при сжигании газов с недостаточным количеством воздуха, при неудовлетворительной подготовке газозоудушной смеси в горелке и в процессе горения, а также при резком охлаждении пламени до завершения реакций горения.

На рисунке 1.1 показан приближенный усредненный состав некоторых промежуточных соединений водорода, оксида углерода, этилена, ацетилена и диоксида углерода, возникающих в пламени при диффузионном горении природного газа (содержание $\text{CH}_4 = 97\%$) [74].

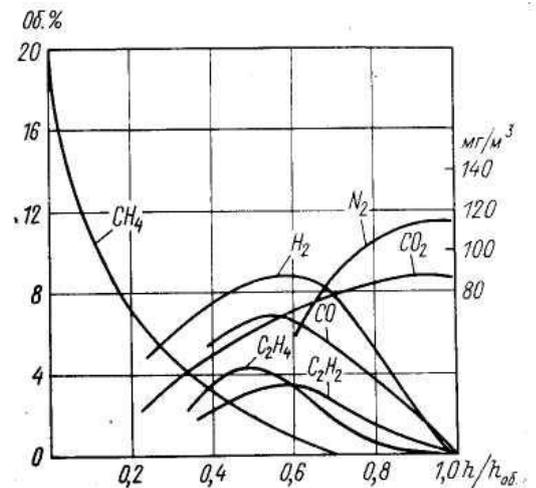


Рисунок 1.1 – Промежуточные продукты сгорания
 h – высота точки отбора пробы;
 $h_{об}$ – общая видимая высота пламени

Положение кривых свидетельствует, что при сжигании газа в ламинарном факеле, где газ вытекал из трубки диаметром 12 мм, максимальная концентрация водорода и ацетилена достигается примерно на одной высоте пламени и что они исчезают почти одновременно в вершине светящейся зоны пламени. Установлено, что из всех образующихся в пламени промежуточных соединений (исключая сажистые частицы) оксид углерода исчезает последним. Характерным для всех анализируемых проб является и то, что в них не обнаруживается формальдегид, который, по-видимому, не стабилизируется в условиях свободного развития пламени и весьма быстро превращается в оксиды углерода и водорода. Анализы проб показали также, что в них всегда присутствовали оксиды азота и что их

максимальная концентрация возникает в зонах интенсивного выгорания оксида углерода и водорода.

Горение углеводородных газов с недостатком окислителя в газовой смеси приводит к образованию сажистых частиц, придающих пламени желтую окраску. Процесс выгорания частиц сажи протекает стадийно, является медленным и неблагоприятным, так как эти частицы перемещаются со скоростью потока и их контакт с окислителем осуществляется только за счет медленной молекулярной диффузии. Выгорание образовавшихся частиц сажи затягивается и может прекратиться полностью при входе факела в низкотемпературную зону или её касания. Наличие светящегося пламени всегда свидетельствует о протекании пиролизических процессов и о возможности химического недожога, в особенности в малогабаритных экранированных топках котлов.

Предотвращение образования сажистых частиц достигается за счёт качественного предварительного смешения углеводородных газов с таким количеством окислителя, которое приводит к образованию только оксида углерода и водорода. При двухступенчатом подводе воздуха, содержание первичного воздуха в смеси, при котором возникает прозрачное пламя, зависит не только от вида углеводородов, но и от условий смешения смеси с вторичным воздухом, что обусловлено диаметром огневых отверстий горелок (рисунок 1.2) [74].

На границе и выше кривых пламя прозрачно, а ниже кривых имеет желтые язычки. Кривые показывают, что содержание первичного воздуха в смеси возрастает при увеличении числа углеродных атомов в молекуле и диаметра огневых каналов горелок.

Протекающие в пламени процессы показывают, что обеспечение полноты сгорания является сложной задачей, так как зависит не только от принципа сжигания газа, но и от условий развития пламени в топочном объёме.

Значительный интерес представляет появление в процессе горения углеводородных газов ароматических соединений, в особенности полициклических, так

как некоторые из них обладают канцерогенностью. Процесс их образования сложен. Выявлено наличие в продуктах незавершенного сгорания углеводородных газов бензола, бенз(а)пирена, бензантрацена и др.

Процесс образование многоатомных ароматических углеводородов протекает стадийно и вызывается предварительным появлением в пламени промежуточных соединений, преимущественно в виде ацетилена и его производных. Эти вещества при температуре в пламенной зоне претерпевают процессы удлинения цепи с перестройкой тройных углеродных связей на двойные. Образующиеся при этом диеновые углеводороды в результате циклизации и дегидратации приводят к появлению различных ароматических соединений, включая полициклические.

Анализ проб продуктов сгорания природного газа показал, что образование оксидов азота NO_x происходит в зонах высоких температур как после завершения основных реакций горения, так и в процессе горения, т. е. одновременно с протеканием радикально-цепных химических превращений. При этом максимальная концентрация NO_x возникает на конечных стадиях, соответствующих выгоранию метана и интенсивному горению промежуточных продуктов в виде водорода и оксида углерода.

Первичным соединением при горении газоздушных смесей является оксид азота. Согласно термической теории начало цепной реакции связано с атомарным кислородом, возникающим в зонах высоких температур за счет диссоциации молекулярного кислорода.

Образование атомарного кислорода также может происходить и за счет частичной диссоциации конечных продуктов сгорания. При снижении температуры и наличии в продуктах сгорания кислорода часть образовавшегося оксида азота (1

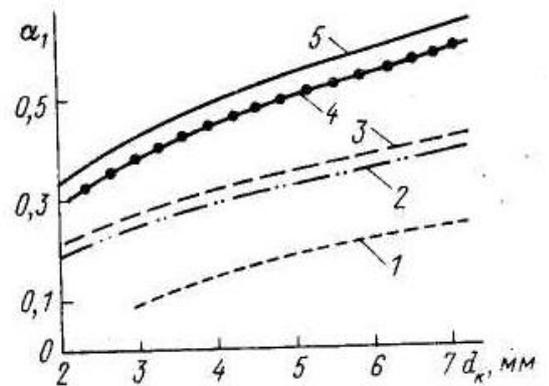


Рисунок 1.2 – Содержание первичного воздуха при предотвращении образования жёлтых языков пламени
1 – коксовый газ; 2 – природный газ газовых месторождений; 3 – природный газ нефтяных месторождений; 4 – пропан; 5 – бутан

÷ 3 об. %) окисляется до диоксида азота NO_2 . Наиболее интенсивно эта реакция протекает после выхода оксида азота в атмосферу. Основными факторами, влияющими на этот выход, являются температуры в реакционных зонах, коэффициент избытка воздуха и время контакта реагирующих компонентов. В свою очередь, температура пламени зависит от химического состава газа, содержания воздуха в газозвоздушной смеси, степени её однородности и теплоотвода из реакционной зоны [74].

Как показали многочисленные исследования, высокая концентрация оксида азота, возникает при сжигании газа в топках тепловых установок обладающих огромными удельными тепловыми напряжениями.

Сжигание газа в котлах малой и средней мощности, в небольших нагревательных и термических печах со значительным теплоотводом и малым временем пребывания компонентов в высокотемпературных зонах приводит к значительному снижению выхода оксида азота. Меньший выход объясняется высокой энергией активации реакции синтеза оксида азота, слагающейся из энергии, необходимой для образования атома кислорода и энергии активации, реакции атома кислорода с молекулой азота. Это требует значительного времени для достижения равновесия, в особенности при невысоких температурах в реакционных зонах.

Уменьшение оксидов азота в продуктах сгорания может достигаться за счет снижения температуры в реакционных зонах, уменьшения в них окислителя и сокращения времени пребывания реагирующих компонентов в зоне высоких температур.

Однако это является непростой задачей, так как чрезмерное уменьшение температуры и окислителя может послужить причиной появления химического недожога, нарушения оптимальных условий теплообмена, снижения КПД установок и появления в уходящих газах токсических и канцерогенных веществ.

Исследователями установлено, что при увеличении тепловой мощности горелок тепловыделение идет более интенсивно, чем теплоотвод из зоны горения, в

результате чего температура и выход оксидов азота повышаются. Снижение тепловой мощности горелок приводит к уменьшению выхода оксидов азота (уменьшение тепловой мощности горелок в 2 раза ведет к снижению выхода оксидов азота в 1,5 ÷ 1,6 раза) [74].

Результаты показывают, что для топков тепловых установок необходимо подбирать такие газовые горелки, которые обеспечили бы не только высокий КПД и отсутствие или ничтожную концентрацию продуктов неполного сгорания, но и сниженный сброс в атмосферу оксидов азота.

Следовательно, при разработке новых конструкций горелок, их установке на агрегатах и эксплуатации следует иметь в виду, что уменьшить сброс оксидов азота можно за счет:

- сокращения длины высокотемпературных туннелей;
- применения взамен керамических туннелей стабилизаторов горения в виде тел плохообтекаемой формы или кольцевого пламени;
- организации плоского факела пламени с увеличенной поверхностью теплоотдачи; рассредоточения пламени за счет увеличения числа горелок или использования блочных горелок;
- ступенчатого подвода воздуха в реакционную зону;
- равномерного распределения тепловых потоков в топке;
- экранирования топков и их разделения на отсеки двухсветными экранами;
- применения диффузионного принципа сжигания газа и других мероприятий, приводящих к снижению температуры и времени пребывания горящих газов в зонах высоких температур.

Диффузионное горение допустимо только в тех случаях, когда может быть обеспечено свободное развитие пламени без соприкосновения с теплообменными поверхностями. Наиболее эффективное снижение выхода оксидов азота достигается при одновременном использовании нескольких способов.

К эффективным средствам уменьшения образования оксидов азота при сжигании газа в котлах средней и большой мощности относятся:

- частичная рециркуляция охлажденных продуктов сгорания;
- тангенциально-вихревое двухступенчатое сжигание газа.

К простейшим методам снижения выхода оксидов азота можно отнести уменьшение подогрева воздуха и подачу в реакционные зоны распыленной воды, позволяющие снизить (при водотопливном отношении $8 \div 10$ %) выход оксидов азота более чем на 30 %, а содержание ароматических соединений – в $2 \div 3$ раза. Однако при этом следует учитывать, что данные методы приводят к некоторому увеличению (на $0,6 \div 0,8$ %) энергетических затрат.

Рассмотренные методы снижения выхода оксидов азота в продуктах сгорания могут быть рекомендованы при сжигании не только природного газа, но других видов топлива.

1.3 Горелки с принудительной подачей воздуха

Наиболее широкое распространение в тепловых установках малой энергетики жилищно-коммунального и промышленного сектора получили горелки с принудительной подачей воздуха, часто называемые смесительными, дутьевыми или двухпроводными горелками.

Преимуществами этих горелок являются высокая производительность, малые габариты, удобство регулирования тепловой мощности в широких пределах, бесшумность в работе.

Вопросы, посвященные горелкам с принудительной подачей воздуха подробно рассмотрены в работах основными из которых являются [1, 3, 5-7, 10, 12, 14-17, 22, 24, 25, 28, 29, 32-36, 38-40, 42, 43, 45, 49, 52, 54, 56-58, 61, 62, 64-74, 76, 78, 80-86, 88-91] и др.

В горелках с центральной раздачей газа, газ подается, либо из центра одной осесимметричной струей, либо с помощью специальной насадки раздается из центра струями под гулом к воздушному потоку, движущегося по периферии насадка.

При раздаче струй газа одним общим потоком (горелка типа «труба в трубе» конструкции института Стальпроект») интенсивность смешения вследствие попутного движения осесимметричных газового и воздушного потоков с небольшой площадью из взаимного контакта очень низкая. В этом случае пламя имеет большую длину, высокую светимость, и сильно коптящие свойства. Топки оснащёнными такими горелками работают с низкими тепловыми напряжениями и должны обладать значительной длиной, требующейся для полного выгорания сажистых частиц [29, 33, 65, 74].

При центральной раздаче газа мелкими струями площадь контакта увеличивается, интенсивность перемешивания возрастает, пламя укорачивается, и повышаются удельные тепловые напряжения. Для более значительной интенсификации смесеобразования производят струйную раздачу газа в закрученный поток воздуха. Примерами струйной раздачи из центра могут служить горелки типа ГНД, ГГВ, ГМГ, ГМГм, некоторые типы горелок иностранных производителей и др.

При работе данных горелок теплофизические и геометрические характеристики факела зависят от их конструктивных особенностей: диаметра и количества огневых отверстий, размеров камеры смешения, угла атаки газовых струй, интенсивности крутки воздушного и газового потоков, а также скоростей движения потоков. Чем меньше размеры камеры смешения, интенсивность крутки потоков, больше диаметр и меньше количество раздаваемых струй, тем более продолжительными становятся процессы смесеобразования в горелке и более высокий процент газа выгорает в топке по диффузионному принципу, что приводит к увеличению длины факела и его светимости.

Горелки ГНД имеют небольшую камеру смешения эффективность, которой сравнительно невысокая к тому же вследствие недостаточного закручивания воздушного потока лопаточным аппаратом, процессы перемешивания протекают не столь интенсивно. В связи с этим, факел горелки имеет большую длину и возможен химический недожог ($1,5 \div 3 \%$) [74].

Горелки ГГВ, ГМГ, ГМГм предназначены для сжигания природного газа в топках колов, печей, сушил и других тепловых агрегатов, а также могут применяться для сжигания других горючих газов при сохранении тепловой мощности с соответствующим изменением диаметров газовыпускных отверстий. Конструкция горелки обеспечивает центральную струйную раздачу газа в закрученный поток воздуха [1, 29, 33, 40, 70, 74]. В сравнении с горелками ГНД, эти горелки обладают более совершенным аппаратом подготовки смеси обеспечивающий более высокую площадь контакта газа с окислителем. Полное сгорание природного газа обеспечивается при достижении номинальной тепловой мощности с $\alpha = 1,08 \div 1,1$.

В институте использования газа Украины на базе горелки Энергопроекта сконструирована горелка (рисунок 1.3), интересная тем, что она обеспечивает более совершенное качество смешения газа с воздухом [74]. Воздушный поток закручивается не в лопаточном завихрителе, а в улиточном аппарате. Совмещение центральной и периферийной раздачи газа в единой конструкции позволяет улучшить качество подготовки газозвушной смеси в смесителе, а изменение количества струй, раздаваемых в закрученный поток воздуха из центральной области путём перемещения заслонки (кольца), позволяет увеличить пределы регулирования горелки. Конструкция горелки позволяет порядка 60 % газа от общего его расхода раздавать через центральный насадок горелки, а остальную часть газа распределить по периферийному кольцевому коллектору.

При регулировании их тепловой мощности путём изменения давления газа перед горелкой происходит изменение положения струй в воздушном потоке, что приводит к резкому снижению интенсивности смешения газа с воздухом.

В горелке ИИГ Украины с целью регулирования условий смешения при изменении тепловой мощности предусмотрено устройство, позволяющее регулировать расход газа через отверстия путём закрывания и открывания части газовыпускных отверстий центрального насадка. Такое решение позволяет снизить влияние расхода газа на геометрическое положение струй в потоке, предотвращая их сливание тем самым поддерживая постоянным значение α и способ сжигания газа.

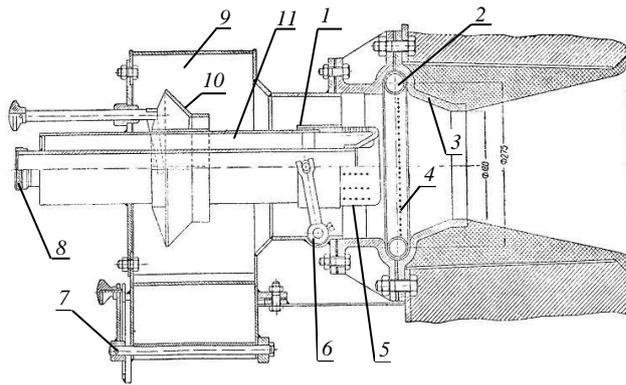


Рисунок 1.3 – Горелка конструкции института использования газа Украины с центральной и периферийной подачей газа
 1 – задвижка; 2 – внутренний конус; 3 – носик; 4 – газовое кольцо; 5 – газовый наконечник; 6 – механизм регулировки расхода воздуха; 7 – регулятор воздуха; 8 – гляделка; 9 – улитка; 10 – воздушная заслонка; 11 – труба для подачи воздуха

В настоящее время отечественными и зарубежными производителями Waishaupt, Baltur, Oilon и др. (рисунок 1.4) изготавливаются автоматические дутьевые газогорелочные блоки, которые в последнее время завоевали отечественный рынок. Эти горелки представлены в различных каталогах и электронных ресурсах дилеров и производителей [22, 109, 116, 119, 120, 139, 141] и др. Предназначены для использования в водогрейных и паровых котлах, а также тепловых установок иного назначения, где геометрические и теплофизические характеристики факела удовлетворяют их основному технологическому назначению.

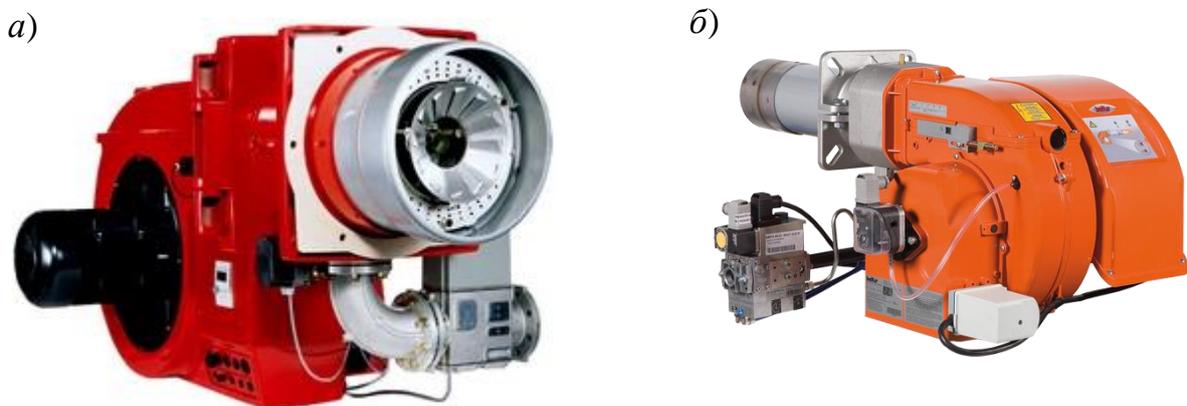


Рисунок 1.4 – Дутьевые газовые горелки производства компании:
 а – Weishaupt (Германия); б – Baltur (Италия)

Автоматические горелки конструктивно унифицированы и относятся к стационарному газоиспользующему оборудованию, состоящему из горелочного устройства с электронным блоком микропроцессорного управления, а также системы датчиков и исполнительных устройств.

Эти горелки с принудительной подачей воздуха оснащены встроенным вентилятором с автоматическим управлением, позволяющим без участия человека регулировать коэффициентом избытка воздуха.

Горелки оборудованы электронным микропроцессорным блоком, который у большинства типов снабжён памятью, обеспечивающей ввод и хранение информации о различных режимах работы, графиков и технологических карт управления процессами в цифровом виде.

Смешение газа с воздухом осуществляется путём подачи газовых струй в закрученный поток воздуха под различными углами. Регулирования работы горелок производится путём изменения подачи газа и воздуха.

Блок управления, позволяет отдельно регулировать расход газа на основании измерений, производимых в режиме реального времени.

Автоматический контроль рабочих параметров (расхода газа и воздуха) в режиме реального времени и возможностью их отдельной регулировки обеспечивает во время работы горелки независимо от изменения внешних параметров (давления газа, сопротивления камеры сгорания, атмосферного давления и напряжения питания) образование газозвдушной смеси с минимальным α .

Такое устройство горелки поддерживает в режиме реального времени высокое качество сжигания газа во всём диапазоне рабочего регулирования горелки.

Автоматические дутьевые горелки устойчиво работают при изменении давления в пределах $\pm 30\%$ от его номинального значения. При изменении их тепловой мощности оптимальное качество подготовки газозвдушной смеси поддерживается автоматически.

Автоматические дутьевые горелки являются самонастраивающимися в зависимости от сопротивления камеры сгорания, поэтому без дополнительной настройки могут устанавливаться в любых тепловых агрегатах с сопротивлением камеры сгорания до 0,6 кПа.

Управление горелкой может осуществляться как, автономно от сигналов датчиков температуры и давления, так и централизованно от сигналов систем автоматики управления технологическими отопительными процессами.

Блок управления позволяет регулировать мощность горелки в зависимости от мгновенно использованной тепловой мощности, в результате чего установки обладают высокой эффективностью и безопасностью работы.

Содержание CO и NO_x в продуктах сгорания (при $\alpha = 1$) не превышает 120 мг/м³ и 200 мг/м³ соответственно [22, 116, 119] и др.

В аварийных ситуациях автоматически блокируется подача газа, включается звуковая и/или световая сигнализация, а на индикаторе блока управления высвечивается код неисправности.

Все элементы горелок собраны в единый блок Двигатель приводит в действие рабочее колесо радиального вентилятора, которое обеспечивает подачу воздуха в смеситель горелки в количестве необходимом для полного сгорания газа с минимальным α . Вентиляторы горелок развивают напор способный преодолеть высокие аэродинамические сопротивления, поэтому они могут применяться на современных котлах и обеспечивать работу топок под наддувом.

Регулирование мощности горелок может производиться, как плавно-двухступенчатое, так и модулирующее. Горелки оснащены датчиком автоматического контроля пламени, в качестве которого служит ультрафиолетовый датчик.

К основным недостаткам автоматических дутьевых горелок иностранных производителей относится: сложность конструкции, высокая стоимость, а также необходимость спецобслуживания.

Данные конструкции горелок в большинстве случаев предназначены для сжигания только взаимозаменяемых газов. Некоторые конструкции горелок адаптированы на сжигание нескольких невзаимозаменяемых видов газа указанных в её технических характеристиках. Такая возможность зависит от параметров смесительной камеры и характера организации смешения.

Для возможности сжигать невзаимозаменяемые газы следует в широких пределах регулировать интенсивность смешения и геометрию распределения потоков в камере, что ограничено техническими характеристиками смесительного аппарата дутьевых горелок большинства типов.

Например, универсальные горелки серии *RG* производства компании *Giersch* способны сжигать природный, сжиженный или искусственный газ [120].

Благодаря удлинённой смесительной камере, а также многоступенчатого регулирования подачи газа и воздуха горелки позволяют сжигать несколько типов невзаимозаменяемых газов за счёт качественного смесеобразования. На рисунке 1.5, *а*) показана горелка серии *RG* в раскрытом состоянии, а на рисунке 1.5, *б*) – схема устройства камеры смешения с запальными электродами.

На рисунке 1.5, *а*) и рисунке 1.5, *б*) видно воздухораспределительную решётку раздающую воздух струями и центральную трубку с газовыпускными отверстиями, размещёнными по окружности в несколько рядов. Далее по ходу движения струй следует камера смешения, обладающая сравнительно большой протяжённостью. Такое устройство горелки позволяет увеличить время подготовки смеси, за счёт чего улучшается качество её подготовки, снижается α и появляется возможность расширить ассортимент сжигаемых газов.

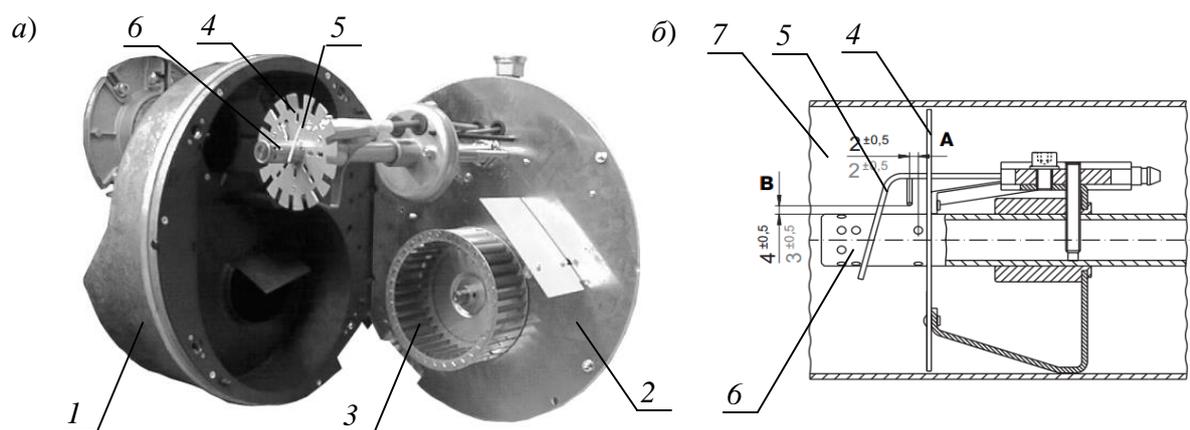
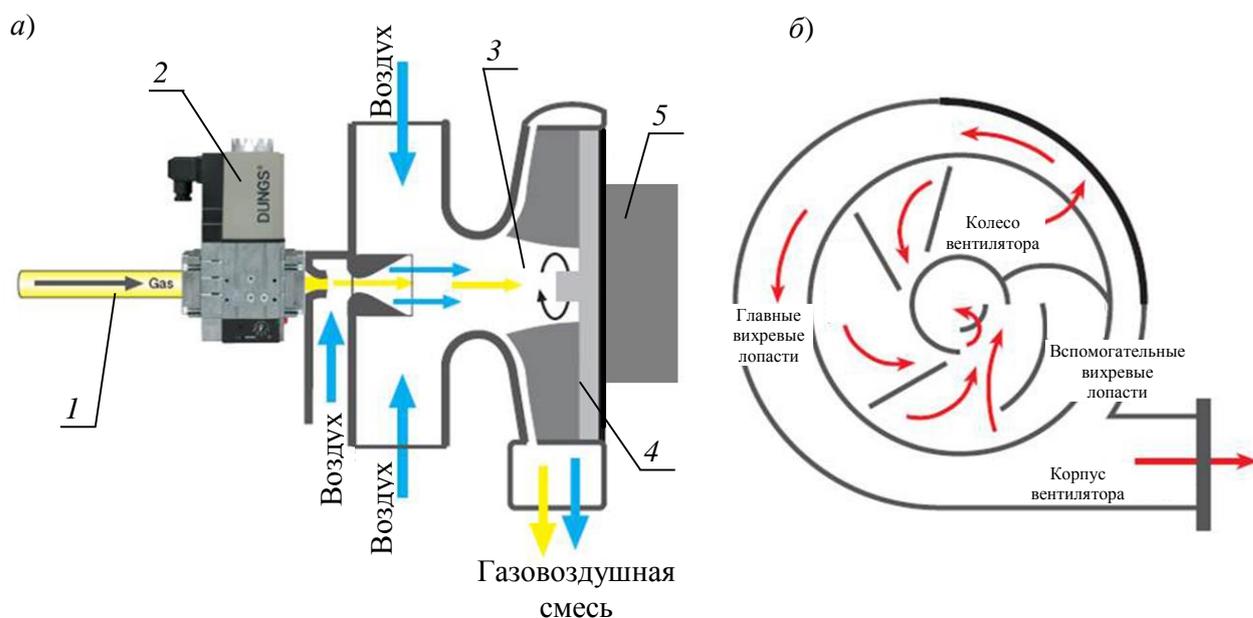


Рисунок 1.5 – Горелки серии *RG* производства фирмы *Giersch*

а – вид внутреннего устройства горелки; *б* – схема камеры смешения; 1 – корпус горелки; 2 – задняя крышка; 3 – рабочее колесо радиального дутьевого вентилятора горелки; 4 – воздухораспределительная решётка; 5 – электроды зажигания; 6 – трубка с газовыпускными отверстиями; 7 – смесительная камера

Ещё одним способом качественной подготовки смеси является способ, используемый в горелочном устройстве, предназначенном для сжигания природного газа в конденсационных отопительных котлах фирмы Rendamax (Голландия). Горелки данных котлов используют способ смешения газа с воздухом организуемый в дутьевом вентиляторе. При этом образуется равномерно перемешанная газозвдушная смесь с которая сгорает в многофакельной горелке практически по кинетическому принципу.

Схема смесительной камеры горелки котлов Rendamax представлена на рисунке 1.6 [141]. Принцип работы заключается в следующем. Газ, проходя регулятор расхода, подаётся в смесительную камеру, куда поступает и воздух в необходимом для полного сгорания топлива количестве. Камера смешения снабжена устройством принудительного (механического перемешивания), которым служит дутьевой вентилятор, обладающий взрывобезопасной конструкцией. Перемешивание газа и воздуха, а также подачу подготовленной газозвдушной смеси к месту сжигания осуществляет дутьевой вентилятор. При такой схеме, газозвдушная смесь подготавливается отдельно и в месте подачи в зону горения обладает равномерным



Рисунке 1.6 – Смесительная камера горелки конденсационных котлов *Rendamax* (Голландия)
 а – схема работы смесительной камеры; б – схема устройства смесительной камеры; 1 – подача газа; 2 – регулятор расхода газа; 3 – смесительная камера; 4 – рабочее колесо вентилятора; 5 – электродвигатель вентилятора

составом, что позволит полностью сжечь газ с минимальным α по кинетическому принципу.

Далее, подготовленная газоздушная смесь поступает в распределительную камеру, а затем в топку на горение, как показано на рисунке 1.7 [141]. Горелка представляет собой систему расположенных в ряд водоохлаждаемых труб, оснащённых рёбрами. Расстояние между трубами и соседними рёбрами организовано таким образом, чтобы межрёберные каналы имели эквивалентный диаметр меньше критического для природного газа. При таком устройстве горелка устойчиво работает, сжигая газ по кинетическому принципу без проскока пламени в горелку.

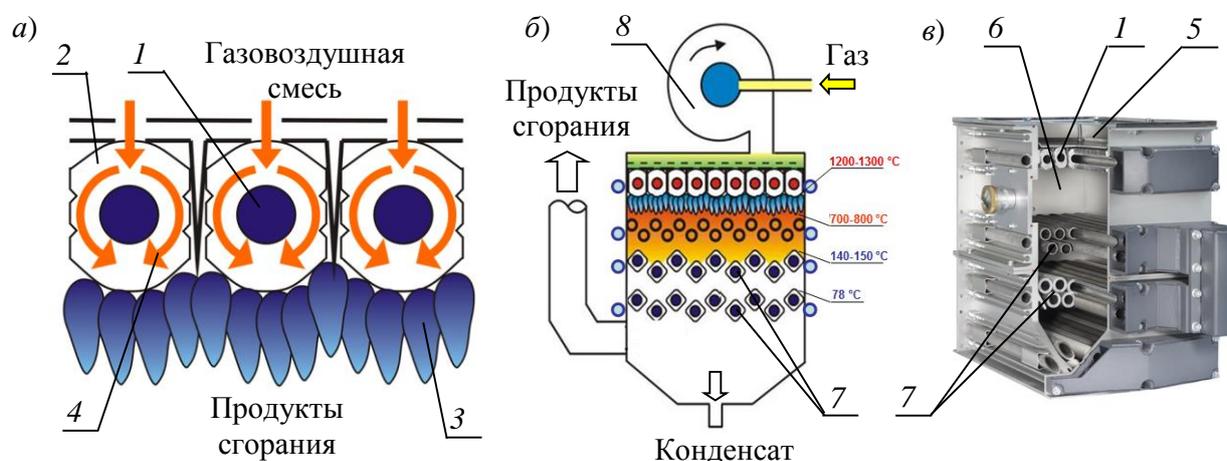


Рисунок 1.7 – Устройство горелки конденсационных котлов Rendamax (Голландия)
a – схема горелки; *б* – схема конденсационного котла Rendamax с горелкой; *в* – разрез котла; 1 – водоохлаждаемые горелочные трубы; 2 – горелочные рёбра; 3 – факел; 4 – траектория движения газозвушной смеси; 5 – распределительная камера; 6 – топка; 7 – теплообменные трубы; 8 – дутьевой вентилятор

Водяное охлаждение газовых труб способствует снижению температуры самой горелки, увеличивая надёжность её эксплуатации и устойчивости горения. Высокая скорость протекания реакций горения в сочетании с водяным охлаждением основания факела приводит к снижению концентраций термических NO_x , что улучшает экологические показатели продуктов сгорания.

Для быстрого перевода отопительных котлов малой мощности с твёрдого топлива на газовое и обратно применялись двухтрубные вертикальные щелевые горелки с принудительной подачей воздуха, схема которых представлена на рисунке

1.8 [29, 33, 74]. Особенность горелок состоит в том, что они выполнены как отдельные элементы блочного исполнения и устанавливались вертикально на боковых стенках топки.

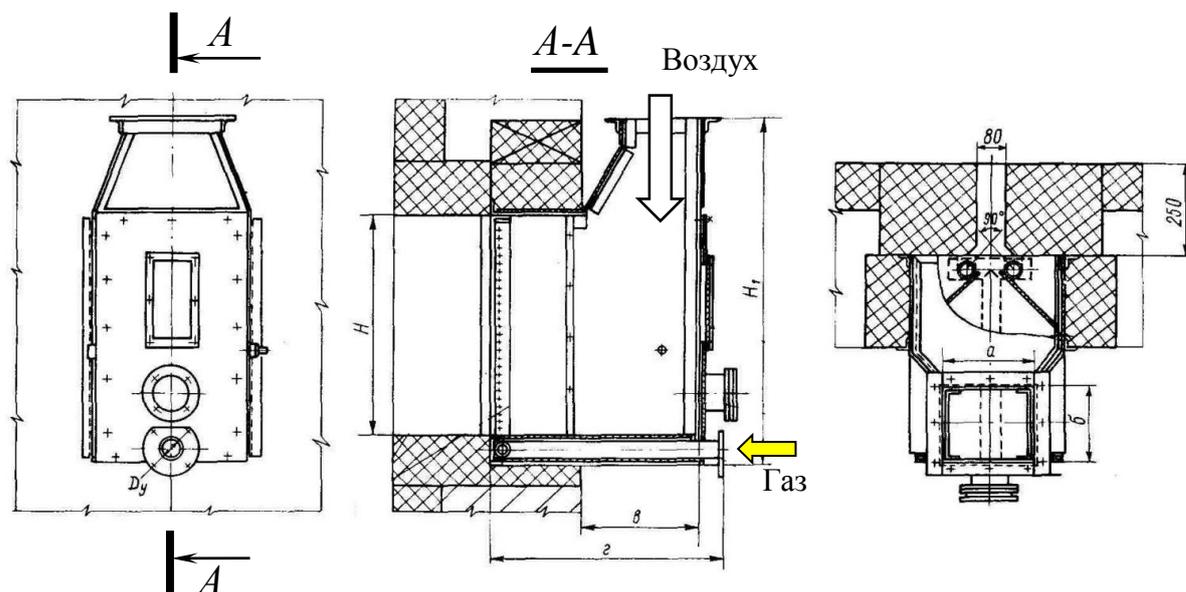


Рисунок 1.8 – Схема вертикальной двухтрубной щелевой горелки с принудительной подачей воздуха

Конструктивно эти горелки выполнены в виде стального короба с вмонтированными в него двумя направляющими пластинами для воздуха и двухтрубного газового коллектора диаметром $40 \div 60$ мм с газовыпускными отверстиями оси которых ориентированы с постоянным углом наклона к потоку воздуха.

Составной частью горелки является вертикальный прямоугольный туннель, выполненный в кладке топки из шамотного кирпича класса А с нетёсаными гранями. Глубина и ширина туннеля для горелок всех типоразмеров одинакова и составляет соответственно 250 и 80 мм, а высота переменна и зависит от тепловой мощности горелок (размера газового коллектора). Туннель указанных размеров обеспечивает высокую устойчивость пламени в отношении отрыва и широкий диапазон регулирования тепловой мощности от 1,0 до 40 кПа.

По принципу смешения газа с воздухом они аналогичны горелкам струйного смешения с периферийной раздачей газа. Газ, выходя из газовыпускных отверстий, смешивается с воздухом, поступающим от дутьевого вентилятора в воздушный короб горелки.

Испытания работы вертикально-щелевых горелок, проведённые на котле ДКВр-2,5 показали, что горелки работают устойчиво при изменении давления газа от 1,96 до 34,4 кПа. Полное сжигание газа достигается при коэффициенте избытка воздуха $1,05 \div 1,1$.

Было разработано 4 типоразмера вертикально-щелевых горелок номинальной тепловой мощности от 0,89 до 2,22 МВт для установки на котлах производительностью от 2,5 до 10 т/ч. В топке котла устанавливалось 4 горелки, по 2 на каждой боковой стенке топки.

Основное выгорание газа происходит в туннеле и завершается в топке на расстоянии $900 \div 1000$ мм от него. Температура стенок выходной части туннеля $1000 \div 1100$ °С.

Основные характеристики и размеры горелок представлены в таблице 1.3 [74].

Таблица 1.3 – Основные характеристики и размеры вертикальных двухтрубных щелевых горелок с принудительной подачей воздуха

№ горелки	$Q_{\text{ном}}$, кВт	$V_{\text{ном}}$, м ³ /ч	$P_{\text{ном}}$, Па		$d_{\text{отв}}$, мм	n , шт	S , мм	D_y , мм	B , мм	$L_{\text{щ}}$, мм
			газа	воздуха						
1	820	83	15000	250	1,9	82	14	50	80	600
2	1037	105	15000	400	2,1	82	14	50	80	600
3	1334	135	15000	550	2,2	96	14	50	80	700
4	2055	208	15000	600	2,2	140	14	70	80	1000

Данные горелки были приняты за прототип при разработке конструкции горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения авторской конструкции, представленной в данной диссертационной работе.

Задачи модернизации и исследований

Главной целью диссертационной работы является создание недорогой и удобной в эксплуатации современного автоматизированного газогорелочного устройства отечественного производства способного без изменения конструкции в

результате небольшой её переналадки произвести эффективное и качественное сжигание невзаимозаменяемых газов.

Согласно проведённому обзору было выявлено, что на качество сжигания газа, геометрические и теплофизические характеристики факела, экологические показатели продуктов сгорания определяющее значение оказывает интенсивность, и качество подготовки газоздушнoй смеси. Чем оно выше, тем эффективнее будут происходить процессы горения.

Учитывая механизм подготовки смеси, было принято решение провести доработку конструкции вертикальной двухтрубной щелевой горелки с принудительной подачей воздуха, взятой за прототип и адаптировать её на качественное и эффективное сжигание невзаимозаменяемых газов.

Данная горелка обладает сравнительно несложной и легко изготавливаемой недорогой конструкцией, модернизация которой позволит эффективно сжигать невзаимозаменяемые газы без изменения конструктивных особенностей с незначительной её переналадкой, а также производить регулирование тепловой мощности в широких пределах, геометрических и теплофизических параметров факела.

Для достижения поставленных целей необходимо решить следующие задачи:

1. Разработка методики расчёта позволяющей определить геометрические параметры элементов горелки опираясь на существующие методики и теорию развития струй;
2. Разработка оптимальной конструкции горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения;
3. Разработка оптимальной конструкции щелевой камеры смешения и камеры распределения воздушного потока горелки;
4. Разработка оптимальной конструкции воздухораспределительной решётки способной в условиях работы горелки осуществить выравнивание скоростей движения воздушного потока вдоль щелевой камеры смешения и увеличить интенсивность смесеобразования;

5. Экспериментальные исследования щелевой камеры смешения с установкой различных типов воздухораспределительных устройств с целью выявления наиболее подходящего варианта;

6. Разработка газораспределительной системы, позволяющей изменять углы атаки газовых струй и осуществлять качественное регулирование процессов смешения газа с воздухом;

7. Разработка системы перераспределения воздушных потоков, направленных на улучшение эксплуатационных показателей работы горелки с целью снижения степени отложения сажистого налёта на стенках щелевой камеры смешения с течением времени эксплуатации горелки;

8. Экспериментальные исследования влияния конструктивных и геометрических параметров на геометрические и теплофизические параметры факела при работе горелки на невзаимозаменяемых газах (природном газе, биогазе и шахтном газе).

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1

1. Аналитический обзор свойств горючих газов и их взаимозаменяемости, показал, что газы, отличающиеся числом Воббе на 5 %, а также газы, содержащие в своём составе водород, не зависимо от их числа Воббе, являются невзаимозаменяемыми газами;

2. Обзор видов сжигания газа показал, что наиболее подходящим вариантом в случае сжигания невзаимозаменяемых газов в одном устройстве является сжигание газа по промежуточному принципу в турбулентном факеле, при этом весь необходимый воздух подаётся вентилятором, а процессы смешения организуются в смесителе горелки;

3. На основании анализа устойчивости горения газа можно сделать вывод, что наилучшим вариантом, обеспечивающим наибольшие пределы регулирования тепловой мощности горелок, является сжигание газа по диффузионному принципу

в турбулентном факеле, при этом весь необходимый воздух подаётся вентилятором, а процессы смешения организуются в смесителе горелки. Такой вариант позволит в широких пределах регулировать тепловую мощность, эффективно управлять геометрическими и теплофизическими характеристиками факела, а также удачно подбирать условия смешения, позволяющие отладить работу горелки на эффективное сжигание невзаимозаменяемого газа;

4. Согласно рассмотренным приёмам интенсификации подготовки газовой смеси можно сделать вывод, что вариант обеспечивающий наибольшую интенсивность и наилучшее качество подготовки газовой смеси является организация смешения в дутьевом вентиляторе, как это реализовано в горелках конденсационных котлов Rendamax. Однако, такой вариант является непростым для реализации с технической точки зрения, а, следовательно, и дорогим. Поэтому, для реализации задачи по повышению скорости и улучшению качества подготовки смеси наиболее подходящим вариантов принят вариант с периферийной раздачей газовых струй в закрученный поток воздуха;

5. По проведённому анализу существующих конструкций газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха рассмотренных с учётом способа подготовки газовой смеси за основу будущей разработки принято устройство вертикальной двухтрубной щелевой горелки с принудительной подачей воздуха, которое взято за прототип.

6. В данный момент нет газогорелочного устройства отечественного производства, удовлетворяющего всем требованиям по использованию альтернативных природному, нетрадиционных газов. Этой проблеме – совершенствование устройств сжигания нетрадиционных газов и посвящена данная диссертация.

ГЛАВА 2 РЕШЕНИЯ, ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ

2.1 Приёмы повышения интенсивности процессов горения в газогорелочном устройстве с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения

Оптимальные условия работы газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения, предназначенное для использования в системах теплогазоснабжения обеспечивающие полное выгорание газа с максимальной эффективностью зависит от его конструктивных особенностей, которые должны поддерживать условия смешения газа с воздухом, требующиеся для поддержания необходимых теплофизических и экологических показателей работы горелки. Вследствие большой протяжённости камер смешения, обладающих постоянным по высоте сечением, существует сложность равномерной раздачи воздуха по площади их проходного сечения нарушающей автономность протекания процессов смесеобразования и горения вдоль щелевой камеры смешения.

Для повышения равномерности раздачи воздуха и интенсивности смесеобразования при проектировании новой горелки предусмотрен ряд мероприятий:

1. Раздача газа в щелевую камеру смешения осуществляется через два ряда газовыпускных отверстий, расположенных друг напротив друга (решение создаёт дробление газового потока, увеличивает площадь контакта газовых струй с окислителем и интенсифицирует подготовку газозвушной смеси);

2. Газовыпускные отверстия соседних коллекторов горелки смещены на полшага друг относительно друга, и имеют к направлению движения потока воздуха угол наклона β , который может меняться наладчиком при настройке горелки;

3. Подача воздуха производится через воздухораспределительную решётку, которая для ускорения молярного массообмена в щелевой камере смешения, снабжена ускоряющими турбулентное движение потока интенсифицирующими вставками;

4. Для повышения равномерности раздачи воздуха вдоль поверхности основания решётки, обращённой к внутреннему пространству используется воздухораспределительный короб с изменяющимся по длине поперечным сечением (клиновидный короб);

5. В целях улучшения процессов смесеобразования и повышения условий стабилизации факела применяется щелевая камера смешения с изменяющимся по высоте сечением;

6. Для предотвращения отложения сажи на стенках огнеупорных плит щелевой камеры смешения в процессе эксплуатации, горелка снабжена заслонкой регулирующей перепуск воздуха в пограничную зону «газовые струи – стенка огнеупорной плиты» для повышения интенсивности смесеобразования в пристеночных областях.

Законы струйных течений

Основной задачей газогорелочных устройств систем теплогазоснабжения является обеспечение качественного сжигания газа в факеле оптимальной длины с отсутствием химического недожога и минимальным выбросом в атмосферу с продуктами сгорания вредных веществ. Энергоэффективность работы горелок с принудительной подачей воздуха в большинстве случаев зависит от времени подготовки газоздушной смеси, скорость которой определяется законами взаимодействия газовых струй с поперечным набегающим потоком воздуха. Учёт этих законов позволит ещё на стадии проектирования горелки принять грамотные проектно-конструкторские решения и сориентироваться с оптимальными режимами его работы.

Теоретическим основам развития газовых струй, внедряющихся в поперечный набегающий поток воздуха посвящено много научно-исследовательских работ, монографий и др. основными из которых являются [3, 7, 14, 17, 28, 29, 32-34, 52, 56, 70, 74, 75, 78, 84] и др. Теория позволяет математическими законами описать геометрическое положение и размеры взаимодействующих между собой потоков газа и воздуха, а также выявить характер их взаимодействия в горелке.

Существующая методика расчёта горелок с принудительной подачей воздуха для систем теплогазоснабжения позволяет достаточно точно ещё на проектной стадии сориентироваться с размерами деталей и их геометрическим расположением в конструкции горелки. Проведённые ранее и описанные в рассмотренных работах исследования, на основании которых изучался характер взаимодействия газовых струй с поперечным набегающим потоком воздуха, позволили получить ряд эмпирических зависимостей, описывающих влияние размеров конструкции смесительной камеры горелки на теплофизические и геометрические характеристики факела.

Исследования развития различных по форме устья газовых струй (круглой, прямоугольной и плоской, а также ряда струй), как в поперечном свободном, так и в поперечном ограниченном потоке воздуха установили, что при развитом турбулентном режиме движения среды в области больших чисел Рейнольдса, где силы сопротивления газа слабо зависят от молекулярной вязкости среды определяются турбулентным массопереносом [29].

Для неизотермичных течений газов, определяющим критерием является критерий Ar (Архимеда). Однако, вследствие его малых величин, наблюдающихся из-за высоких скоростей истечения газа из отверстий, его влияние на траекторию движения струй мало и им пренебрегают.

После исключения влияния чисел Ar и Re на развитие газовых струй в поперечном набегающем потоке воздуха, а также протекающие процессы перемешивания были поставлены в зависимость от геометрических размеров и характера размещения струй в конструкции горелки (рисунок 2.1) [29, 74]:

1. Размера основания газовых струй d_0 ;
2. Формы поперечного сечения устья струй (круглое, прямоугольное, плоское);
3. Относительного шага между струями s/d_0 ;
4. Угла атаки струй β ;
5. Коэффициента структуры (характеристики турбулентности) струй a ;

б. Гидродинамического параметра q , характеризующего отношение скоростных напоров газовых струй к поперечному набегающему потоку воздуха:

$$q = \frac{w_{\Gamma}^2 \rho_{\Gamma}}{w_{\text{В}}^2 \rho_{\text{В}}}, \quad (2.1)$$

где w_{Γ} , $w_{\text{В}}$ – скорость газа и воздуха, м/с; ρ_{Γ} , $\rho_{\text{В}}$ – плотность газа и воздуха, кг/м³.

Первые четыре параметра в списке являются определяющими конструктивными параметрами, а последние два – определяющими режимными параметрами.

Параметр q был предложен в работах [28, 29, 52, 74], исходя из соображений, что при развитом турбулентном движении газовых струй в области больших чисел Re решающее значение на геометрию их развития оказывает их скоростной напор (динамическое давление).

В работах [28, 29, 52, 74] была представлена эмпирическая зависимость дальности газовых струй, внедряющихся в поперечный набегающий поток воздуха h , от диаметра их основания d_0 , угла атаки струй β и гидродинамического параметра q :

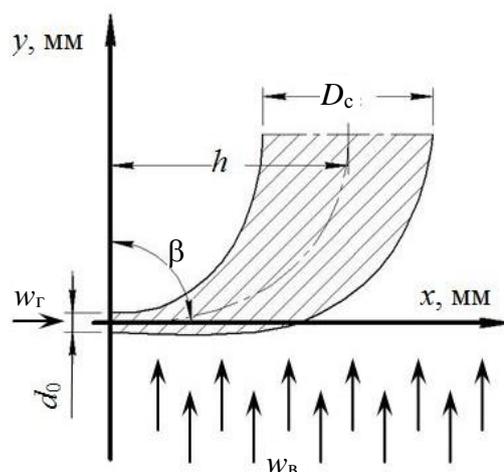


Рисунок 2.1 – Схема развития струи внедряющейся в поперечный поток воздуха

$$h = k_s k_{\beta} d_0 \sqrt{q}, \quad (2.2)$$

где d_0 – диаметр живого сечения основания (устья) газовых струй равный диаметру проходного сечения газовыпускных отверстий коллектора, мм; q – гидродинамический параметр; h – дальность струй, мм; β – угол атаки струй; k_s – коэффициент пропорциональности, зависящий от относительного шага газовых струй. Определяется по эмпирической графической зависимости $k_s = f(s / d_0)$ (рисунок 2.2, а) [29]; k_{β} – поправочный коэффициент, зависящий от угла атаки газовых струй

β , определяемый по эмпирической графической зависимости (рисунок 2.2, б). Учитывая, что график зависимости $k_\beta = f(\sin \beta)$ в достаточных для проектных расчётов пределах точности укладывается на полученную эмпирическую зависимость $k_\beta = f(\beta)$, в технических расчётах можно воспользоваться более удобной математической зависимостью $k_\beta = f(\sin \beta)$ [29].

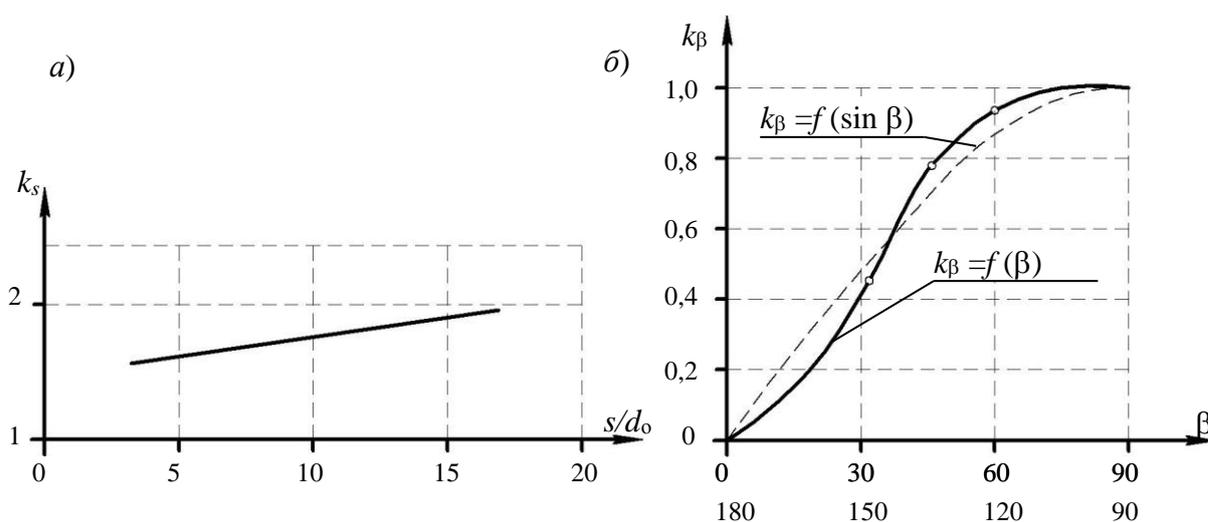


Рисунок 2.2 – Зависимости коэффициентов пропорциональности от определяющих параметров:

$$a - k_s = f(s/d_o); \quad б - k_\beta = f(\beta)$$

Расстояние от основания струй до их вертикальной оси h' , где струя принимает направление движения параллельное движению поперечного потока воздуха с углом атаки β больше глубины проникновения струй с углом атаки $\beta = 90^\circ$ на величину проекции смещения основания струи b' (рисунок 2.7, а) [29].

Величина проекции смещения b' , зависит от наружного диаметра коллектора и угла атаки струй.

Отсюда, уравнение полной дальности газовых струй h' от места их выпуска будет описываться уравнением:

$$h' = h + b', \quad (2.3)$$

Исследования показали, что максимальный диаметр раскрытия струй D_c зависит от их полной дальности h' и описывается эмпирическим уравнением (2.4) [29]:

$$D_c = 0,75 \cdot h', \quad (2.4)$$

Осевая скорость газа в основаниях струй w_Γ , определяется по зависимости (2.5):

$$w_\Gamma = \mu K \sqrt{\frac{0,2gP_{изб}}{\rho_\Gamma}}, \quad (2.5)$$

где $P_{изб}$ – избыточное давление газа в коллекторе (перед газовыпускными отверстиями), Па; K – эмпирический поправочный коэффициент, зависящий от давления газа перед отверстиями. При низком давлении газа в коллекторе до 5,0 кПа – $K = 1,0$. Для давления $P_{изб} = 15$ кПа $K = 0,96$ [29, 52, 74, 75]; μ – коэффициент расхода, зависящий от формы основания струй (геометрии живого сечения отверстий). Для круглых отверстий, сверленных в газовых трубах с острыми кромками $\mu = 0,6$ [29, 52, 74, 75].

Осевая скорость струй оказывает сильное влияние на величину гидродинамического параметра q . Опыты показали, что недостатки организации процессов смесеобразования в горелке трудно, а иногда и вообще невозможно устранить никакими иными приемами в топке. Только правильная организация процесса смесеобразования в горелке способна гарантировать полное сжигание газа в широких пределах регулирования её тепловой мощности. Размеры, температура и степень черноты пламени, а также концентрации вредных веществ, содержащихся в уходящих газах, в большинстве случаев являются прямым следствием работы аэродинамической смесеподготовительной системы горелки, зависящей от её конструктивных особенностей и качества проектирования [29].

Щелевые горелки с принудительно подачей воздуха основаны на струйном принципе смешения. В них имеется развитая площадь контакта газовых струй с

воздухом, способствующая ускорению процессов смесеобразования. Качество смесеподготовки в горелках зависит от скорости протекания турбулентной диффузии и определяется геометрией развития газовых струй в горелке.

Если бы в горелке добиться такой «идеальной схемы смешения» при которой каждый микрослой воздуха получал бы точно пропорционированный микрослой газа, тогда горение бы происходило по кинетическому принципу в высокотемпературном несветящемся коротком факеле с минимальным коэффициентом избытка воздуха. Однако, такая «идеальная схема» организации смешения далеко не всегда является приемлемой при эксплуатации тепловых установок. При наличии кинетического факела в топочном пространстве появляется большая неравномерность температур, обусловленная высокими температурными градиентами. Это увеличивает неравномерность восприятия тепловых потоков лучевоспринимающими поверхностями нагрева экранированных топков. Топки, работающие в таких условиях, могут преждевременно выйти из строя вследствие местного перегрева экранов [29].

Для улучшения эксплуатационных показателей работы энергетического оборудования и увеличения срока его службы требуется создать такие размеры факела, которые будут максимальным образом удовлетворять условиям:

1. Факел должен иметь невысокие температурные градиенты;
2. Обладать оптимальными соответствующими топочному объёму размерами, не позволяющими допускать касания экранных поверхностей топки на всех режимах работы тепловой установки;
3. Обеспечить полное выгорание всех горючих летучих в топочном объёме;
4. Обладать максимальной радиационной теплообменной способностью.

Отсюда следует что, качество сжигания газа, а также оптимальные геометрические параметры факела определяются системой «горелка-топка». В процессе наладки горелки стремятся создать оптимальное качество смесеобразования, которое обеспечит полное сгорание газа в топке.

В горелках с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения основная сложность заключается в создании строгой упорядоченности прослоек воздуха (окислителя) и газа по длине щелевой камеры смешения. Неравномерности скоростей движения газа и воздуха в проходном сечении щелевой камеры смешения приводит к увеличению высоты факела и появлению химического недожога.

При наладочных работах часто случается, что достаточно сравнительно немного улучшить равномерность распределения газа по сечению камеры смешения, чтобы произошло снижение длины факела и завершилось выгорание газа в топке. Следовательно, достаточным для удовлетворительной интенсивности прохождения процессов смешения газа с воздухом условием, является развитие газовых струй не в одном, а в нескольких потоках, чередующихся с потоками воздуха. При этом желательно, чтобы в каждом слое, пропускаемые расходы газа были строго пропорциональны проходящим через эти слои расходам воздуха [28, 29].

2.2 Разработка газогорелочного устройства усовершенствованной конструкции для систем теплогазоснабжения

С целью увеличения использования энергетических ресурсов горючих газов, повышения эффективности процессов горения, а также улучшения эксплуатационных показателей горелки для систем теплогазоснабжения была поставлена задача существенной доработки конструкции щелевого газогорелочного устройства для сжигания природного газа среднего и низкого давления конструкции института «Ленгипроинжпроект», принятого, исходя из конструктивных особенностей за прототип.

Прототип обладал рядом серьёзных недостатков, которые не дали ему широкого применения и не позволяли использовать его для сжигания невзаимозаменяемых газов.

Модернизация конструкции принятого прототипа, позволит расширить сферу использования горелки и ассортимент сжигаемых газов. Дополнительным предъ-

являемым требованием к разрабатываемой горелке усовершенствованной конструкции (УГГУ) для систем теплогазоснабжения является оптимизация её конструкции, направленная на максимально-возможные упрощения, снижение себестоимости с одновременным повышением простоты монтажа и удобства в эксплуатации и обслуживания.

Учитывая теоретические особенности работы струйной смесеподготовительной системы горелки, а также конструктивные и эксплуатационные требования была разработана конструкция горелки с номинальной тепловой мощностью 100 кВт (рисунок 2.3, рисунок 2.4), которая представлена автором в работах [97, 98, 100, 103, 104, 106].

Корпус горелки конструктивно выполнен из двух отдельных частей: нижнего и верхнего коробов, соединяющихся между собой болтовым фланцевым соединением.

Оба короба горелки изготовлены из чёрной листовой стали толщиной 3 ÷ 4 мм. После сборки и установки всех частей горелки в

рабочее положение конструкция верхнего короба, образует во внутренней воздухораспределительной системе горелки четыре камеры.

Первая (нижняя центральная) является главной воздухораспределительной камерой (воздухораспределительным коробом), отвечающей за организацию равномерного распределения статического давления воздуха, действующего на нижнюю плоскость основания воздухораспределительной решётки.

Вторая камера является щелевой камерой смешения (камерой подготовки газовой смеси) и представляет собой вытянутый в длину канал с шириной

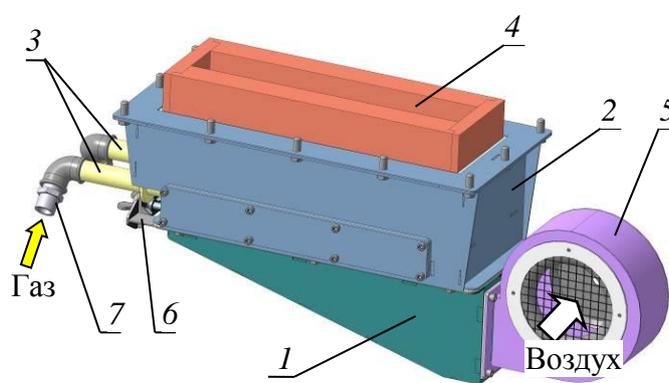


Рисунок 2.3 – Модель разработанного газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения

1 – воздухораспределительный короб (нижний короб); 2 – щелевой короб (верхний короб); 3 – коллектор; 4 – щелевой канал; 5 – вентилятор для подачи воздуха на горение; 6 – заслонка для регулирования перепуска воздуха за задние стенки коллектора; 7 – патрубки для подключения горелки к системе газоснабжения

60 мм и протяжённостью, вычисленной по рассмотренной в п. 2.1 методике расчёта. Щелевая камера смешения конструктивно размещается над первой, от которой она отгорожена воздухораспределительной решёткой. Основное назначение камеры заключается в подготовке газозвушной смеси и создания условий для надёжной стабилизации факела. В разработанной конструкции предусмотрена возможность производить замену профиля щелевой камеры смешения, устанавливая огнеупорные плиты иной формы. Конструктивно канал камеры образуется в результате укладки с надёжной фиксацией в определённом строго принятом в проекте положении монолитных огнеупорных плит, изготовленных из огнеупорных материалов, либо методом литья в формы, либо методом обработки твёрдых заготовок на фрезерном станке.

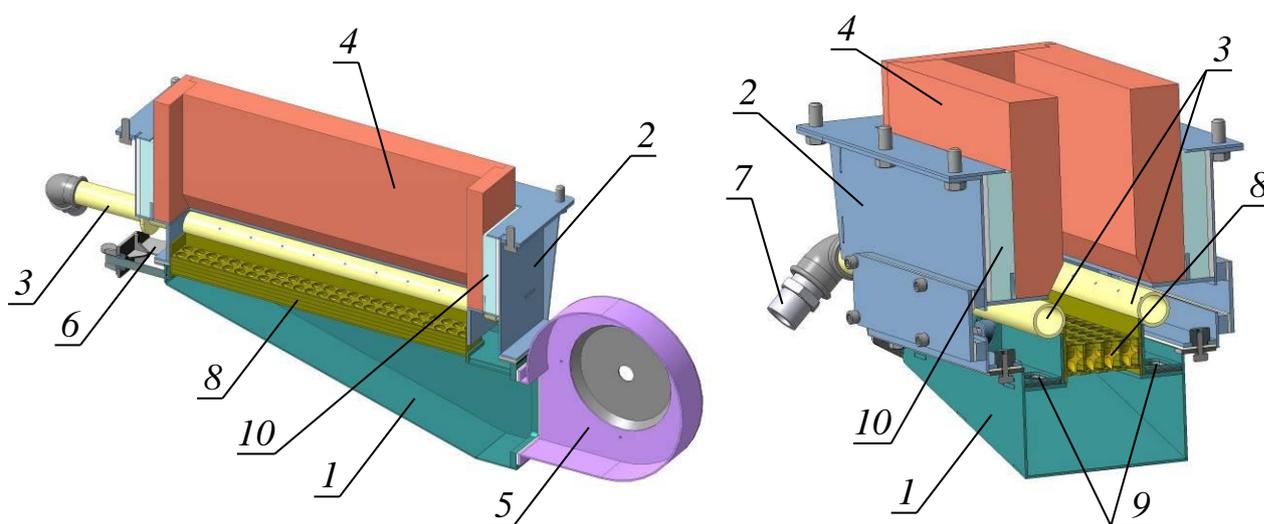


Рисунок 2.4 – Продольный и поперечный разрезы горелки

1 – воздухораспределительный короб (нижний короб); 2 – щелевой короб (верхний короб); 3 – коллектор; 4 – щелевая камера смешения; 5 – вентилятор для подачи воздуха на горение; 6 – заслонка для регулирования перепуска воздуха за задние стенки коллектора; 7 – патрубки для подключения горелки к системе газоснабжения; 8 – воздухораспределительная решётка; 9 – окна для перепуска воздуха за заднюю стенку коллекторов; 10 – теплоизоляция

Форма канала зависит от профиля формируемых его блоков. Применяя блоки с плоскими стенками – формируется щелевой канал с неизменяющимся по высоте сечением, применяя блоки с профильной плоскостью – формируется канал с изменяющимся по высоте сечением. Горелка обладает возможностью оснащения двумя различными формами щелевой камеры смешения – с неизменяющимся по

высоте сечением (равным 60 мм) и изменяющимся по высоте сечением (в узком сечении 60 мм (пережим) далее поперечное сечение плавно меняется по профилю стенки в поперечном сечении напоминая профиль продольного сечения сопла Лаваля, расширяясь до 100 мм).

Аэродинамическая система горелки снабжена ещё двумя воздухораспределительными камерами. Конструктивно камеры обладают одинаковой формой, внутренним объёмом и назначением. Размещаются за газовыми коллекторами симметрично с двух противоположных сторон под плитой основания огнеупорных плит щелевой камеры смешения. Объём камер образуется в результате ограничения пространства с наружной стороны – наружными стенками верхнего короба горелки, нижней – воздухораспределительной заслонкой, входящей в состав конструкции нижнего короба, верхней – плитой опорного основания огнеупорных плит щелевой камеры смешения, внутренней – задними стенками перфорированных труб газового коллектора. Назначение камер заключается в распределении регулируемого заслонкой, передаваемого за задние стенки газовых коллекторов воздуха. Воздух за счёт постоянного избыточного статического давления в нижнем коробе равномерно по длине камер через приоткрытые заслонкой каналы распределяется в их объёме. Далее воздух, охлаждая заднюю стенку коллекторов, направляется в щелевую камеру смешения через щелевые зазоры толщиной 3 мм, образованные наружными поверхностями коллекторов и нижней плоскостью опорной плиты основания огнеупорных плит. Распределяющийся боковой подачей воздух оказывается в промежутке между газовыми струями и стенками огнеупорных плит.

Такое конструктивное решение позволит интенсифицировать подготовку газоздушной смеси в приграничных зонах щелевой камеры смешения, что улучшит эксплуатационные показатели работы горелки.

Свободное пространство, образующееся между наружными стенками верхнего короба и поверхностью огнеупорных плит после их установки, закладывается жаростойким минераловатным теплоизоляционным материалом.

Газовый коллектор горелки представляет собой две отдельные друг от друга перфорированные трубы, имеющие по одному ряду газовыпускных отверстий рисунок 2.5. Трубы размещаются в горизонтальной плоскости под плитой основания огнеупорных плит щелевой камеры смешения симметрично с обеих сторон параллельно друг другу. Для быстрой и надёжной фиксации коллекторов в строго определённом проекте положении, как по глубине залегания труб, так и по углу осей огневых отверстий коллектора оборудованы поворотными фланцами.

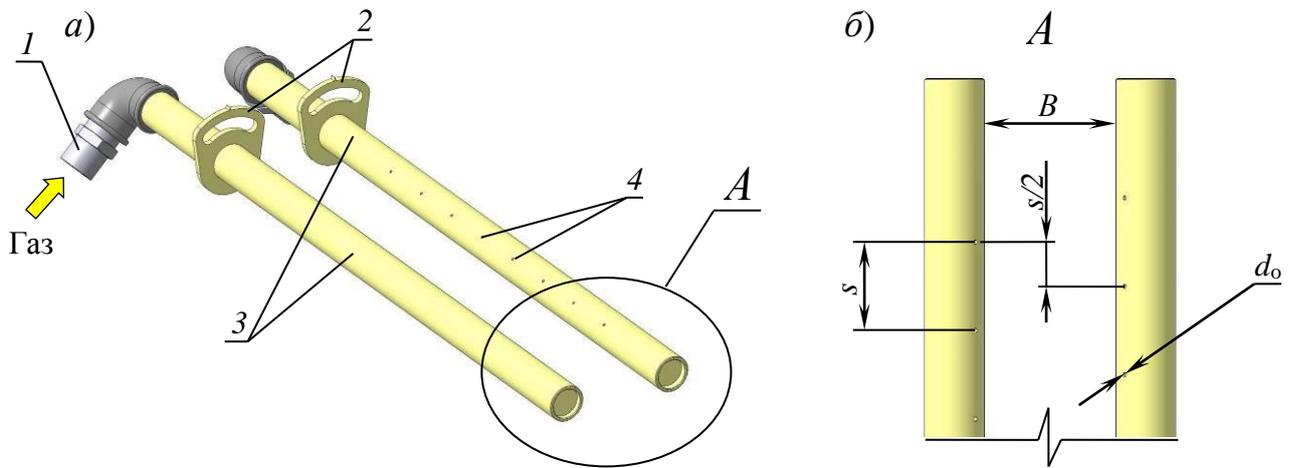


Рисунок 2.5 – Модель двухтрубного щелевого коллектора горелки
a – аксонометрический вид; *б* – узел *A* (вид в плане); 1 – nipple присоединительный; 2 – фиксирующие фланцы; 3 – коллекторные трубы с газовыпускными отверстиями; 4 – газовыпускные отверстия; *s* – шаг отверстий в ряду; *B* – расстояние между перфорированными коллекторами; *d_o* – диаметр проходного сечения отверстия

Подключение коллекторов к системе газоснабжения осуществляется при помощи гибких подводок, позволяющих осуществить поворот коллекторов с отверстиями вокруг центральной оси коллектора в целях быстрого изменения угла β в процессе наладки горелки. Решение позволит, изменяя угол атаки струй β , подобрать оптимальную их дальность и отрегулировать геометрию смешения потоков с целью достижения требуемого качества сжигания газа. Расстояние между коллекторами *B* в плане по проекту принято равным минимальному расстоянию между огнеупорными плитами щелевой камеры смешения (60 мм).

Положение газовых коллекторов в конструкции горелки фиксируется таким образом, чтобы размещённые в ряд с одинаковым шагом газовыпускные отверстия

относительно ряда отверстий соседнего коллектора в плане были смещены на полшага $s/2$, как показано на схеме, представленной на рисунке 2.5, б).

В основании щелевой камеры смешения между верхним и нижним коробом размещается воздухораспределительная решётка с интенсификаторами турбулентного движения потока (турбулизаторами) (рисунок 2.6, б). Решётка позволяет не только хорошо справиться с выравниванием скоростей воздушного потока в поперечном сечении щелевой камеры смешения, но и обеспечить некоторую степень крутки, интенсифицирующую процессы образования газовой смеси [75, 148, 150].

Воздухораспределительная решётка представляет собой стальную плиту толщиной 20 мм с просверленными отверстиями диаметром 8 мм, размещёнными в коридорном порядке с одинаковым поперечным и продольным шагами, и просверленными с одной плоскости на глубину 18 мм до диаметра 13 мм гнёздами для установки интенсификаторов.

В основании решётки каналы имеют отверстие меньшего диаметра, чем гнёзда. Такое решение создаст на пути движения потока резкое аэродинамическое сопротивление, что позволит гарантированно поддерживать избыточное статическое давление в воздухораспределительном коробе под решёткой. Отношение площади живого сечения основания решётки к площади живого сечения воздухоподающего патрубка $f_p / F_n = 0,66$.

С целью увеличения степени равномерно распределённого по площади живого сечения щелевой камеры смешения микровихреобразования решётка снабжена интенсификаторами турбулентности потока, размещёнными внутри каждого гнезда диаметром 13 мм. На рисунке 2.6, а) представлена схема работы интенсификатора турбулентного движения потока.

Интенсификаторы создают в основании щелевой камеры смешения систему вихрей. За счёт воздействия поперечных сил динамического давления, поток создаваемой решёткой способен совершать движения в поперечных направлениях, притом, одновременно во все стороны. Такая картина может быть представлена, как

модель движения среды с объёмным равномерным расширением и всесторонней турбулентно-диффузионной деформацией потока.

Одна сила создаваемая скоростью w_0 направлена вдоль оси движения основного потока F_0 – осевая сила динамического давления, две другие силы динамического давления, создаваемые векторами скорости $w_{ц}$ и $w_{к}$, действуют в плоскости перпендикулярной направлению движения потока, одна из которых направлена по нормали от оси потока $F_{ц}$ – центробежная сила динамического давления, другая, касательная сила динамического давления $F_{к}$ перпендикулярна к линии действия $F_{ц}$ и направлена в сторону направления вращения микровихря.

Присутствие двух поперечных проекций $F_{к}$ и $F_{ц}$ вектора результирующей силы $F_{д}$ выравнивает скорости движения основного потока по площади проходного сече-

ния щелевой камеры смешения, создаёт условия сокращения времени образования газоздушной смеси, поддерживая турбулентное движение среды, выравнивает движение основного потока в широких пределах изменения режима работы горелки, не допуская образования зон обратных токов, возникающих у границ канала, вследствие наличия сил трения о твёрдые поверхности огнеупорных плит.

Путём изменения подаваемого в горелку расхода воздуха, внесение в конструкцию горелки возможности регулировать угол атаки газовых струй, позволит

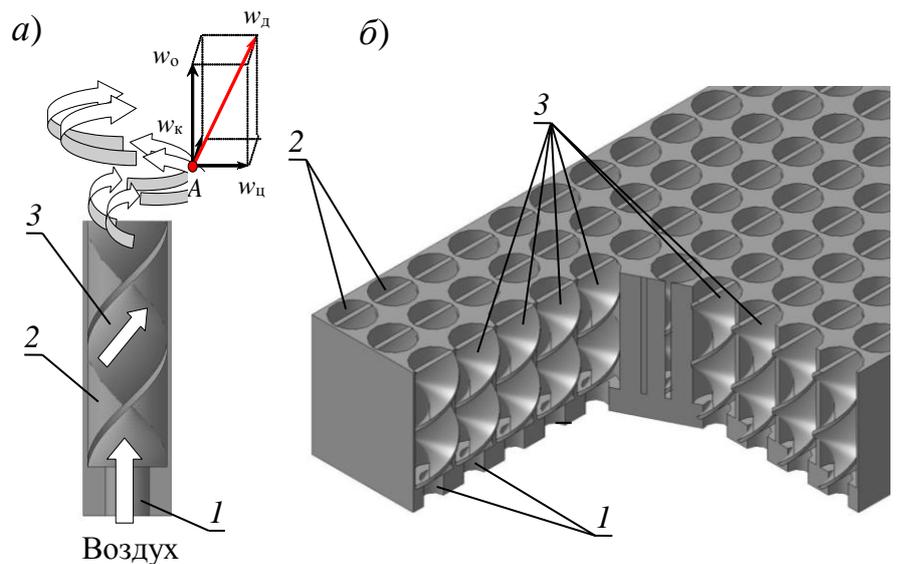


Рисунок 2.6 – Воздухораспределительная решётка с интенсификаторами

a – схема работы интенсификатора решётки; *б* – аксонометрическая схема устройства решётки с местным разрезом; 1 – входные отверстия; 2 – стаканы; 3 – интенсификаторы; $w_{д}$ – результирующий вектор скорости потока; $w_{ц}$ – центробежная составляющая скорости потока; $w_{к}$ – касательная составляющая скорости потока; w_0 – осевая составляющая скорости потока

не только в широких пределах изменять её тепловую мощность, но и, воздействуя на аэродинамические процессы смесеобразования, подобрать такую интенсивность подготовки газозвушной смеси, которая обеспечит полное её сгорание в топке. Предложенные конструктивные решения позволят успешно подобрать оптимальную настройку горелки на сжигание иного по составу невзаимозаменяемого газа (завоздушенного или забалластированного).

2.3 Методика расчёта горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения усовершенствованной конструкции

Расчёт камеры подготовки газозвушной смеси

Для создания проекта горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения для систем теплогазоснабжения было выполнено определение оптимальной схемы размещения газовых струй в набегающем поперечном потоке воздуха. Оптимальной будет являться такая схема, которая создаст наибольшую площадь контакта газовых струй с окислителем (воздухом). Это условие обеспечит максимальную интенсивность подготовки смеси, что скажется на снижении высоты факела, повышении его температуры и качества выгорания газа.

По расчётным зависимостям дальнобойности видно, что полная дальнобойность струй сильно зависит только от гидродинамического параметра q и угла атаки газовых струй β . При изменении тепловой мощности горелки и неизменности коэффициента избытка воздуха величина гидродинамического параметра q изменяться практически не будет, вследствие строгой пропорциональности расходов газа и воздуха. Следовательно, при изменении тепловой мощности горелки, также не будет изменяться и схема развития струй в щелевой камере смешения.

Для успешной реализации задачи оптимального подбора геометрии размещения струй в щелевой камере смешения горелки, необходимо определиться с выбором методики расчёта горелки и её оптимизации для решения поставленной задачи.

После рассмотрения различных методик, освещённых в работах [7, 28, 29, 33, 34, 52, 74] выбран вариант расчётной методики, представленный в работе [29]. Методика позволит максимально точно сориентироваться с аэродинамическими процессами горелок с принудительной подачей воздуха аналогичных конструкций, и, поэтому, может применяться для проектирования щелевых горелок с принудительной подачей воздуха.

Расчётную методику экспериментальной горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения автор представил в работах [92, 93, 95, 101, 104].

После создания оптимальной проектной схемы распределения струй в воздушном потоке (рисунок 2.7, б) стоит задача оптимизации расчётной методики, чтобы по заранее запроектированной схеме распределения потоков, можно было определить значения основных размеров камеры смешения, а также остальных элементов конструкции горелки, отвечающих за процессы образования газозвушной смеси, отношения которых при заданных режимных параметрах работы горелки будут удовлетворять проектной схеме.

На основании анализа законов смешения установлено, что для оптимизации методики расчёта горелок, организованных на струйном принципе смесеобразования, требуется обеспечить условия:

1. Относительный шаг отверстий коллекторов s/d_0 необходимо создавать из условия развития струй без слияния между собой;
2. Кинетическая энергия газовых струй, должна обеспечить им оптимальное углубление в поперечный поток воздуха;
3. Распределение газовых струй в поперечном сечении щелевой камеры смешения принимается таким, чтобы наблюдалась максимальная степень контакта струй с воздушным потоком.

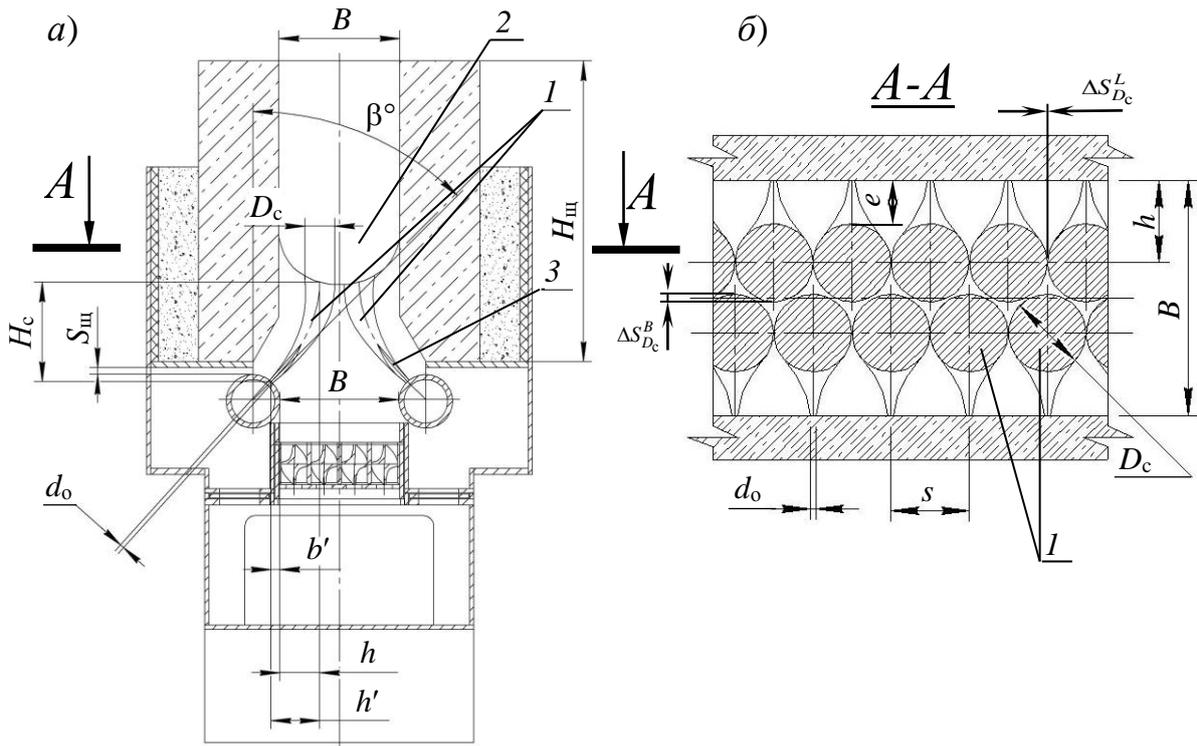


Рисунок 2.7 – Схема распределения газовых струй в живом сечении щелевого канала горелки *a* – вертикальный разрез горелки; *б* – продольный разрез щели, выполненный в горизонтальной плоскости канала с обозначением развивающихся в нём газовых струй; *1* – газоздушные струи; *2* – место начала горения газозвушной смеси; *3* – ядро струи

При протекании процессов смесеобразования концентрации воздуха в газе от основания газовых струй к устью горелки меняются от нуля до значения верхнего предела воспламенения газа, выше которого будут наблюдаться устойчивые процессы горения.

Для равномерности раздачи газовых струй следует обеспечить:

1. Равенство кинетических энергий каждой струи, внедряющейся в поперечный поток воздуха;
2. Обеспечить равенство скоростей движения воздуха в основании щелевого канала горелки.

Для удовлетворения первого условия следует учесть, чтобы общая (суммарная) площадь проходного сечения отверстий коллектора была меньше площади проходного сечения коллектора. В таком случае коллектор будет работать в режиме камеры постоянного статического давления, а влияние сил динамического давления потока по длине коллектора будет снижаться [75].

Для выполнения второго условия в основании щелевой камеры смешения ниже коллектора устанавливается специальное воздухораспределительное устройство.

Глубина проникновения газовых струй в поперечный набегающий поток воздуха h от места истечения струй из отверстий, имеющих по отношению к поперечному воздушному потоку угол атаки β , определяется по проектируемой схеме распределения газовых струй.

Для характера распределения струй показанного на (рисунок 2.7, б) величина их проникновения в поперечный поток (дальнобойности от стенки канала) h может быть рассчитана по выражению:

$$h = \frac{B - D_c}{2}, \quad (2.6)$$

где D_c – диаметр раскрытия струи, мм. ($D_c = s$); B – ширина щелевого канала горелки, мм.

Фактическая дальнобойность струй h' больше величины их проникновения в поперечный поток h на величину смещения основания струй b' за счёт поворота коллекторов на угол β и определяется по выражению (2.3).

Величина смещения b' равна длине проекции, зависящей от диаметра коллектора и угла β (рисунок 2.7, а).

Отношение динамических давлений газовых струй к набегающему поперечному потоку воздуха оказывает сильное влияние на гидродинамический параметр q , значение которого определяется по выражению (2.1).

Осевая скорость газа в живом сечении отверстий w_r , м/с, зависит от величины избыточного давления газа перед горелкой, его физических свойств и геометрических параметров отверстий. Определяется по выражению (2.5).

Часовой расход газа на горелку V_r , м³/ч, определяется из заявленной её номинальной тепловой мощности по выражению (2.7):

$$V_r = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot Q_r}{Q_H^p}, \quad (2.7)$$

где Q_{Γ} – заявленная номинальная тепловая мощность горелки, МВт; Q_{H}^{p} – низшая теплота сгорания рабочего состава топлива, кДж/м³.

Часовой расход подаваемого на горение воздуха V_{B} , м³/ч, зависит от коэффициента избытка воздуха горелки α , который для современных горелок с принудительной подачей воздуха принимается равным $1,08 \div 1,1$.

$$V_{\text{B}} = V_{\text{T}} \cdot V_{\text{Г}} \cdot \alpha, \quad (2.8)$$

где V_{T} – теоретический расход воздуха, м³/м³; $V_{\text{Г}}$ – часовой расход газа, м³/ч; α – коэффициент избытка воздуха в горелке.

Для снижения роста откладывающихся на внутренних стенках щелевой камеры смешения отложений сажи наблюдающейся в процессе длительной эксплуатации горелки, образующейся вследствие протекания пирогенетических процессов разложения обеднённых окислителем углеводородов, в целях улучшения качества подготовки газовой смеси вблизи стен щелевой камеры смешения, а также увеличения интенсивности охлаждения газовых коллекторов, в промежутках между стенами щелевой камеры смешения и газовыми струями предусматривается перепуск части от основного расхода воздуха.

Передача части воздуха в промежуток между струями и стенкой щелевой камеры смешения, минуя основной поток, приводит к снижению скорости воздушного потока, двигающегося в проходном межтрубном сечении горелки через воздухораспределительную решётку, что скажется на изменении величины гидродинамического параметра q .

Для определения скорости движения поперечного потока воздуха с учётом снижения его расхода в расчётную зависимость вводится поправочный коэффициент c , отражающий кратность перераспределения воздушных потоков, используется уравнение (2.9):

$$w_{\text{B}} = \frac{c \cdot V_{\text{B}}}{B \cdot L \cdot 3600}, \quad (2.9)$$

где c – доля воздуха, направляющегося в основной канал горелки; L – длина щелевой камеры смешения горелки, мм.

Воспользовавшись эмпирической зависимостью (2.2), выразив диаметр газовыпускных отверстий d_o , можно по выражению (2.10) найти его значение, мм:

$$d_o = \frac{h'}{k_s k_\beta \sqrt{q}}. \quad (2.10)$$

Значения поправочных коэффициентов k_s и k_β принимаются в зависимости от величины абсолютного шага отверстий s и угла поворота коллекторов β по методике, описанной выше.

Общая площадь сечения газовыпускных отверстий горелки, m^2 :

$$F_o = \frac{V_\Gamma}{3600 \cdot w_\Gamma}. \quad (2.11)$$

Площадь сечения одного газовыпускного отверстия горелки, m^2 :

$$f_o = 0,785 \cdot d_o^2. \quad (2.12)$$

Количество газовыпускных отверстий горелки, шт.:

$$n = \frac{F_o}{f_o}. \quad (2.13)$$

Учитывая, что коллектор горелки двухтрубный, каждая труба которого должна содержать равное количество газовыпускных отверстий, поэтому вычисленное по выражению (2.14) значение округляется до чётного значения и принимается на каждый коллектор по $n / 2$ газовыпускных отверстий.

Вычислив количество отверстий, абсолютный их шаг и схему размещения, можно определить протяжённость щелевой камеры смешения горелки L , мм:

$$L = s \left(\frac{n}{2} - 1 \right) + 2s + \frac{s}{2}. \quad (2.14)$$

Определившись со схемой распределения газовых струй в проходном сечении щелевой камеры смешения и рассчитав основные её размеры можно приступить к разработке конструкторской документации (чертежей). Однако перед разработкой чертежей следует определиться с конструктивными возможностями го-

релки. Необходимо выбрать оптимальный конструктивный параметр, который позволит наладчику оказывать влияние на схему струераспределения в сечении щелевой камеры смешения для подбора оптимального режима горения.

По зависимостям (2.2) и (2.4), видно, что дальнобойность струй h и диаметр их раскрытия D_c зависит от величины гидродинамического параметра q , и ряда конструктивных параметров горелки: угла атаки газовых струй β , диаметра отверстий d_o и шага отверстий s . В свою очередь гидродинамический параметр q зависит от отношения действительных расходов газа и воздуха и плотности сред. При постоянном отношении расходов газа и воздуха, что наблюдается при неизменном коэффициенте избытка воздуха α гидродинамический параметр q остаётся величиной постоянной. Это свидетельствует о неизменности запроектированной схемы распределения потоков при изменении тепловой мощностью горелки путём снижения или увеличения давления газа в коллекторе (перед горелкой).

Если оснастить конструкцию горелки возможностью управления дальнобойностью струй h путём изменения одной из её конструктивных характеристик от которой зависит величина дальнобойности h можно в широких пределах оказывать воздействие на геометрические и теплофизические характеристики факела, подбирая оптимальные его параметры под геометрические характеристики топочного пространства.

По зависимости (2.2) очевидно, что таким параметром, воздействующим на величину дальнобойности h может служить угол атаки газовых струй β , изменяя который, путём поворота коллекторов вокруг их центральной оси, горелка будет обладать широкими возможностями регулирования геометрических и теплофизических характеристик факела.

Скорость газоздушнoй смеси на входе в щелевую камеру смешения при нормальных условиях $w_0^{\text{ГВС}}$, м/с:

$$w_0^{\text{ГВС}} = \frac{V_B + V_\Gamma}{3600 \cdot B \cdot L}. \quad (2.15)$$

По высоте щелевой камеры смешения происходит интенсивный рост температуры. Одновременно согласно законам горения газозвушных смесей и изобарному процессу будет происходить рост скоростей движения газозвушной смеси по высоте щелевой камеры смешения.

В связи с незначительными потерями тепловой энергии через наружные ограждения щелевой камеры смешения горелки ввиду их малой площади и высокого термического сопротивления применяемых теплоизоляционных материалов конструкции без существенной погрешности можно условно принять адиабатными. Таким образом, значение максимально развиваемой температуры в щелевой камере смешения можно условно приравнять к калориметрической температуре и вычислить по выражению [68, 74, 76]:

$$t_k = \frac{Q_H^p + q_{\text{физ}}}{V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2}^k + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}}^k + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}^k + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2}^k}, \quad (2.16)$$

где $q_{\text{физ}}$ – физическая теплота, вносимая в топочный объём с воздухом и газовым топливом, кДж/м³; V_{CO_2} , $V_{\text{H}_2\text{O}}$, V_{N_2} , V_{O_2} – удельные объёмы компонентов CO₂, H₂O, N₂, O₂ продуктов сгорания газа при действительном коэффициенте избытка воздуха в горелке и температуре t_k , м³/м³; $c_{\text{CO}_2}^k$, $c_{\text{H}_2\text{O}}^k$, $c_{\text{N}_2}^k$, $c_{\text{O}_2}^k$ – удельные объёмные теплоёмкости при постоянном давлении компонентов CO₂, H₂O, N₂, O₂ и температуре t_k , кДж/м³·°C.

Скорость газозвушной смеси на выходе из щелевой камеры смешения горелки при калориметрической температуре $w_k^{\text{ГВС}}$, м/с:

$$w_k^{\text{ГВС}} = w_o^{\text{ГВС}} \cdot \frac{t_k + 273}{T_0}. \quad (2.17)$$

Расстояние от края щелевой камеры смешения до края газовой струи в поперечном сечении щелевой камеры смешения, где газовые струи принимают направление попутное движению поперечного набегающего потока воздуха e , мм (рисунок 2.7, б):

$$e = h - \frac{D_c}{2}. \quad (2.18)$$

Расстояние между струями в месте, где газовые струи принимают направление попутное движению воздуха в щелевой камере смешения горелки $\Delta S_{D_c}^B$, мм (рисунок 2.7, б):

$$\Delta S_{D_c}^B = s - D_c. \quad (2.19)$$

Расстояние между струями, вытекающими из соседних перфорированных труб $\Delta S_{D_c}^L$, мм (рисунок 2.7, б):

$$\Delta S_{D_c}^L = B - 2h - D_c. \quad (2.20)$$

Согласно эксплуатационным условиям работы горелок, которые должны обеспечивать качественное сжигание газа во всём эксплуатационном диапазоне работы энергетического оборудования следует проверить работоспособность газогорелочного устройства при работе на повышенных и пониженных нагрузках.

Регулирование нагрузки обеспечивается снижением или увеличением давления газа перед горелкой, что способствует изменению его расхода относительно номинального ($Q_{ном}$).

Расчёт экспериментальной горелки на номинальную тепловую нагрузку при работе на природном газе, а также проверка схемы распределения газовых струй в поперечном сечении щелевой камеры смешения при работе горелки на альтернативных невзаимозаменяемых газах (биогаза и шахтного газа) представлен в приложение А и приложение Б.

Расчёт воздухоподающего короба

Для эффективной работы горелки требуется обеспечить равномерность смесеобразования в проходном сечении щелевой камеры смешения. Равномерность процессов смесеобразования определяется постоянством гидродинамического параметра q по длине щелевой камеры смешения. Для этого необходимо применить проектные решения способные выровнять скорости движения воздуха в проходном

сечении камеры смешения.

Учитывая теоретические зависимости аэродинамики, с целью улучшения равномерности распределения воздуха по сечению щелевой камеры смешения могут быть использованы следующие варианты:

1. Поддержание постоянной разности статического давления на всём протяжении воздухораспределительного короба (применение короба переменного сечения (клиновидного короба));

2. Установка перфорированного листа или воздухораспределительной решётки, обладающей высоким аэродинамическим сопротивлением;

3. Установка воздухораспределительных устройств обладающих высокой степенью интенсификации турбулентного движения потока;

4. Оснащение короба внутренними направляющими стенками, создающими мультивоздуховодную систему, каждый воздуховод которой, поддерживает постоянным расход воздуха на каждом обслуживаемом им участке живого сечения щелевой камеры смешения горелки.

При выборе варианта для разрабатываемой горелки учитывалась трудоёмкость и сложность изготовления короба. Поэтому, из четырёх представленных вариантов к реализации в проекте был выбран вариант, объединяющий в себе три первых способа. Последний способ, несмотря на его хорошую эффективность выбран не был в связи с большой сложностью и высокой стоимостью производства.

Воздухораспределительный короб разрабатываемой горелки должен обладать изменяющимся по длине поперечным сечением. Его клиновидная конструкция, позволит выровнять величину статического давления, воздействующего на внутренние поверхности стенок короба на всём его протяжении.

Для определения профиля требуемой формы необходимо выполнить расчёт поперечного сечения воздуховода, для чего была выбрана методика, представленная в работе [75].

Методика расчёта представляет собой решение уравнения (2.21) описывающего закон изменения высоты сечения короба a_x в зависимости от его длины x при неизменной его ширины b .

$$a_x = A \cdot a_n + B \cdot b, \quad (2.21)$$

где A' и B' – предмножительные расчётные коэффициенты, определяемые по формулам (2.22) и (2.23).

Расчётный коэффициент A' :

$$A' = X \cdot e^{\frac{\lambda l}{4b}(1-X)}. \quad (2.22)$$

Расчётный коэффициент B' :

$$B' = \frac{\lambda l}{4b} \cdot X \cdot e^{-\frac{\lambda l}{4b} \cdot X} \cdot \int_X^1 \frac{e^{\frac{\lambda l}{4b} \cdot X}}{X} dX. \quad (2.23)$$

где λ – коэффициент аэродинамического сопротивления трения по длине короба, Па/м; l – общая длина короба, м; b – ширина короба, м; X – относительное расстояние сечения, м/м. Определяется по зависимости (2.24);

Относительное расстояние сечения:

$$X = x / l, \quad (2.24)$$

где x – расстояние до рассчитываемого сечения, м.

Перед выполнением расчётов воздухораспределительный короб горелки по длине был разбит на восемь расчётных участков. Количество участков зависит от желаемой точности получаемых результатов. Чем больше участков, тем выше точность построения кривой, отражающей форму клиновидного короба. Затем по расчётным данным выполнено построение профиля формы нижней стенки короба, который будет описан графиком функции $a_x = f(l)$. По результатам расчёта построенная функциональная зависимость $a_x = f(l)$ горелки может быть без существенной погрешности в целях упрощения производства конструкции заменена на линейную зависимость, так как она практически точно укладывается на построенную функ-

циональную зависимость расчётным методом, как показано на рисунке В.1, приложения В. На рисунке В.1, приложения В, пунктирной линией показан график зависимости $a_x = f(l)$, описываемый уравнением (2.21), сплошной линией показана линейная зависимость.

Все расчёты воздухораспределительного короба сведены в таблицу В.1, приложения В.

Расчёт воздухораспределительной решётки

Для выравнивания скоростей движения воздуха в проходном сечении щелевой камеры смешения на ряду с применением воздухораспределительного короба с изменяющимся по длине сечением (клиновидного короба) используется воздухораспределительная решётка, обладающая высоким аэродинамическим сопротивлением.

Для разрабатываемой горелки в данной работе стоит цель подобрать оптимальную конструкцию воздухораспределительной решётки, которая будет максимальным образом удовлетворять условиям:

1. Способствовать максимальному выравниванию скоростей движения воздушного потока, направляющегося в щелевую камеру смешения;
2. Способствовать максимальной степени турбулентности потока, требующейся для интенсификации процессов смесеобразования.

В работе было принято решение исследовать качество работы воздухораспределителей нескольких простых для производства конструкций:

1. Воздухораспределительный лист (перфорированный лист) толщиной 3 мм;
2. Воздухораспределительная решётка толщиной 20 мм;
3. Воздухораспределительная решетка толщиной 20 мм с интенсификаторами турбулентного движения воздушного потока.

Методика расчёта решётки заключается в выборе площади её проходного сечения и метода размещения отверстий. Основные рекомендации по расчёту площади проходного сечения решёток представлены в работах [75].

Схема устройства короба с установленной воздухораспределительной решёткой в виде перфорированного листа показана на рисунке 2.8.

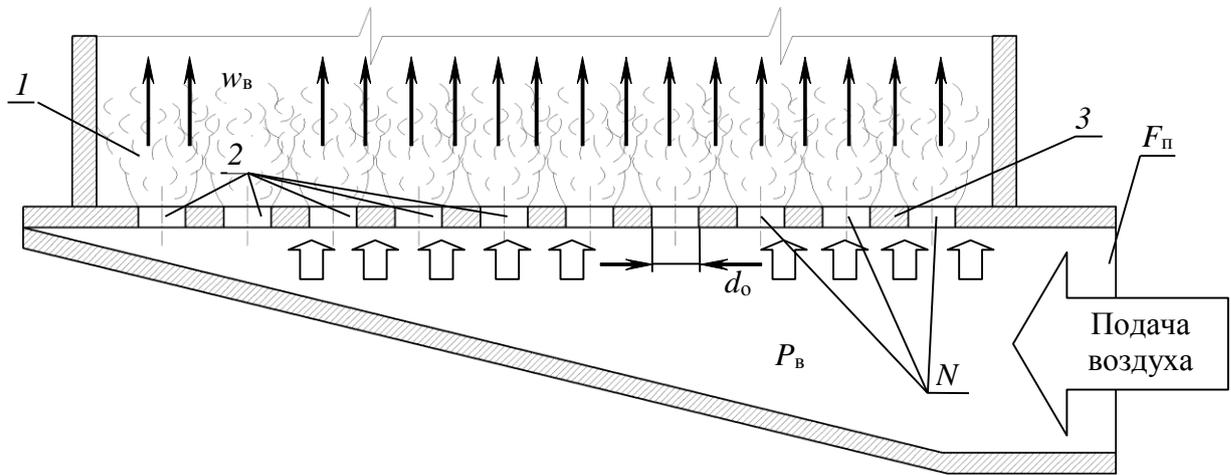


Рисунок 2.8 – Схема работы воздухораспределительного короба с перфорированным листом
 1 – струи воздуха; 2 – воздухораспределительные отверстия; 3 – перфорированный лист; $P_в$ – статическое давление в воздухораспределительном коробе; $w_в$ – средняя скорость воздуха за перфорированным листом

Согласно проведённому анализу было выбран вариант, в котором рекомендуется вычислять площадь проходного сечения воздухораспределительной решётки по условию:

$$\frac{\sum f_o}{F_{\Pi}} = 0,5 \div 0,7. \quad (2.25)$$

где F_{Π} – площадь проходного сечения патрубка для подключения вентилятора к воздухораспределительному коробу, m^2 ; $\sum f_o$ – общая площадь проходного сечения отверстий перфорированного листа, m^2 .

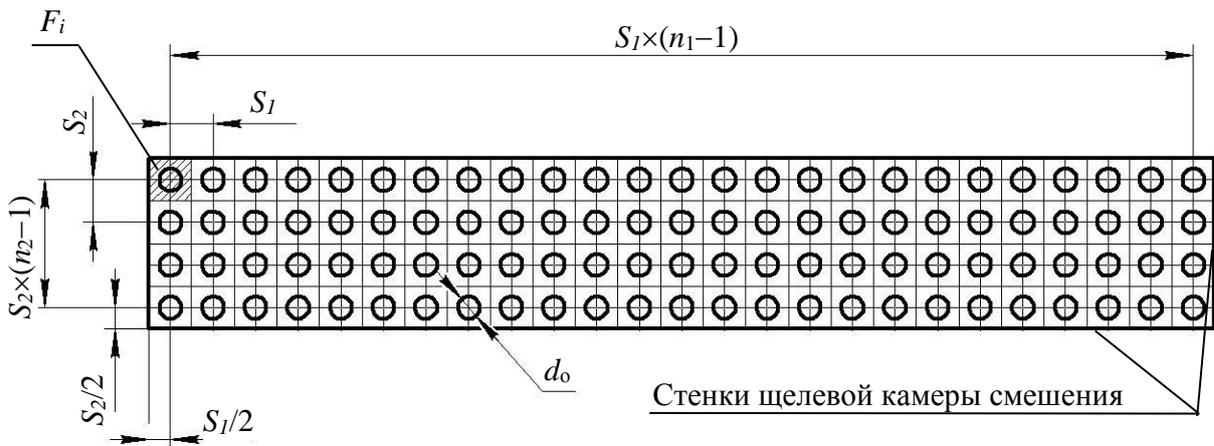
Выражая из (2.25) $\sum f_o$ по выражению (2.26) можно найти значение площади проходного сечения.

$$\sum f_o = \frac{(0,5 \div 0,7)}{F_{\Pi}}. \quad (2.26)$$

После нахождения величины $\sum f_o$ можно сориентироваться с количеством размещаемых отверстий от которого будет зависеть их диаметр. Чем больше принимаем отверстий, тем меньше будет их диаметр.

Для нашего случая выбран вариант коридорного размещения отверстий с одинаковым поперечным и продольными шагами.

Продольный и поперечный шаг определялся по геометрическим характеристикам проходного сечения щелевой камеры смешения, исходя из условия равномерного размещения отверстий в плане. Сечение канала разбивается на равные площади, количество которых равно общему количеству отверстий, в центре которых размещается отверстие, как показано на рисунке 2.9.



Рисунке 2.9 – Схема компоновки отверстий в решётке (перфорированном листе)
 F_i – площадь сечения канала обслуживаемая одним отверстием; S_1 , S_2 – продольный и поперечный шаг отверстий соответственно; n_1 , n_2 – количество продольно и поперечно размещённых отверстий или обслуживаемых участков F_i ; d_o – диаметр отверстия

Общее количество отверстий по разбивке определяется как произведение количества разбитых участков по ширине канала n_2 на количество участков по длине канала n_1 .

Определившись с количеством отверстий можно по выражению (2.27) найти их диаметр d_o :

$$d_o = \sqrt{\frac{\sum f_o}{N \cdot 0,785}}, \quad (2.27)$$

где N – общее число отверстий решётки (листа), шт.

Расчёты воздухораспределительных решёток представлены в приложении Г.

Проверка равномерности раздачи газа из отверстий по длине коллектора

После определения количества газовыпускных отверстий при расчёте коллектора требуется выполнить проверку равномерности раздачи газа из огневых отверстий по длине коллектора, методика которой представлена в работе [75, 79].

Коллектор горелки состоит из двух перфорированных труб постоянного по длине сечения с одним рядом одинаковых по диаметру газовыпускных отверстий. В коллекторе постоянного сечения по его длине всегда присутствует некоторая неравномерность раздачи газа вследствие изменения статического давления. Это объясняется тем, что скорость газа, а, следовательно, и его кинетическая энергия внутри трубы постепенно снижается к её концу, а статическое давление наоборот возрастает, вследствие преобразования энергии динамического давления в статическое.

Для проверки равномерности раздачи газа по длине коллектора принят ряд допущений:

1. Подаваемые в каждую перфорированную трубу коллектора расходы газа должны быть равны между собой и не изменяться во времени;
2. Коэффициенты расхода газа постоянны для всех газовыпускных отверстий;
3. Осевые составляющие скорости струй, в проходном сечении газовыпускных отверстий, равны средней скорости газа в проходном сечении отверстий.

Данная проверка производится проверкой выполнения условия:

$$\frac{F_0}{2 \cdot S_B^{TP}} \leq \varpi_{\max}, \quad (2.28)$$

или то же самое в преобразованном виде:

$$\frac{2 \cdot F_0}{\pi \cdot d_B^2} \leq \varpi_{\max}, \quad (2.29)$$

где F_0 – общая площадь проходного сечения огневых отверстий двухтрубного коллектора, м²; S_B^{TP} – площадь проходного сечения одной перфорированной трубы

коллектора, м²; d_b – внутренний диаметр перфорированной трубы коллектора, м; ϖ_{\max} – максимальный коэффициент отношения $0,65 \div 0,7$.

По условиям (2.28) видно, что отношение общей площади огневых отверстий горелки к площади живого сечения двух коллекторов должна быть меньше или равна коэффициенту запаса $\varpi_{\max} = 0,65 \div 0,7$ [75, 79].

Величина осевой скорости истечения газа из отверстий w_x , м/с вычисляется по выражению (2.29):

$$w_x^o = \mu \sqrt{\frac{0,2g(P_x - P_{\text{бар}})}{\rho_{\Gamma}}}, \quad (2.29)$$

где μ – коэффициент расхода, зависящий от формы отверстий. Для отверстий, сверленных в газовых трубах $\mu = 0,6$ [29, 52, 74, 75]; P_x – полное статическое давление в сечении, где размещено отверстие, Па; $P_{\text{бар}}$ – давление барометрическое, Па.

Определение скорости в сечении отверстия w_x , расположенного на расстоянии x от основания коллектора определяется по зависимости (2.30):

$$w_x = w_0 \cdot \frac{\sin\left(\mu\varpi \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)\right)}{\sin(\mu\varpi)}, \quad (2.30)$$

где w_0 – скорость газа в основании коллектора, м/с; x – расстояние от основания коллектора до рассматриваемого сечения, м; l – длина участка коллектора с отверстиями (протяжённость ряда отверстий), м.

Величина полного статического давления в сечении трубы, где размещено отверстие определяется по выражению:

$$P_x = P_{\text{бар}} + \left(P_{\text{изб}} + \frac{\rho w_0^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{\sin^2\left(\mu\varpi \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)\right)}{\sin^2(\mu\varpi)} \right) \right), \quad (2.31)$$

где $P_{\text{изб}}$ – избыточное давление внутри трубы, Па.

Из выражения (2.31) следует, что полное статическое давление P_0 у основания перфорированной трубы может быть записано выражением:

$$P_0 = P_{\text{бар}} + P_{\text{изб}}. \quad (2.32)$$

Из выражения (2.31) следует, что полное статическое давление в конце перфорированного коллектора может быть записано выражением:

$$P_l = P_{\text{бар}} + P_{\text{изб}} + \frac{\rho w_0^2}{2}. \quad (2.33)$$

Проекция нормальной составляющей осевой скорости истечения газа из газовыпускного отверстия v_x на рассматриваемом расстоянии x от основания трубы, определяется по формуле:

$$v_x = \mu \cdot w_0 \cdot \frac{\cos \left(\mu \varpi \cdot \left(1 - \frac{x}{l} \right) \right)}{\sin (\mu \varpi)}. \quad (2.34)$$

Из выражения (2.34) следует, что проекция нормальной составляющей осевой скорости истечения газа из газовыпускного отверстия, расположенного у основания перфорированного коллектора v_0 может быть записано выражением:

$$v_0 = \mu \cdot w_0 \cdot \text{ctg} (\mu \varpi). \quad (2.35)$$

Проекция нормальной составляющей осевой скорости в конце коллекторной трубы v_l может быть записана выражением:

$$v_l = \mu \cdot w_0 \cdot \frac{1}{\sin (\mu \varpi)}. \quad (2.36)$$

Функциональная зависимость, характеризующая неравномерность распределения скоростей истечения газа из отверстий ε может быть записана выражением:

$$\varepsilon = \frac{w_l}{w_0} = \frac{1}{\cos (\mu \varpi)}. \quad (2.37)$$

где ε – характеристика неравномерности распределения скоростей газа из отверстий по длине коллектора.

Рассмотренная выше методика использовалась для проверки неравномерности распределения скоростей истечения газа из газовыпускных отверстий коллектора, расчёт которой представлен в приложении Д.

2.4 Автоматизация горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения для систем теплогазоснабжения

Основные цели и задачи автоматизации

Главной задачей системы автоматики является поддержание оптимальных режимов работы тепловой установки, обеспечивающих прохождение процессов сжигания с максимальной эффективностью.

Современные технологии позволяют добиться высокой эффективности процессов сжигания при небольших капиталовложениях. Это достигается путём оснащения горелочных устройств системами автоматического регулирования подачи топлива и воздуха на горение в зависимости от параметров уходящих газов за тепловой установкой и давления воздуха перед горелкой.

Эффективность работы тепловой установки главным образом зависит от коэффициента избытка воздуха, который обычно используют для её оценки. Также эффективность работы тепловой установки в целом зависит от совершенства отдельных элементов её конструкции: горелочных устройств, поверхностей нагрева, теплообменников (экономайзеров, воздухоподогревателей), тягодутьевых устройств и др. [16, 54, 85, 87].

Например, КПД отопительных котлов, работающих на газовом топливе, зависит от тепловых потерь с уходящими газами q_2 , с химическим недожогом q_3 и через наружные ограждения (в окружающую среду) q_5 .

Потери теплоты с уходящими газами q_2 зависят: от температуры и удельных объёмов уходящих газов за тепловой установкой, увеличивающихся в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Потери с химическим недожогом q_3 зависят от коэффициента избытка воздуха, однако, главным образом, определяются качеством подготовки газозвушной смеси. Обе величины тепловых потерь должны

быть близки к нулю при правильно организованных процессах эффективного сжигания. Потери через наружные ограждения q_5 зависят от теплозащитных свойств ограждающих конструкций тепловой установки.

На рисунке 2.10, *a*) показаны зависимости, отражающие влияние коэффициента избытка воздуха на концентрацию основных компонентов продуктов сгорания газа (O_2 , CO_2 , CO , NO_x) и КПД за котлом ДКВр – 6,5 – 13 при работе с нагрузкой 6 т/ч, рассматриваемого в качестве примера. Подобными по характеру расположения кривых зависимостями обладает большинство тепловых установок с теплоотводом из зоны горения [16, 54, 85, 87].

По зависимостям (рисунке 2.10, *a*) видно, что снижение коэффициента избытка воздуха способствует: падению концентрации кислорода, повышению КПД и, как следствие, снижению температуры уходящих газов и энергопотребления дутьевой машины, вследствие чего в уходящих газах снижается концентрация оксидов азота. Наличие химического недожога, сопровождающегося содержанием в составе уходящих газов оксида углерода, определяет границы допустимого воздействия регулирующих подачу воздуха устройств. Эта граница является непостоянной и зависит от характеристик работы горелки и её тепловой мощности. Также на положение границы влияет состав и теплота сгорания топлива, климатические условия, температура подаваемого на горение газа и воздуха, герметичность наружных ограждений и другие факторы.

Область оптимального режима сжигания на которую должна настраиваться работа системы автоматики горелки соответствует узкому пределу концентраций кислорода ($0,5 \div 1,5 \%$) и появлению незначительного количества оксидов углерода в пределах $100 \div 300 \text{ ppm}$. Нижняя граница выделенной жёлтым цветом на рисунке 2.10, *a*) области (линия А) соответствует появлению незначительных концентраций оксида углерода, а верхняя граница – росту потерь q_2 , повышению концентрации NO_x и O_2 . Работа в такой узкой области, может быть обеспечена путём автоматической коррекции работы горелки. Также на рисунке 2.10, *a*) отражены значения, со-

ответствующие работе котла по режимной карте (линия К) и в фактическом эксплуатационном режиме (линия Ф), когда наблюдаются высокие присосы воздуха по дымовому тракту оборудования вследствие ухудшения герметичности его обмуровки, что обязательно необходимо учитывать для поддержания работы тепловой установки согласно его режимной карте.

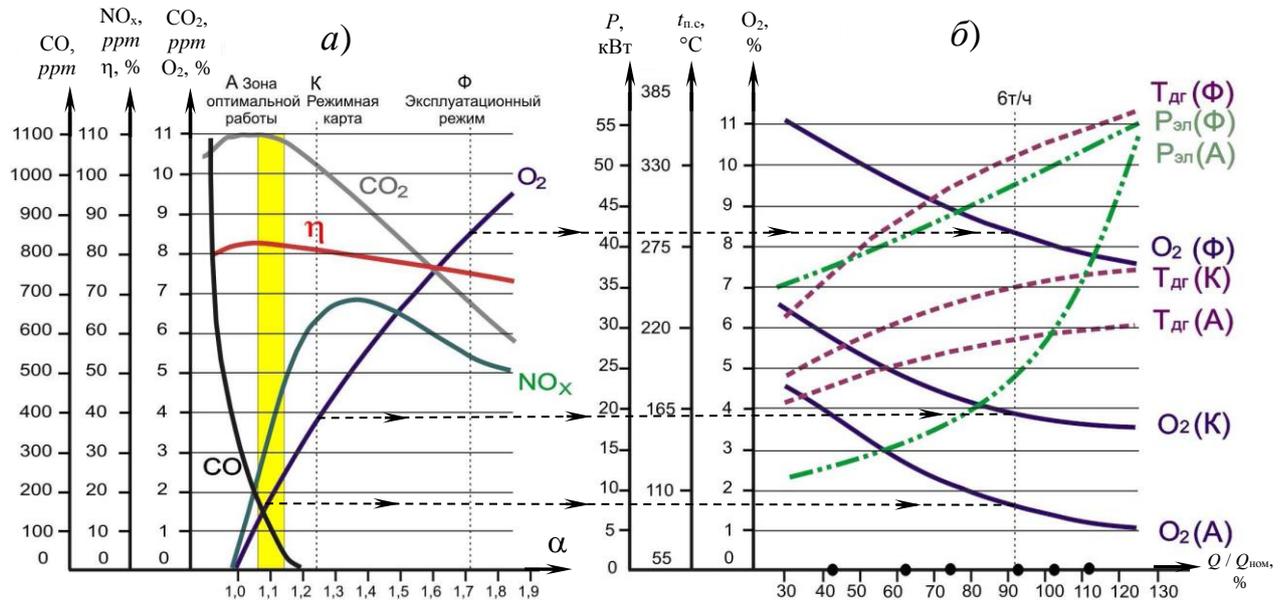


Рисунок 2.10 – Режимные графики работы котла ДКВр – 6,3 – 13

a – зависимости концентрации CO, CO₂, NO_x, O₂ в уходящих газах и КПД для котла ДКВр – 6,3 – 13 от коэффициентов избытка воздуха для нагрузки 6 т/ч; *б* – зависимости концентрации кислорода, электрической мощности вентилятора, температуры уходящих газов за тепловой установкой от величины нагрузки установки для различных режимов работы котлоагрегата

На рисунке 2.10, *б*) представлены зависимости концентрации кислорода, электрической мощности вентилятора, температуры уходящих газов за тепловой установкой от величины нагрузки установки для различных режимов работы котлоагрегата.

Использование корректора-анализатора качества горения (КАКГ)

Разработчиком корректора-анализатора качества горения ЗАО НПФ «УРАН-СПб» были использованы микропроцессоры, чувствительные датчики и современные алгоритмы управления процессами сжигания, направленные на оптимизацию процессов горения и снижение вредных выбросов. Внешний вид устройства показан на рисунке 2.11 [87].

Из опыта эксплуатации энергосберегающих систем известно, что для построения современной информационно-измерительной системы для тепловых установок, достаточно получить данные о концентрациях в уходящих газах кислорода и оксида углерода, а также о величине тепловой нагрузки. На основе этих данных корректируется работа горелочных устройств, снижая удельный расход топлива и вредные выбросы.

Для достижения данных задач в корректоре-анализаторе осуществляются комплексные измерения ряда технологических параметров, к которым относятся концентрации кислорода и оксида углерода в уходящих газах, температура уходящих газов, давление и температура воздуха, подаваемого на горение, величина (индекс) нагрузки тепловой установки. В качестве индекса нагрузки может быть использована любая связанная с нагрузкой установки величина: расход топлива, расход теплоты или теплоносителя.

По полученным данным, микропроцессор корректора-анализатора вычисляет показатели эффективности и качества сжигания топлива, а также формирует корректирующий сигнал ($K_{кор}$), который воздействует на систему автоматики горения тепловой установки. Расчётный алгоритм работы устройства представлен в приложении Е.

Комплексные измерения, обеспечивают постоянную автоматическую коррекцию подачи воздуха во всём рабочем диапазоне нагрузок горелки и помогают оператору в управлении тепловой установкой. Однако, в момент пуска или при минимальной нагрузке горелки, а также при калибровке прибора повышается вероятность возникновения неустойчивого горения и система коррекции может автоматически или вручную (оператором) отключаться, либо переводиться в режим без коррекции CO. Система может генерировать корректирующий сигнал,



Рисунок 2.11 – Корректор-анализатор качества горения (КАКГ) производства ЗАО НПФ «УРАН – СПб»

выдаваемый в систему управления расходом воздуха, позволяющий регулировать: соотношения «топливо – воздух», и, следовательно, повысить качество горения и эффективность работы тепловой установки.

Также в конструкции КАКГ предусмотрены элементы, изменяющие конфигурацию системы: автоматический переключатель, реагирующий на минимальную нагрузку тепловой установки и отключающий систему коррекции, а также ручные переключатели: «Коррекция», « O_2/O_2+CO », «Калибровка».

Оптимальная установка содержания кислорода не может задаваться без изменения оксида углерода, поскольку условия в топке определяются соотношением между избытком воздуха и показателем эффективности и экологичности процессов горения топлива.

Регулирование только по кислороду часто недостаточно эффективно вследствие наличия неорганизованных присосов воздуха по газовому тракту тепловой установки от камер сгорания до места установки корректора-анализатора. Неорганизованные присосы воздуха искажают данные измерения фактического содержания кислорода в топке. Аналогичным образом, использование регулирования только по CO , также не обеспечивает требуемого минимума избытка воздуха в топке.

Автоматизация тепловой установки, оснащённой горелкой с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения

Сжигание топлива в тепловых установках различного назначения, к которым относятся: паровые и водогрейные котлы, различные печи, обогреватели, сушила и др. связано с управлением подачи топлива, окислителя и отведения продуктов сгорания. Топливо поступает через горелочные устройства в камерную топку, где сжигается факельным способом. Для поддержания требуемой эффективности процессов горения в топку в строго определенном количестве подается воздух, который нагнетается с помощью дутьевого вентилятора. Управление подачей воздуха может производиться путём изменения частоты вращения вала рабочего ко-

леса вентилятора или путём управления заслонкой. Образовавшиеся в процессе горения продукты сгорания по системе дымоудаления отводятся из топки в дымовую трубу, чаще всего, дымососом, который также управляется заслонкой или частотным регулятором. Вся тепловая энергия, выделяющаяся при сгорании топлива, за исключением потерь, полезно используется по её назначению в соответствующих теплообменных устройствах (элементах) тепловой установки и оценивается коэффициентом полезного действия установки.

Для эффективной и экономичной работы тепловой установки необходимо спроектировать схему автоматического регулирования. Однако, прямое регулирование эффективности работы по КПД или, по суммарной оценке тепловых потерь установки на данный момент не обрело широкого распространения вследствие отсутствия эффективных и надежных способов и средств непрерывного измерения потерь.

Одним из наиболее предпочтительных способов оценки эффективности процессов горения является анализ состава продуктов сгорания за тепловой установкой, который выполняется корректором-анализатором. На основании зависимости КПД и суммарных тепловых потерь от коэффициента избытка воздуха, определяемой индивидуально для каждой тепловой установки, целесообразно поддерживать коэффициент избытка воздуха, при котором КПД будет стремиться к максимальным значениям, а суммарные тепловые потери к минимальным значениям.

Существует несколько схем автоматического управления подачей воздуха с использованием корректора-анализатора для оптимизации процессов горения.

При использовании горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения мощностью 100 кВт, рассчитанной на сжигание газов с переменным составом, была принята последовательная система управления горением, которая на примере установки горелки в отопительном котле, представлена на рисунке 2.12 [87]. Последовательная система управления горением обычно используется в тепловых установках средней мощности, оборудованных в основном блочными горелками, работающими на газовом и/или жидком топливе.

Система имеет два контура регулирования: топлива и воздуха, с соответствующими регуляторами, датчиками и исполнительными механизмами. Контур регулирования подачи топлива является – «ведущим», а контур регулирования подачи воздуха – «ведомым». Регулятор топлива, который в данном случае служит регулятором мощности, посредством исполнительного механизма (ИМ) поддерживает постоянство выходного технологического параметра: для парового котла – давление пара, для водогрейного котла – температура теплоносителя в подающем трубопроводе.

Регулятор воздуха получает два входных сигнала: «задающий» – от датчика давления топлива (ДТ) через функциональный преобразователь, согласующий характеристики заслонок, и сигнал обратной связи от датчика давления воздуха (ДВ)

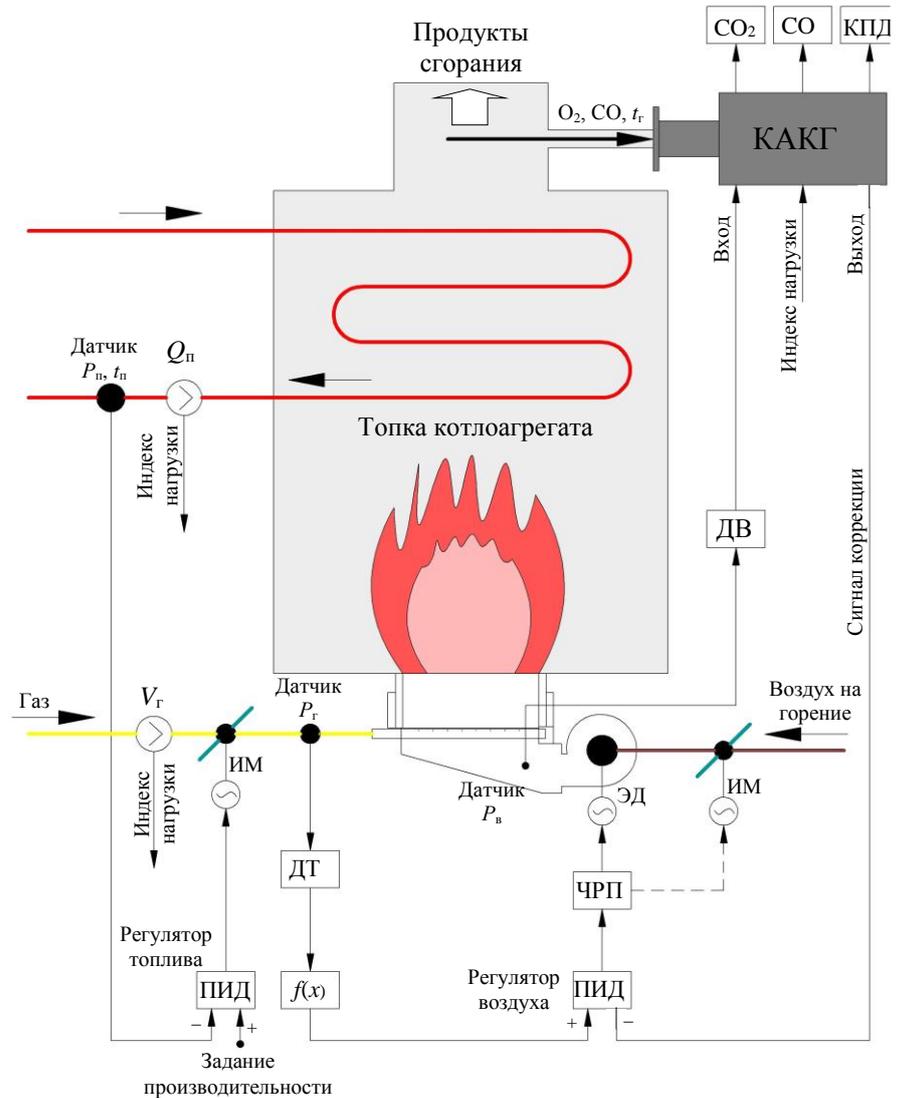


Рисунок 2.12 – Схема последовательной системы управления горением

через корректор-анализатор, корректирующий эффективность и качество сжигания газа по составу продуктов сгорания за тепловой установкой. Следовательно, регулятор расхода воздуха выполняет функцию регулятора соотношения «топливо-воздух». Поддержание избытка воздуха только по этому соотношению отличается простотой и надежностью, но не является точным. Этот недостаток отсутствует в

предлагаемой системе регулирования эффективности с дополнительной коррекцией по O_2 и CO .

В этой системе регулирования совмещаются принципы регулирования по возмущению и отклонению. Регулятор расхода воздуха изменяет расход по сигналу получаемого от датчика давления газа, являющегося автоматическим задатчиком по нагрузке котла. Пропорциональный давлению (расходу) воздуха сигнал устраняет возмущения по расходу воздуха, не связанные с регулированием экономичности, изменяя производительность вентилятора, и способствует стабилизации процесса регулирования подачи воздуха, так как служит одновременно сигналом жесткой отрицательной обратной связи. С введением дополнительного корректирующего сигнала по содержанию кислорода и оксида углерода, который изменяет коэффициент обратной связи, повышается точность поддержания оптимального коэффициента избытка воздуха в новой системе регулирования. Добавочный корректирующий сигнал по O_2 и CO управляет подачей воздуха при топочных возмущениях и непосредственно обеспечивает поддержание заданного, в соответствии с режимной картой, коэффициента избытка воздуха в топке.

Регулирование воздуха обеспечивается тремя подчиненными контурами: P_v , O_2 и CO для каждого из которых внутренний контур имеет большее быстродействие по сравнению с наружным. При переходном процессе регулирования воздуха, в начале быстро и «грубо» устанавливается расход (давление) воздуха; далее начинается его коррекция по содержанию кислорода в дымовых газах и, в самом конце, выполняется коррекция по содержанию оксида углерода. В качестве индекса нагрузки для корректора-анализатора используется сигнал от одного из датчиков: расхода пара, расхода теплоты или расхода топлива.

В целях повышения экономии электроэнергии и улучшения точности регулирования производительности, следует устанавливать к электродвигателю вентилятора частотный преобразователь (ЧРП). В этом случае, выходной сигнал регулятора давления воздуха воздействует посредством частотного преобразователя на

электродвигатель вентилятора, изменяя обороты его рабочего колеса, а, следовательно, и производительность. Заслонка перед вентилятором в этом случае должна быть полностью открыта.

Имея комплексную информацию о концентрациях O_2 и CO в уходящих газах, можно добиться эффективного и экономичного сжигания газа с минимальным выбросом вредных веществ в атмосферу, учитывая технологические режимы работы тепловой установки, состав топлива, температуру топлива и воздуха, а также другие условия, влияющие на процессы горения.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2

1. Выявлены основные теоретические позиции обеспечивающие оптимальные условия взаимодействия газовых струй с набегающим поперечным потоком воздуха, направленные на поддержание максимальной интенсивности процессов образования газозвушной смеси при работе горелки. Оптимальные условия взаимодействия струй будут наблюдаться при максимальной площади контакта струй с окислителем, а также скорости молекулярной и турбулентной диффузии, что достигается при равномерном распределении газовых струй в поперечном набегающем потоке воздуха, как показано на рисунке 2.7, б).

2. Разработаны и представлены к исполнению основные решения, позволяющие достичь оптимальных режимных параметров, влияющих на интенсивность и качество подготовки газозвушной смеси.

3. Разработаны решения, позволяющие осуществить широкопредельное регулирование геометрических и теплофизических характеристик факела, подбирая оптимальные его размеры под форму топчного пространства при сжигании невзаимозаменяемых газов. Эта возможность достигается за счёт оснащения горелки поворотными коллекторами, которое позволяет подобрать условия подготовки газозвушной смеси, соответствующую требуемым режимам горения.

4. Разработаны и представлены к конструкторскому исполнению решения, оптимизирующие работу воздухораспределительной системы горелки.

К такому решению относится оснащение конструкции горелки:

- щелевой камерой смешения, выполненной из монолитных огнеупорных плит;
- воздухораспределительной камерой переменного сечения;
- воздухораспределительным устройством, оснащённым интенсификаторами турбулентного движения воздушного потока.

Применение воздухораспределительной камеры переменного сечения повысит равномерность распределения статического давления на нижнюю плоскость воздухораспределительной решётки, установка которой обеспечит выравнивание скоростей движения воздуха в основании щелевой камеры смешения с увеличением интенсивности крутки за счёт установки интенсификаторов. Такое решение позволит интенсифицировать процесс подготовки газозвушной смеси, что в процессе работы горелки скажется на снижении коэффициента избытка воздуха, высоты пламени, химического недожога и увеличении КПД тепловых установок.

5. Разработана и представлена к исполнению конструкция щелевой камеры смешения, выполненная из монолитных огнеупорных плит, обеспечивающих неизменяемость геометрической формы щелевой камеры смешения в процессе эксплуатации горелки и, как следствие, поддержит автономность процессов смешения по длине камеры.

6. Разработаны и представлены к конструкторскому внедрению решения, позволяющие осуществить быстрый перевод горелки на сжигание иного по составу невзаимозаменяемого газа с сохранением номинальной тепловой мощности и номинального давления газа перед горелкой. К такому решению относится оснащение горелки быстросъёмными коллекторами, которые можно перенастроить или при необходимости заменить в процессе переналадки, что существенно сократит сроки и капиталовложения на переоборудование горелки и расширит сферу её применения.

7. Разработаны и представлены к конструкторскому исполнению решения, оптимизирующие процессы смешения газа с воздухом в пристеночных областях щелевой камеры смешения с целью улучшения условий эксплуатации. К такому

решению относится оснащение горелки щелевым зазором шириной 3 мм и воздухоперепускной заслонкой. Это позволит существенно сократить отложение сажи на стенках щелевой камеры смешения, возникающего вследствие контакта не перемешанного газа с раскалёнными стенками в процессе эксплуатации горелки.

8. Опираясь на оптимальную заранее задаваемую проектную схему размещения в проходном сечении щелевой камеры смешения газовых струй, оптимизирована существующая методика расчёта, определяющая размеры камеры смешения, а также всех элементов конструкции горелки.

9. Разработаны основы действия системы регулирования тепловой установки обеспечивающего регулирования эффективное сжигание газа с минимальным выбросом вредных веществ в атмосферу, учитывая технологические режимы тепловой установки, состав топлива, температуру топлива и воздуха, а также другие условия, определяющие процессы горения.

ГЛАВА 3 МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОБРАБОТКИ ПОЛУЧЕННЫХ ДАННЫХ

3.1 Постановка экспериментальных исследований

Задача экспериментальных исследований смесительной системы горелки заключается в проверке и выявлении оптимальных геометрических параметров конструкции и режимных параметров её работы на различных нагрузках. Под оптимальными геометрическими параметрами конструкции понимается комплекс элементов (деталей), размеры, форма, место размещения которых способствует поддержанию равномерного распределения скоростей движения воздуха, а, следовательно, и его расходов в поперечном сечении амбразуры (устья) щелевой камеры смешения горелки, требующийся для обеспечения автономности протекания процессов смесеобразования. Методикам экспериментальных исследований посвящено много работ [7, 11, 12, 21, 30, 58, 90] и др.

Параметрами, влияющими на качество и полноту выгорания газа, являются:

- тип используемого воздухораспределительного устройства;
- положение угла наклона струй к поперечному потоку воздуха β ;
- форма профиля щелевой камеры смешения горелки;
- величина давления газа перед горелкой P_r , кПа;
- значения средних скоростей движения воздуха в проходном сечении щелевой камеры смешения w_v , м/с.

На основании задач была разработана программа экспериментальных исследований горелки, которая включает в себя:

1. Экспериментальные исследования эффективности работы воздухораспределительных устройств различных конструкций;
2. Экспериментальные исследования работы горелки на природном газе;
3. Экспериментальные исследования работы горелки на биогазе;
4. Экспериментальные исследования работы горелки на шахтном газе.

В соответствии с поставленной задачей и целями определена общая методология и программа экспериментальных исследований.

Согласно, выбранной методике проведения испытаний, для поиска решений поставленной задачи, была разработана следующая программа испытаний:

1. Экспериментальные исследования равномерности распределения скоростей воздушного потока в сечении щелевой камеры смешения горелки;
2. Экспериментальные исследования энергоэкологических показателей работы горелки на природном газе, биогазе, шахтном газе в зависимости от изменения её тепловой мощности при условии отсутствия химического недожога в уходящих газах;
3. Экспериментальные исследования, регулируемых факторов, влияющих на высоту пламени и экологические показатели уходящих газов.

Выбор параметров тепловой мощности горелки для проведения эксперимента

Для работы горелки с номинальной тепловой мощностью давление газа перед горелкой проектируется равным 5,0 кПа при использовании трёх различных невзаимозаменяемых видов газов (природного газа, биогаза и шахтного газа).

При испытании был принят природный газ «среднего состава» поступающий в городские сети газоснабжения г. Санкт-Петербурга. Теплота сгорания природного газа: $Q_H^p = 36\,800 \text{ кДж/м}^3$. Плотность газа при нормальных условиях: $\rho_r^0 = 0,78 \text{ кг/м}^3$. Теоретический расход воздуха $V_T = 9,8 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Число Воббе: $Wo = 61\,000$.

Для возможности проведения испытаний горелки на биогазе, из природного газа подготавливался газ близкий по составу к биогазу, имеющий следующий приблизительный состав: $\text{CH}_4 - 65 \%$ и $\text{CO}_2 - 35 \%$. Теплота сгорания биогаза: $Q_H^p = 23\,240 \text{ кДж/м}^3$. Плотность газа при нормальных условиях: $\rho_r^0 = 1,16 \text{ кг/м}^3$. Теоретический расход воздуха $V_T = 6,2 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Число Воббе: $Wo = 24\,535$.

Для возможности проведения испытаний горелки на шахтном газе, из природного газа подготавливался газ близкий по составу к шахтному, имеющий следующий приблизительный состав: CH_4 – 65 %, O_2 – 8 %, N_2 – 27 %. Теплота сгорания шахтного газа: $Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 23\,240 \text{ кДж/м}^3$. Плотность газа при нормальных условиях: $\rho_{\text{r}}^0 = 0,92 \text{ кг/м}^3$. Теоретический расход воздуха $V_{\text{T}} = 5,9 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Число Воббе: $Wo = 32\,660$.

Из характеристик газов видно, что все три вида газа по отношению друг к другу являются невазаимозаменяемыми, так как их числа Воббе отличаются у всех газов более чем на $\pm 5\%$ [20].

Расчёты горелки на различные тепловые нагрузки производились с использованием программного комплекса Microsoft Excel в табличной форме. По результатам расчёта, которые сведены в таблицу А.1, приложения А и таблицу Б.1, Б.2, приложения Б, построены графические зависимости, представленные на рисунке 3.1.

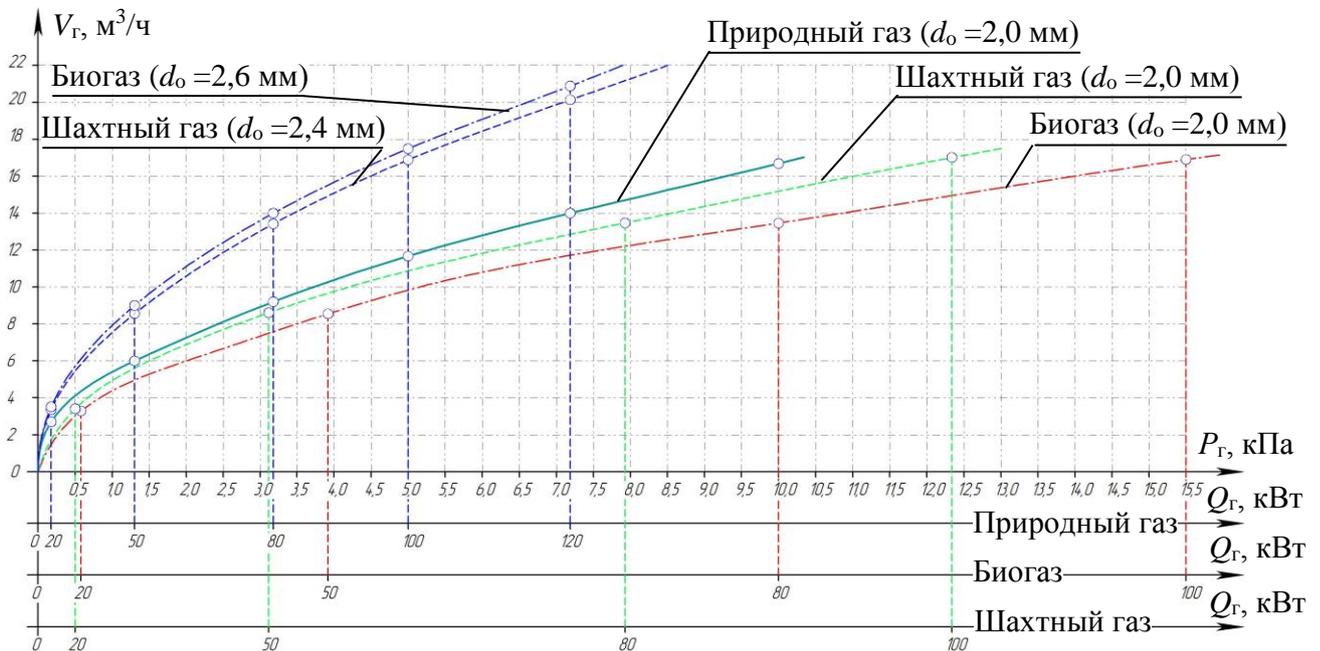


Рисунок 3.1 – Зависимость расходов газов от давления перед горелкой

По построенным зависимостям видно, до каких значений нужно увеличивать или уменьшать давление газа перед горелкой для сохранения её тепловой мощности при переходе на иной по составу невазаимозаменяемый газ при сохранении

коллекторов, рассчитанных на природный газ. Также можно проследить, как требуется изменить давление газа перед горелкой при использовании природного или шахтного газа, если давление газа перед горелкой при использовании природного или шахтного газа, если расчёт коллекторов производился на номинальное давление газа 5,0 кПа с учётом состава невзаимозаменяемого газа. Такое возможно после замены коллекторов горелки при переходе на другой газ. Ценность такого решения заключается в сохранении номинальной тепловой мощности горелки, не изменяя давления газа перед горелкой при переходе на невзаимозаменяемый газ.

В процессе проведения испытаний при переводе горелки на сжигание шахтного газа или биогаза производилась замена коллекторов, при этом номинальное давление газа перед горелкой оставалось постоянным и равным 5,0 кПа.

Для проведения эксперимента было выбрано 4 режима работы горелки 20 %, 50 %, 80 % и 100 % от номинальной нагрузки (20, 50, 80 и 100 кВт), которые соответствуют давлению газа перед горелкой 0,2, 1,3, 3,2 и 5,0 кПа соответственно.

Изменение тепловой мощности горелки в процессе проведения эксперимента производилось путём изменения давления газа перед горелкой.

3.2 Методики экспериментальных исследований эффективности работы воздухораспределительных устройств горелки

Программа испытаний

Программа экспериментальных исследований состоит из исследований равномерности распределения воздуха в поперечном сечении устья щелевой камеры смешения.

1. Без установки воздухораспределительных устройств.

При испытании выполняется проверка способности воздухораспределительного короба с изменяющимся поперечным сечением (клиновидного канала) производить выравнивание скоростей движения воздушного потока вдоль центральной оси сечения щелевой камеры смешения;

2. С установкой на выходе из воздухораспределительного короба воздухо-распределительного устройства, выполненного в виде решётки толщиной 3 мм с отверстиями диаметром 8 мм расположенных с одинаковым продольным и поперечным шагами в коридорном порядке;

3. С установкой на выходе из воздухораспределительного короба воздухо-распределительного устройства, выполненного в виде решётки толщиной 20 мм с отверстиями диаметром 8 мм расположенных с одинаковым продольным и поперечным шагами в коридорном порядке;

4. С установкой на выходе из воздухораспределительного короба воздухо-распределительного устройства выполненного в виде решётки, оснащённой интенсификаторами турбулентного движения потока толщиной 20 мм с размещением гнёзд с интенсификаторами в коридорном порядке с одинаковым продольным и поперечным шагами.

Методы и способы измерения, приборная база

В ходе испытаний параметры, отвечающие за ход аэродинамических процессов, определялись прямым и косвенным методами.

При аэродинамических испытаниях горелки регулируемым параметром является расход воздуха V_v , к не регулируемым параметрам относятся: температура воздуха t_v , и размеры щелевой камеры смешения $L \times B \times H$.

Для замера скоростей движения воздуха на выходе из щелевой камеры смешения горелки применялся цифровой переносной анемометр *Testo 405* [31].

Прибор оснащён измерительным зондом и датчиком измерения температуры потока. Технические характеристики анемометра *Testo 405* [31]:

Погрешность измерения температуры – $\pm 0,5$ °C;

Диапазон измерений скорости движения потока воздуха при температурах ($-20 \div 0$ °C) – $0 \div 5$ м/с;

Диапазон измерений скорости движения потока воздуха при температурах ($0 \div 50$ °C) – $0 \div 10$ м/с;

Погрешность измерений скорости движения потока воздуха при скорости движения ($0 \div 2$ м/с) – $\pm (0,1 \text{ м/с} \pm 5 \% \text{ от измер. знач.})$;

Погрешность измерений скорости движения потока воздуха при скорости движения ($2,01 \div 10$ м/с) – $\pm (0,3 \text{ м/с} \pm 5 \% \text{ от измер. знач.})$.

Описание экспериментальной установки

Исследование равномерности распределения скоростей движения воздуха в сечении камеры смешения производилось на полностью собранном горелочном устройстве (рисунок 3.2), установленном в испытательной лаборатории ООО «Балткотломаш», расположенной по адресу: Санкт-Петербург, ул. Седова д. 57.

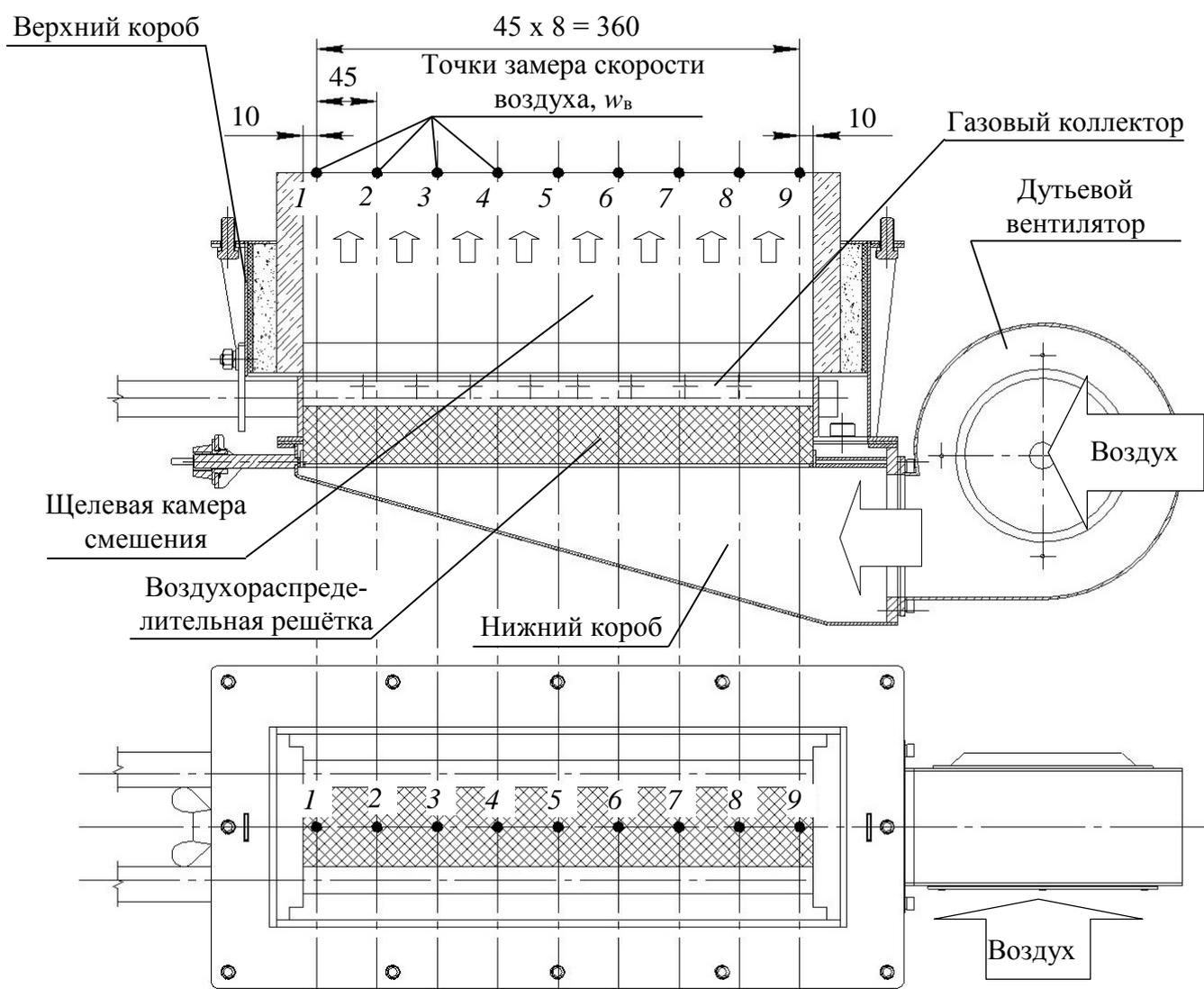


Рисунок 3.2 – Схема испытательного стенда с нанесением точек замера скоростей воздуха

Клиновидный воздухораспределительный короб горелки подключён к низконапорному дутьевому вентилятору, привод которого снабжён частотным регулятором, позволяющим плавно изменять частоту вращения рабочего колеса вентилятора, подбирая требуемый режим работы устройства.

Испытательный стенд для возможности проведения исследований оснащён рядом съёмных воздухораспределительных устройств, конструкции которых кратко описаны в п. 3.2.

Для быстрой замены воздухораспределительного устройства между испытаниями стенд изготовлен в виде двух коробов нижнего – клиновидного воздухораспределительного и верхнего – щелевого, соединяющихся между собой при помощи болтовых соединений через уплотнительную прокладку.

Испытательный стенд оборудован быстросъёмным двухтрубным газовым коллектором, конструктивно исполненным в виде двух отдельных перфорированных труб с одним рядом газовыпускных отверстий на каждой трубе. В период проведения испытаний трубы установлены на своих местах в проектом положении.

Порядок испытаний

Для аэродинамических испытаний выбирается 2 режима работы горелки (верхний и нижний). Режимы выбираются с учётом изменения состава газа и тепловой мощности.

Верхний режим соответствует самому высокому расчётному значению скорости движения воздуха в поперечном сечении щелевой камеры смешения, наблюдающегося при работе горелки со 100 % номинальной тепловой мощностью на природном газе. Нижний режим соответствует самому малому расчётному значению скорости движения воздуха в поперечном сечении щелевой камеры смешения, наблюдающегося при работе горелки с 20 % номинальной тепловой мощностью на шахтном газе.

В период проведения эксперимента дутьевым вентилятором нагнетается из помещения лаборатории атмосферный воздух с температурой $t_{в} = 20$ °С.

Нагнетаемый вентилятором воздух попадает в воздухораспределительный короб (камеру постоянного статического давления клиновидной формы), откуда за счёт разности давлений в камере и окружающей среде, минуя воздухораспределительную решётку (если установлена), поступает в щелевую камеру смешения.

Порядок испытаний системы включает в себя следующую последовательность операций:

1. Изменяя расход подаваемого воздуха, воздействуя на частоту вращения рабочего колеса дутьевого вентилятора, устанавливаем расход воздуха в горелку, соответствующий верхнему или нижнему режимам подачи воздуха;

2. После достижения установившегося режима работы анемометром *Testo* 405 по длине щелевой камеры смешения горелки замеряются скорости движения воздуха в точках 1 ÷ 9, указанных на рисунке 3.2;

3. Снятие показаний скорости движения воздуха с прибора и занесение их в рабочую ведомость наблюдений. Эксперимент повторяется 5 раз для каждой контрольной точки;

4. Обработка результатов измерений при помощи алгоритма математической статистики с определением величин абсолютной и относительной погрешности;

5. Аналитическая обработка полученных результатов, сравнение их с результатами, полученными математическим моделированием при помощи программного комплекса ANSYS Fluent.

Все испытания воздухораспределительных устройств проводятся при режиме работы стенда без подачи газа в коллектор.

3.3 Методика исследования энергетических показателей работы горелки

Программа испытаний

Задача экспериментальных исследований энергетических показателей работы горелки заключается в выявлении оптимальных режимов её работы, а также

оптимальных положений её коллектора при работе на различных по составу невзаимозаменяемых газах. Под оптимальным режимом понимается устойчивая работа горелки с отсутствием химического недожога в уходящих газах.

Согласно из заявленной задаче испытаний была принята следующая программа исследований:

1. Экспериментальные исследования работы горелки на природном газе, биогазе, шахтном газе в зависимости от изменения её тепловой мощности при условии отсутствия химического недожога топлива в уходящих газах. Экспериментальное определение зависимостей минимальных значений коэффициентов избытка воздуха от тепловой мощности горелки при работе на природном газе, биогазе и шахтном газе.

2. Экспериментальные исследования, регулируемых факторов, влияющих на высоту пламени и экологические показатели уходящих газов. Проверка работы горелки с минимальными коэффициентами избытка воздуха в зависимости от изменения тепловой мощности, углов атаки газовых струй, формы профиля щелевой камеры смешения при работе на природном газе, биогазе и шахтном газе.

Методы и способы измерения, приборная база

При проведении экспериментальных исследований параметры, отвечающие за ход тепловых и химических процессов, определялись прямым и косвенным методами измерений.

При испытаниях для контроля режимных параметров работы горелки использовались приборы:

1. Давление газа перед горелкой P_r , расход газа через горелку V_r , а также температура газа t_r , определялась по показаниям автоматизированной системе комплексного учёта *Turbo Flow GFG* [18]. Система представляет собой расходомер, оснащённый датчиком измерения температуры среды и датчиком давления. Система *Turbo Flow GFG* является стационарным измерительным приборным комплексом, устанавливаемым на подающем газопроводе перед горелкой.

Газовый расходомер *Turbo Flow GFG* предназначен для измерения объемных расходов газа их коммерческого или технологического учёта. Место установки прибора показано на рисунке 3.6.

Технические характеристики расходомера *Turbo Flow GFG* [18]:

Характеристики измерителя расхода:

Максимальный расход газа Q_{\max}	–	60 м ³ /ч;
Максимальный расход газа Q_{\min}	–	0,6 м ³ /ч;
Погрешность при (0,006 ÷ 0,01) Q_{\max}	–	± 2 %;
Погрешность при (0,01 ÷ 1,0) Q_{\max}	–	± 1 %.

Характеристики измерителя температуры:

Диапазон измеряемых температур	–	– 50 ÷ + 70 °С;
Абсолютная погрешность прибора	–	± (0,15 + 0,002 t),

где t – измеряемая температура.

Характеристики измерителя давления:

Диапазон измерения давления	–	0 ÷ 20 МПа;
Погрешность прибора	–	± 0,25 %.

Принцип действия расходомера основан на зависимости частоты колебаний струи измеряемой среды в чувствительном элементе прибора от расхода газа, проходящего по трубопроводу. Чувствительным элементом прибора служит струйный автогенератор, частота колебаний в котором прямо пропорциональна объемному расходу, протекающему через устройство формирования перепада давления в проточной части трубопровода.

Прибор оснащён цифровой системой преобразования данных, выполняющей автоматический пересчёт измеряемого расхода для представления фактического значения расхода при нормальных условиях.

Пересчёт фактического расхода в расход при нормальных условиях осуществляется прибором в автоматическом режиме по уравнению (3.1):

$$V_{\Gamma}^0 = V_{\Gamma}^{\Phi} \cdot \frac{T_0}{273 + t_{\Gamma}} \cdot \frac{P_{\text{изб}} + P_{\text{бар}}}{P_0}, \quad (3.1)$$

где V_{Γ}^{Φ} – расход газа при фактических условиях, м³/ч; T_0 – абсолютная температура газа при нормальных условиях, К. ($T_0 = 273,15$ К); t_{Γ} – температура газа, °С; $P_{\text{изб}}$ – избыточное давление газа в системе, Па; $P_{\text{бар}}$ – барометрическое давление, Па; P_0 – нормальное барометрическое давление, Па. ($P_0 = 101,325$ кПа).

Датчик температуры (термопреобразователь сопротивления), применяемый в комплекте с расходомером, обеспечивает измерение температуры газа и соответствует классу А по ГОСТ 8.625 – 2006. Датчик (преобразователь) давления, применяемый в комплекте с расходомером, обеспечивает измерения давления газа.

2. Давление воздуха перед горелкой $P_{\text{в}}$ определялось по показаниям показывающего напоромера НМ-60-1,6 кПа-ТЗ-IP53-М12х1,5, изготовленного по ГОСТ Р 52931 – 2008 [53]. Напоромеры НМ-60 предназначены для измерения малых избыточных давлений воздуха и различных газов неагрессивных к деталям, контактирующим с измеряемой средой. Напоромер является стационарным измерительным прибором, который установлен на подающем патрубке после дутьевого вентилятора горелки. Место установки напоромера показано на рисунке 3.6.

Технические характеристики напоромера НМ-60 [53]:

Диапазон измерения давления	–	0 ÷ + 1,6 кПа;
Погрешность измерения давления	–	± 1,5 %;
Цена деления шкалы прибора	–	20 Па.

3. Температура подаваемого в горелку воздуха $t_{\text{в}}$ определялась радиальным биметаллическим термометром БТ-52.211 предназначенным для измерения температуры жидкостей и газов в отопительных и санитарных установках, в системах кондиционирования и вентиляции [37].

Принцип действия термометра БТ-52.211 основан на деформации чувствительного элемента в зависимости от измеряемой температуры среды. В качестве

чувствительного элемента используется биметаллическая пружина. Пружина изготовлена из двух прочно соединенных металлических пластин, имеющих различные температурные коэффициенты линейного расширения. При изменении температуры пружина изгибается и через систему рычагов вращает стрелку.

Термометры БТ-52.211 являются стационарными измерительными приборами и для измерения температуры подаваемого воздуха установлен в помещении лаборатории. Место установки термометра БТ-52.211 показано на рисунке 3.6.

Технические характеристики радиального биметаллического термометра БТ-52.211 [37]:

Диапазон измерения температуры	–	$0 \div + 60 \text{ }^\circ\text{C}$;
Погрешность измерения температуры	–	$\pm 1,5 \%$;
Цена деления шкалы прибора	–	$1,0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Также значение температуры воздуха в помещении было найдено термопарой типа *K* (NiCr-Ni), входящей в состав автоматического переносного газоанализатора «TESTO-300M» во время самотеста прибора, где измеряемое значение температуры отображалось на электронном дисплее цифрового преобразователя.

4. Разряжение в топочном пространстве ΔP_T определялось по показывающему тягонапомеру ТНМП-52-М2-У3, изготовленного по ГОСТ 15150 [27]. Тягонапомер предназначен для измерения вакуумметрического и избыточного давлений воздуха и неагрессивных газов и является стационарным измерительным прибором, установленным на специальной стойке возле стенда. Датчик тягонапомера выведен во внутренней объём топки. Место установки тягонапомера ТНМП-52-М2-У3 показано на рисунке 3.6.

Технические характеристики тягонапомера ТНМП-52-М2-У3 [27]:

Диапазон измерения давления	–	$- 12 \text{ кПа} \div + 12 \text{ кПа}$;
Класс точности	–	2,5;
Цена деления шкалы	–	0,5 кПа.

5. Температура продуктов сгорания на выходе из топки $t_{\text{гр}}$, а также в контрольных точках по объёму топочного пространства замерялась платинородиевой термопарой типа *ДТП S 021*.

Технические характеристики термопары *ДТП S 021* [41]:

Диапазон измерения температуры	–	0 ÷ + 1300 °С;
Номинальная статическая характеристика	–	ТПП (S);
Класс допуска	–	2,0;
Показатель тепловой инерции	–	не более 5 с.

Термопара установлена в канале для установки термопары водоохлаждаемой газозаборной трубки. Схема газозаборной трубки с установленной в ней термопарой показана на схеме, представленной на рисунке 3.5. Термопара подключена к прибору «*TESTO-300M*», где измеряемое значение температуры отображалось на электронном дисплее цифрового преобразователя.

6. Концентрации содержащегося в продуктах сгорания O_2 , CO , NO_x определялась с помощью автоматического переносного газоанализатора «*TESTO-300M*» немецкого производства, зарегистрированного в Государственном реестре средств измерений за № 12639-91 [59].

Прибор состоит из: электронного блока, пробоотборного зонда, конденсатоуловителя с фильтрами тонкой очистки от механических примесей. В комплекте прибора имеется: принтер, Трубка «Пито», ряд зондов для замера температур и зарядное устройство.

Комплект прибора, а также его функциональная схема с отображением порядка движения анализируемой пробы газа представлена на рисунке 3.3, а его технические характеристики в таблице 3.7 [59].

Схема газоанализатора содержит ряд устройств: три последовательно расположенные электрохимические ячейки, используемые для получения данных по концентрациям O_2 , CO , NO_x ; компрессор для прокачки анализируемой пробы через газовый тракт и электрохимические ячейки; жидкокристаллический дисплей, способный одновременно показывать четыре измеряемые или расчётные величины;

датчик давления; конденсатоуловитель, а также ряд других электронных компонентов, требующихся для функциональной способности прибора. Частота обновления показаний прибора составляет не более 1,5 с.

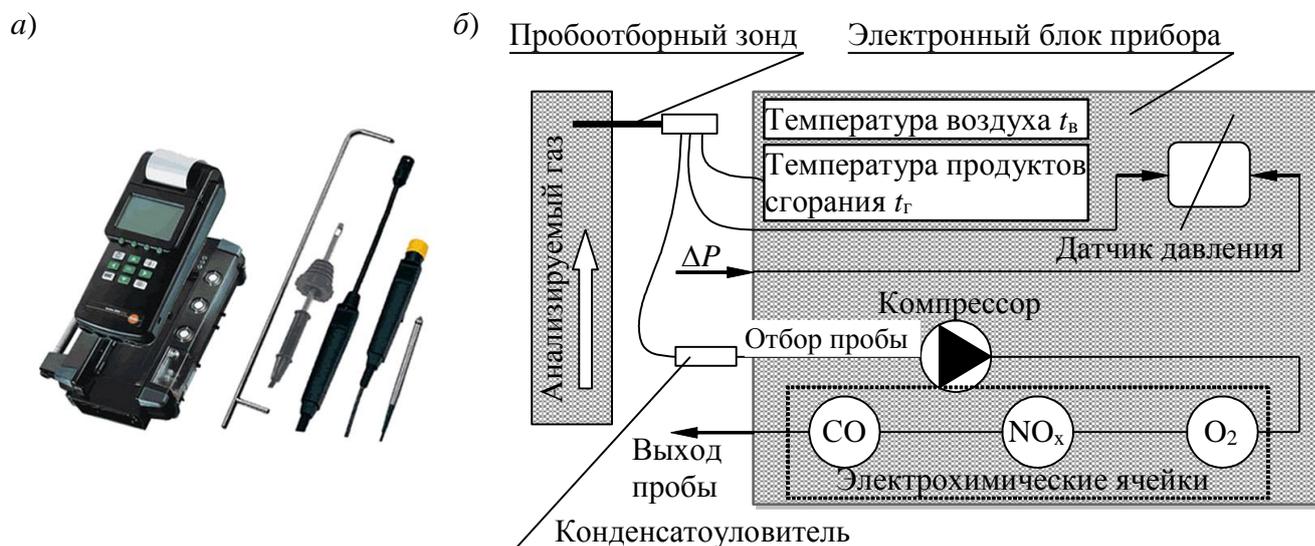


Рисунок 3.3 – Автоматический переносной газоанализатор «TESTO-300M»

а – внешний вид прибора и его комплект с устройствами; б – функциональная схема прибора

Таблица 3.1 – Технические характеристики газоанализатора «TESTO-300M»

Измеряемые величины	Пределы измерения	Разрешающая способность	Погрешность
Температура	40 ÷ +1200 °C	1 °C	± 0,5 % от измер. значения
Давление/Разряжение	± 800 Па	0,1 Па	0,3 Па
Концентрация O ₂ (τ < 20 с.)*	0 ÷ 21 % об.	0,1 % об.	± 0,2 % об.
Концентрация CO** (τ < 30 с)*	0 ÷ 8000 ppm	–	± 5 % от измер. значения
Концентрация NO _x (τ < 20 с)*	0 ÷ 3000 ppm	1 ppm	± 5 ppm

* – максимальное время полного анализа;

** – приведенная величина оксида углерода с поправкой на содержание N₂.

Принцип работы газоанализатора «TESTO-300M» заключается в следующем: анализируемая газоанализатором проба продуктов сгорания оператором отбирается при помощи зонда или водоохлаждаемой газоотборной трубки, которая далее проходит через соединительные резиновые шланги, конденсатоуловитель с фильтрами тонкой очистки и, минуя компрессор, последовательно продвигается через три электрохимические ячейки, после чего сбрасывается в окружающий воздух.

Измеренные значения O_2 , CO , NO_x (ppm), а также температуры продуктов сгорания $t_{п.с}$, $^{\circ}C$ выводятся на электронный дисплей прибора.

Далее пересчет значений содержания CO , снятых с электронного дисплея прибора «TESTO-300 M» из ppm в mg/m^3 производят по выражению (3.2):

$$CO = (CO)_{ppm} \cdot \rho_{CO}, \quad (3.2)$$

где ρ_{CO} – плотность оксида углерода, kg/m^3 ($\rho_{CO} = 1,25 \text{ kg/m}^3$); $(CO)_{ppm}$ – концентрация CO в продуктах сгорания, измеренная с помощью газоанализатора «TESTO-300 M», ppm .

Пересчёт значений концентраций оксида углерода CO взятых при действительных значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha_d > 1$ к значениям концентрации CO при $\alpha = 1$ выполняются по выражению (3.3):

$$(CO)_{пр} = CO \cdot \alpha_d, \quad (3.3)$$

где CO – концентрации оксида углерода в mg/m^3 ; α_d – действительное значение коэффициента избытка воздуха.

Далее пересчет значений содержания NO_x , снятых с электронного дисплея прибора «TESTO-300 M» из ppm в mg/m^3 производят по выражению (3.4):

$$NO_x = (NO_x)_{ppm} \cdot \rho_{NO_x}, \quad (3.4)$$

где ρ_{NO_x} – средняя плотность оксидов азота, kg/m^3 ($\rho_{NO_x} \approx 2,05 \text{ kg/m}^3$); $(NO_x)_{ppm}$ – концентрация NO_x в продуктах сгорания, измеренная с помощью газоанализатора «TESTO-300 M», ppm .

Пересчёт значений концентраций оксидов азота NO_x взятых при действительных значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha_d > 1$ к значениям концентрации NO_x при $\alpha = 1$ выполняются по выражению (3.5):

$$(NO_x)_{пр} = NO_x \cdot \alpha_d, \quad (3.5)$$

где NO_x – концентрации оксидов азота в mg/m^3 .

3.4 Описание экспериментальной установки

Энергоэкологические исследования горелки проводились на специально изготовленном экспериментальном стенде, установленном в испытательной лаборатории организации ООО «Балткотломаш», расположенной по адресу: Санкт-Петербург, ул. Седова д. 57.

Испытательный стенд (рисунок 3.4) конструктивно представляет собой водоохлаждаемый топочный объём $1,2 \text{ м}^3$, внутренняя поверхность которого полностью, за исключением пода снабжена гладкими лучевоспринимающими экранами. Площадь лучевоспринимающей поверхности топки – $5,6 \text{ м}^2$. Удаление продуктов сгорания из топки осуществляется через, размещённый в центральной части потолочного (сводчатого) экрана патрубок диаметром 300 мм. Площадь пода топки составляет $0,76 \text{ м}^2$, высота топочного объёма 1,6 м. Для возможности отбора проб

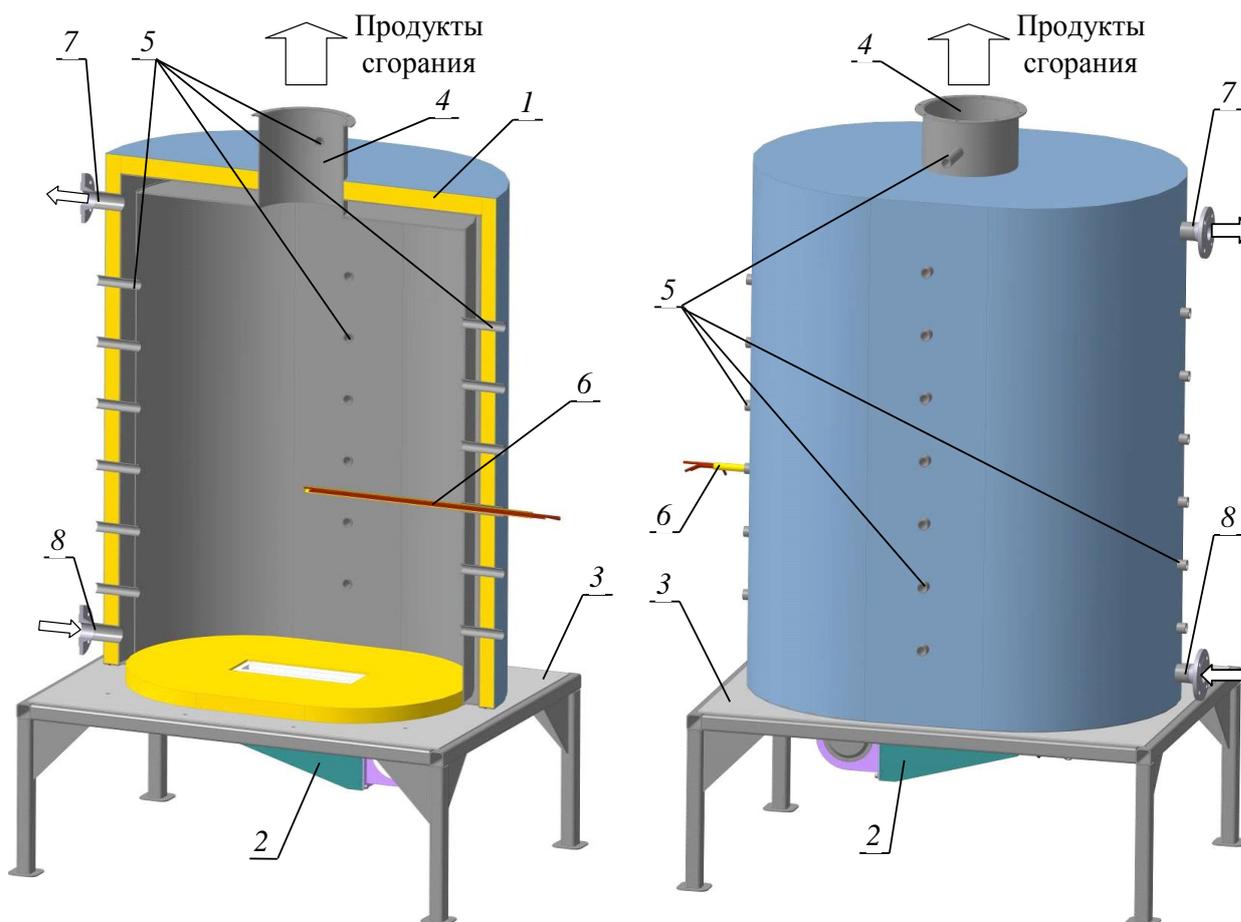


Рисунок 3.4 – Схема экспериментального стенда

1 – теплоизоляция; 2 – горелка; 3 – рама; 4 – патрубок для удаления продуктов сгорания; 5 – пробоотборные лучки; 6 – газоотборная трубка (пробоотборный зонд); 7 – патрубок для удаления нагретого теплоносителя; 8 – патрубок для подачи нагретого теплоносителя

продуктов сгорания на химический анализ, а также замера температуры в контрольных точках по объёму топки в период проведения эксперимента топка с трёх боковых сторон по всей её высоте оснащена пробоотборными лючками, куда предусматривается введение пробоотборного зонда (газоотборной трубки).

Стенд установлен на опорной раме высотой 0,56 м каркасной конструкции, сваренной из стандартного стального проката.

Для снижения тепловых потерь, повышения безопасности и комфортных условий работы со стендом в период проведения испытаний, водоохлаждаемый объём с наружной стороны обложен слоем минераловатного теплоизоляционного материала Rockwool толщиной 50 мм, который с наружной стороны защищён кожухом из листовой стали толщиной 2 мм.

Пробоотборные лючки размещены с трёх сторон топки: два ряда размещаются с обеих торцевых сторон и один ряд с боковой стороны. Пробоотборные лючки изготовлены из труб $33,5 \times 3,2$ мм. В целях предотвращения несанкционированных присосов воздуха в топочный объём во время проведения эксперимента пробоотборные лючки стенда оборудованы закрывающимися колпачками (крышками), открываемыми по мере надобности.

Удаление продуктов сгорания осуществляется искусственной тягой для чего на системе дымоудаления устанавливается дымосос. Двигатель дымососа оснащён частотным регулятором, при помощи которого в период проведения испытаний горелки на различных нагрузках перед каждым исследуемым режимом работы, плавно изменяя частоту вращения рабочего колеса дутьевой машины, подбираем требуемый расход продуктов сгорания. На системе дымоудаления в промежутке между испытательным стендом и дымососом установлен шибер, который в период проведения испытаний на ряду с частотным регулятором дымососа служит в качестве дополнительного устройства для регулирования расхода продуктов сгорания в системе. Так как расход продуктов сгорания связан с разряжением в топке, поэтому для контроля режима работы дымососа используется тягонапоромер, по

которому контролируется устойчивое разрежение в топке создаваемое дымососом на уровне $20 \div 40$ Па.

В целях отбора проб продуктов сгорания на химический анализ и замера локальных температур продуктов сгорания используется водоохлаждаемая газоотборная трубка (пробоотборный зонд). Схема газоотборной трубки представлена на рисунке 3.5. Конструктивно газоотборная трубка представляет собой сварную конструкцию, выполненную из латунных трубок.

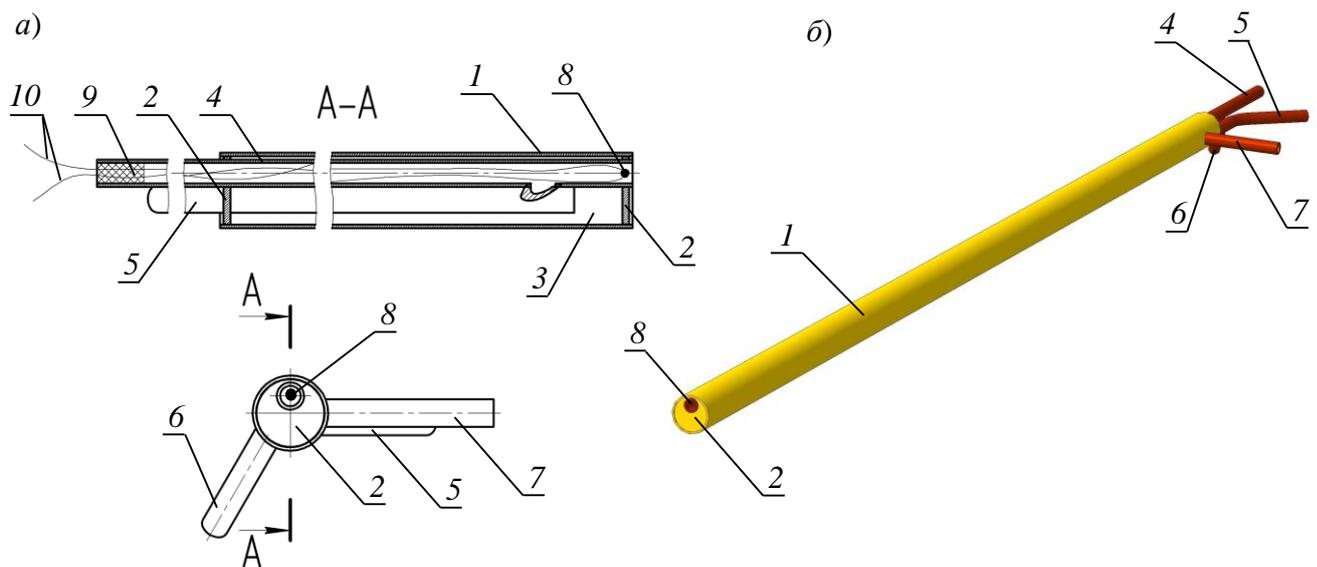


Рисунок 3.5 – Схема устройства газоотборной трубки

a – схема газоотборной трубки; *б* – внешний вид газоотборной трубки; 1 – корпус; 2 – торцевые перегородки; 3 – водоохлаждаемая камера; 4 – канал для установки термопары; 5 – канал для подачи воды на охлаждение; 6 – канал для отбора проб на химический анализ; 7 – канал для отвода охлаждающей воды; 8 – термопара; 9 – уплотнение термопары; 10 – концы термопары для подключения к прибору

Наружная труба диаметром $22 \times 1,0$ мм служит корпусом, внутри которого размещается пучок из трёх латунных трубок диаметром $8,0 \times 1,0$ мм. Межтрубное пространство пучка, ограниченное внутренней поверхностью корпуса, является водоохлаждаемой камерой, через которую насосом прокачивается вода. Пучок труб включает в себя три трубки, одна из которых служит каналом для установки термопары, вторая – каналом для отбора пробы на химический анализ, третья – каналом для подачи охлаждающей жидкости. Концы термопары подключаются к прибору, где производится анализ термо-ЭДС с выводом значения измеряемой температуры на цифровой дисплей прибора.

Канал для отбора пробы на химический анализ через резиновый шланг подсоединяется к входному штуцеру газоанализатора «TESTO-300 M», где согласно схеме работы прибора, показанной на рисунке 3.3, б) производится анализ продуктов сгорания на содержание CO, NO_x и O₂. Каналы для подачи и отвода охлаждающей жидкости подключаются к насосу.

Для отбора тепловой энергии от лучевоспринимающих экранов стенд подключен к водяной системе теплоснабжения, и работал на нагрев теплоносителя аналогично водогрейному отопительному котлу. На подающем и обратном трубопроводе для контроля температуры нагреваемого теплоносителя установлены жидкостные термометры, на обратном трубопроводе перед подачей теплоносителя в топку установлен расходомер. Движение теплоносителя по линии осуществлялось циркуляционным насосом, установленным на обратном трубопроводе.

Для возможности проведения испытаний стенд подключён к системе газоснабжения испытательной лаборатории, запитываемой от шкафного ГРУ, где существует возможность изменять давление газа перед горелкой в пределах предусмотренных программой испытаний.

Система газоснабжения стенда снабжена рядом устройств необходимых для контроля параметров работы горелки. Схема газоснабжения стенда показана на рисунке 3.6.

Для осуществления возможности поворота коллекторных труб с целью изменения угла атаки газовых струй β , коллектора к системе газоснабжения подключаются при помощи гибких подводок.

Для успешного проведения испытаний горелки на невзаимозаменяемых газах, требуется провести подготовку различных по составу газов.

При испытаниях на природном газе в горелку подаётся природный газ из городской сети газоснабжения Санкт-Петербурга с расходами, соответствующими программе проведения испытаний. Для проведения испытаний горелки на шахтном газе или биогазе в системе предусмотрена возможность их подготовки из природного газа. С этой целью было разработано и установлено устройство, позволяющее

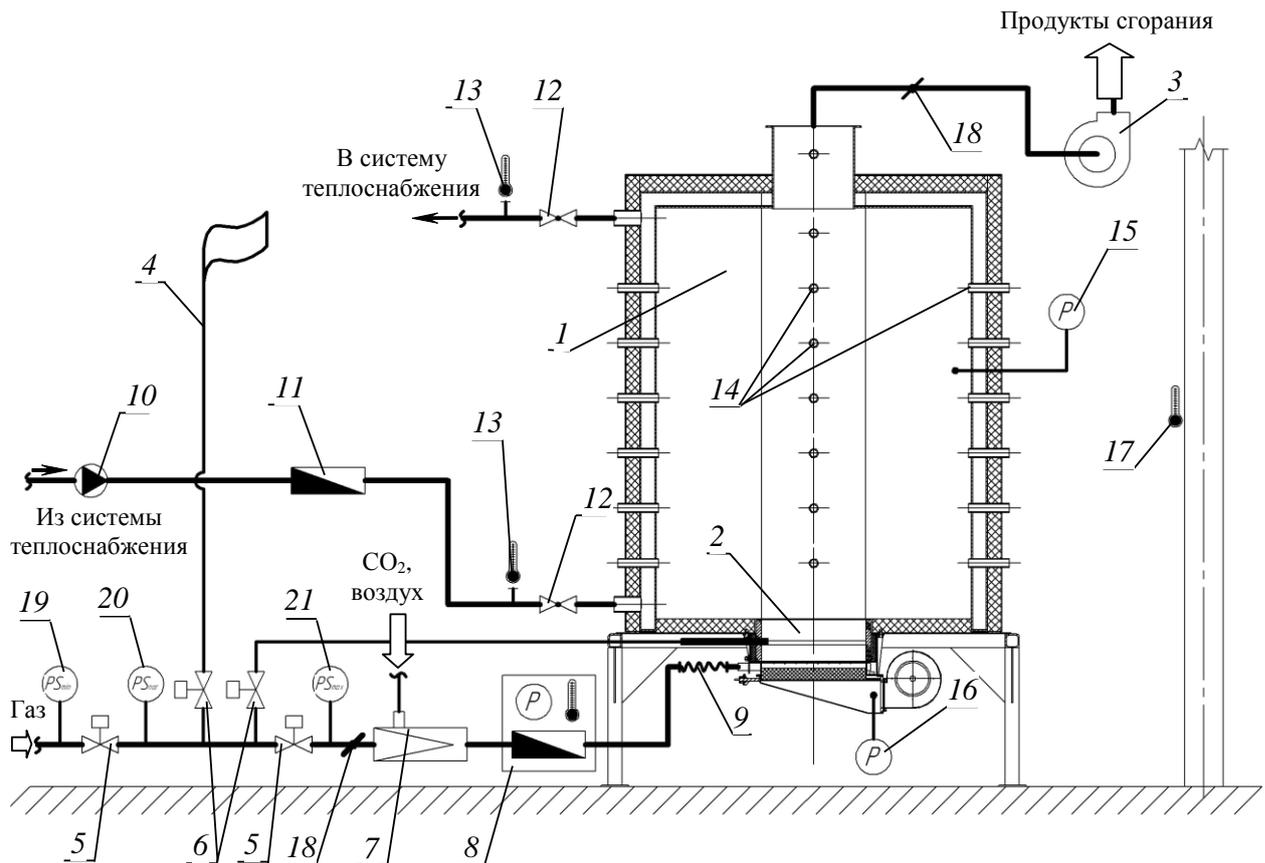


Рисунок 3.6 – Схема подключения экспериментального стенда к системе газоснабжения лаборатории

1 – топочный объём; 2 – горелка; 3 – подающий трубопровод системы теплоснабжения; 4 – трубопровод безопасности; 5 – запорные устройства на подающем газопроводе; 6 – запорное устройство на трубопроводе безопасности и подающем трубопроводе запальника; 7 – газовый смеситель; 8 – система комплексного учёта газа *Turbo Flow GFG*; 9 – гибкая вставка; 10 – циркуляционный насос; 11 – расходомер; 12 – запорные устройства системы теплоснабжения; 13 – термометр; 14 – пробоотборные лючки; 15 – тягонапоромер ТНМП-52-М2-УЗ; 16 – напоромер НМ-60; 17 – термометр БТ-52.211; 18 – заслонка; 19 – датчик контроля минимального давления газа на входе; 20 – датчик контроля герметичности; 21 – датчик контроля максимального давления перед горелкой

в системе газоснабжения до подачи топлива горелку – газовый смеситель, устройство которого показано на рисунке 3.7.

Смеситель представляет собой трубу, конструктивно разделённую внутри на ряд отсеков. Природный газ из системы поступает в приёмную камеру смесителя. Далее дробясь на систему струй поступает в кольцевую камеру окружающую перфорированную трубу. С противоположного конца в кольцевую камеру под давлением поступает балластный газ, используемый для подготовки биогаза или шахтного газа.

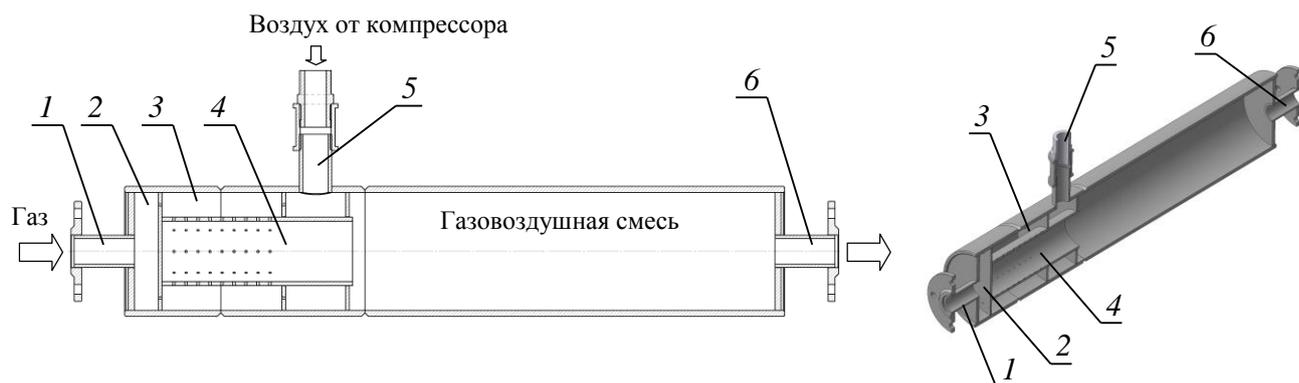


Рисунок 3.7 – Схема газового смесителя

1 – патрубок для подачи природного газа; 2 – приёмная камера; 3 – смесительная камера; 4 – перфорированная труба; 5 – патрубок для подачи воздуха или углекислого газа; 6 – патрубок для отбора подготовленного газа (биогаза или шахтного газа)

Для подготовки биогаза используется углекислый газ CO_2 , для подготовки шахтного газа, к природному газу подмешивается воздух. После прохождения перфорированной трубы подготовленная газовоздушная смесь, дробясь на струи, тщательно перемешивается и двигаясь вдоль смесительной камеры через патрубок для отбора подготовленного газа, минуя систему комплексного учёта газа *Turbo Flow GFG*, поступает в газогорелочное устройство. Изменяя расходы подаваемого балластного газа природного газа, можно изменять состав подготавливаемого газа. Расходы подмешиваемых балластных газов (диоксида углерода и воздуха) зависят от расходов природного газа для нагрузок при которых проводятся испытания (20 %, 30 %, 40 %, 50 %, 80 % и 100 % от номинальной) рассчитаны и представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Расходы подмешиваемых балластных газов (диоксида углерода и воздуха)

Топливо	Расход, м ³ /ч	Процент нагрузки горелки					
		20 %	30 %	40 %	50 %	80 %	100 %
Биогаз	CH ₄	2,02	3,04	4,05	5,06	8,10	10,12
	CO ₂	1,09	1,64	2,18	2,73	4,36	5,45
Шахтный газ	CH ₄	2,02	3,04	4,05	5,06	8,10	10,12
	Воздух	1,09	1,64	2,18	2,73	4,36	5,45

Согласно разработанной программе проведения энергоэкологических испытаний, после разработки стенда составлена карта контрольных точек в которых

проводились предусмотренные программой замеры. Карта экспериментальных контрольных точек представлена на рисунок 3.8.

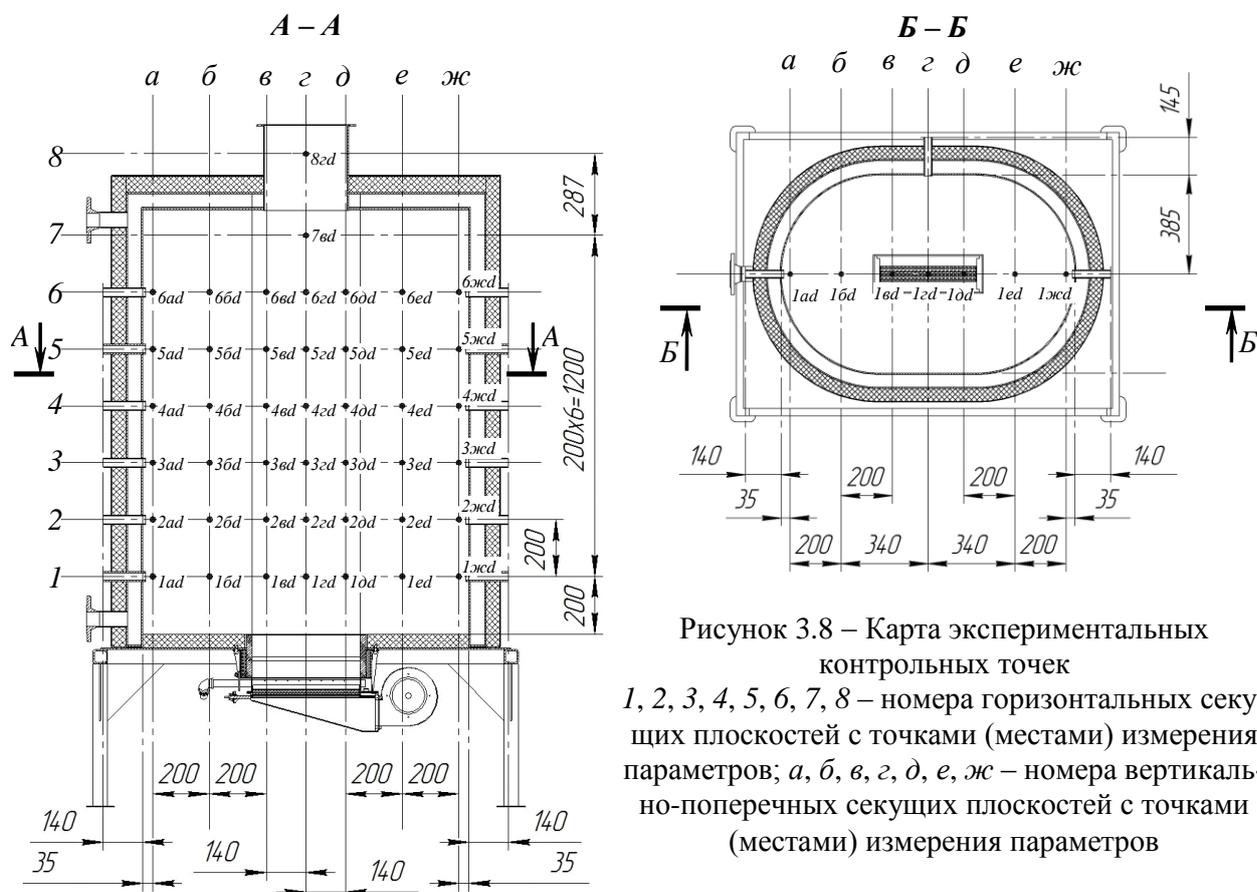


Рисунок 3.8 – Карта экспериментальных контрольных точек
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 – номера горизонтальных секущих плоскостей с точками (местами) измерения параметров; а, б, в, г, д, е, ж – номера вертикально-поперечных секущих плоскостей с точками (местами) измерения параметров

Порядок испытаний

Все испытания работы горелки проводились:

- а) на природном газе, биогазе, шахтном газе;
- б) для четырёх контрольных значений развиваемой тепловой мощности 20 %, 50 %, 80 % и 100 % от номинальной;
- в) для трёх значений углов атаки газовых струй поперечного набегающего потока воздуха 27° – при работе горелки на природном газе, 23° – при работе горелки на биогазе и шахтном газе, 45° и 60° – при работе на всех видах, применяемых при исследовании газов;
- г) для двух форм профиля щелевой камеры смешения.

Порядок испытаний по первому пункту программы включает в себя следующую последовательность операций:

1. Плавное выведение горелки на принятый при испытаниях процент тепловой мощности. Ожидание установившегося режима работы горелки;
2. Проведение замеров температуры уходящих газов и отбор проб продуктов сгорания на химический анализ. Измерение содержания CO и O₂ в уходящих газах;
3. Снятие показаний с прибора и занесение их в рабочую ведомость наблюдений. Снятие показаний повторяется 5 раз для каждого контрольного режима работы горелки;
4. Обработка результатов измерений при помощи алгоритма математической статистики с определением величин абсолютной и относительной погрешностей измерений;
5. Построение графических зависимостей минимального коэффициента избытка воздуха от тепловой мощности горелки или давления газа перед горелкой $\alpha = f(Q_r, P_r)$ для природного газа, биогаза и шахтного газа;
6. Аналитическая обработка полученных результатов их описание. Формулировка основных выводов.

Порядок испытаний по второму пункту программы включает в себя следующую последовательность операций:

1. Плавное выведение горелки на принятый для испытаний процент тепловой мощности. Ожидание установившегося режима работы горелки при минимальном коэффициенте избытка воздуха;
2. Проведение замера температуры уходящих газов и отбор проб продуктов сгорания на газовый анализ через пробоотборные лючки по высоте топочного пространства. Измерение содержания CO и O₂ в контрольных измерительных точках;
3. Снятие показаний с прибора и занесение их в рабочую ведомость наблюдений. Снятие показаний повторяется 5 раз для каждого контрольного режима работы горелки;

4. Обработка результатов измерений при помощи алгоритма математической статистики с определением величин абсолютной и относительной погрешностей измерений;

5. Построение графических зависимостей изменения концентраций CO_2 , O_2 и CO по высоте топочного пространства в зависимости от угла атаки газовых струй, от тепловой мощности формы профиля щелевой камеры смешения и вида используемого газа;

6. Аналитическая обработка полученных результатов их описание. Формулировка основных выводов.

Взятие показаний на содержание в продуктах сгорания оксидов азота NO_x проводилось только при работе горелки на природном газе, биогазе и шахтном газе с номинальной тепловой мощностью и оптимальными углами атаки газовых струй. Данные представлены в картах работы стенда, представленных в главе 5, п. 5.3.

3.5 Методика обработки экспериментальных данных методом математической статистики

Измерение – это процесс сравнения измеряемой физической величины с её значением, принятым за единицу измерения.

Для повышения надежности экспериментальных данных требуется правильно оценивать погрешность измерений.

Погрешности измерений по характеру изменения во времени делятся на систематические и случайные [9, 11, 21, 26].

Систематическая погрешность остается постоянной или же закономерно изменяется при повторных измерениях одной и той же величины. Систематические погрешности устраняются или учитываются путем соблюдения методик проведения каждого отдельно взятого измерения, усовершенствования теории обработки данных или введения поправки.

Случайная погрешность неустранима, так как изменяется случайным образом в серии повторных измерений одного и того же замера физической величины.

Роли случайных погрешностей могут быть снижены путём проведения достаточно большого количества измерений.

При проведении измерений возможны грубые ошибки, называемые промахами.

Промах является случайной погрешностью результата отдельного измерения из ряда измерений, которая для данных условий резко отличается от остальных результатов. Результаты измерений, являющиеся грубыми ошибками, значительно отличаются от других по величине и исключаются при первичной обработке экспериментальных данных [9, 11, 21, 27].

Отклонение приближенного значения результата измерения какой-либо физической величины от истинного значения характеризуется абсолютной и относительной погрешностью. Разность между результатом измерения и действительным значением физической величины является абсолютной погрешностью измерения и выражается в единицах измеряемой величины. Относительной погрешностью измерения является отношение абсолютной погрешности к действительному значению измеряемой величины.

Главной задачей методики обработки экспериментальных данных является исключение влияния погрешностей измерений на полученные результаты.

После первичной обработки полученных данных и отсеивания имеющихся промахов по количеству дублируемых измерений определяется величина среднего арифметического значения измерения \bar{x} :

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3.6)$$

где x_i – единичное значение измеряемой i -ой величины, снятое с табло прибора; n – количество дублирующих измерений.

Дисперсия выборки (стандартное отклонение) D_x :

$$D_x = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2, \quad (3.7)$$

Дисперсия является мерой рассеивания единичных измерений от среднего значения.

Среднеквадратичная погрешность отдельного измерения S_x определяется по выражению:

$$S_x = \sqrt{D_x}. \quad (3.8)$$

При конечном количестве измерений значение среднеквадратичной ошибки среднего арифметического S_x^6 будет определяться по формуле:

$$S_x^6 = \frac{S_x}{\sqrt{n}}. \quad (3.9)$$

При $n \rightarrow \infty$ ошибка выборки приближается к предельной ошибке единичного измерения прибора.

Абсолютная погрешность выборки E_x^6 , определяется по формуле:

$$E_x^6 = Z \cdot S_x^6, \quad (3.10)$$

где Z – коэффициент Стьюдента, зависящий от числа проведенных измерений и выбранной доверительной вероятности α (при вероятности $\alpha = 0,95$ и количестве измерений равным 5 – значение коэффициента Стьюдента $Z = 2,78$).

Суммарная ошибка серии прямых измерений E_x :

$$E_x = \sqrt{(E_x^u)^2 + (E_x^6)^2}, \quad (3.11)$$

где E_x^u – абсолютная ошибка единичного измерения, принимаемая по ГОСТ 11.002 – 73 равной половине цены наименьшего деления шкалы используемого прибора.

В качестве закона распределения случайных измерений принятый нормальный закон распределения Гаусса.

Каждая серия измерений подвергалась очистке, чтобы все единичные измерения укладывались в пределы отклонений (доверительный интервал):

$$(\bar{x} - E_x) \div (\bar{x} + E_x). \quad (3.12)$$

Далее результаты обработки данных измерений представляются в виде (3.13) или (3.14):

$$x = \bar{x} \pm E_x; \quad (3.13)$$

$$\delta_x = \frac{E_x}{\bar{x}} \cdot 100. \quad (3.14)$$

где x – величина математического ожидания (истинное значение величины из серии измерений); δ_x – относительная предельная ошибка измерения.

Любое округление чисел представляет собой систематические ошибки. Поэтому все вычисления производились с числом значащих цифр, превышающим на единицу число цифр, полученных при измерении или табличных значений. При относительной погрешности измерений от 1 до 10 % число значащих цифр – не менее трех, а при более высокой точности – не менее четырех. Если табличные или литературные данные приводились без указания погрешности, то она принималась половине последней значащей цифры значения.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3

1. Разработана программа и порядок экспериментальных исследований эффективности работы воздухораспределительных устройств горелки.
2. Разработана программа экспериментальных исследований энергетических показателей работы горелки на природном газе, биогазе, шахтном газе в зависимости от изменения её тепловой мощности и условия отсутствия химического недожога.
3. Разработана программа исследования влияния режимных параметров на высоту пламени.
4. Определён требуемый парк приборов для проведения всех необходимых испытаний.
5. Разработана принципиальная схема системы газоснабжения экспериментального стенда, с установкой всех необходимых устройств и элементов для успешного проведения испытаний.

6. Разработана смесительная установка (газовый смеситель) требующаяся для подготовки газа близкого по химическому составу к биогазу и шахтному газу на основе природного газа.

7. Представлен алгоритм обработки полученных экспериментальных данных методом математической статистики.

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ ЩЕЛЕВОЙ КАМЕРЫ СМЕШЕНИЯ

Исследования работы воздухораспределительной системы горелки проводились двумя способами: методом численного моделирования процессов течения среды с использованием программного комплекса ANSYS Fluent 16,0 [108] и натурным экспериментом.

4.1 Исследования формы сечения воздухораспределительного короба с использованием программного комплекса ANSYS Fluent

Анализ работы аэродинамической системы горелки проводился по результатам численного моделирования её воздухораспределительной системы. Для моделирования использовался комплекс ANSYS Fluent, который представляет собой сложный многофункциональный программный комплекс, позволяющий путём решения дифференциальных уравнений, подключаемых пользователем к расчёту в зависимости от вида задаваемого анализа, просчитать ход нелинейных физических процессов в сложных пространственных системах [108, 112].

Основной расчётный алгоритм, которым следовал программный комплекс при расчёте пространственных математических моделей в краткой форме изложен в приложении 3.

Численному решению задач связанных с течениями в каналах различных геометрических форм посвящено много работ [110, 114, 115, 125, 129, 132-134, 136-138, 147, 149] и др.

Для постановки задач моделирования в ANSYS Fluent на основании созданных с использованием САД-систем пространственных геометрий сборки были созданы пространственные геометрии, описывающие внутренний объём всех подвергаемых численному моделированию аэродинамических систем.

После построения, требующегося преобразования, и, дальнейшей оптимизации расчётных пространственных геометрий в редакторе ANSYS Design Modeler,

геометрия передавалась в сеточный генератор ANSYS Meshing, где впоследствии была сгенерирована нерегулярная, конформная тетраэдральная расчётная сетка конечных объёмов, с качеством, позволяющим с достаточной для данной задачи точностью смоделировать характер движения протекающих в объёме аэродинамических процессов.

На следующем этапе построенная расчётная сетка передана в решатель ANSYS Fluent для определения параметров моделирования, наложения граничных условий на поверхности модели и получения решения. Все задачи решались для установившегося режима работы аэродинамической системы итеративным путём.

Для моделирования турбулентных течений в ряде моделей была выбрана *Realizable k-ε* модель турбулентности, в тех моделях, где имеются сложные вихревые течения, в целях улучшения сходимости расчётной задачи, использовалась *Transient SST* модель турбулентности, позволяющая совместно решать уравнения, описывающие *k-ε* и *k-ω* модели турбулентности. Для решения дифференциальных уравнений использовался метод SIMPLE с уравнениями второго порядка точности [55, 112].

Моделирование проводилось для пяти различных вариантов исполнения конструкции воздухораспределительной системы, двух различных форм сечения целевой камеры смешения (постоянного и переменного профилей), двух крайних режимов работы горелки без учёта подачи газа в двухтрубный коллектор.

Согласно предварительно выполненным расчётам основных размеров деталей горелки с номинальной проектной тепловой мощностью 100 кВт, минимальный расход воздуха ($V_B = 22,7 \text{ м}^3/\text{ч}$), соответствующий крайнему нижнему мощностному пределу работы горелки будет наблюдаться при работе горелки с мощностью 20 % от номинальной (20 кВт) на шахтном газе, а максимальный расход воздуха ($V_B = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$), соответствующий крайнему верхнему мощностному пределу работы будет наблюдаться при работе горелки на природном газе с 100 % номинальной мощностью (100 кВт).

Первая модель представляла собой аэродинамическую систему, оснащённую воздухораспределительным коробом с неизменяющимся по длине поперечным сечением без установки в основании щелевой камеры смешения горелки воздухораспределительных устройств (воздух направляется в камеру смешения напрямую). Геометрические размеры воздухораспределительного короба 116 x 130 x 430 мм. Размеры воздухоподающего патрубка для подключения дутьевого вентилятора 94 x 92 мм. В верхней части короб имеет, размещённый вдоль его продольной осевой прямоугольный канал размером 60 x 380 мм. Канал служит для подачи воздуха в щелевую камеру смешения и полностью совпадает с ней по размерам поперечного сечения.

Вторая модель представляет собой аэродинамическую систему, отличающуюся от предыдущей тем, что в ней используется воздухораспределительный короб с изменяющимся по длине поперечным сечением (клиновидный короб), геометрические размеры которого рассчитаны по уравнению поперечного сечения воздухопровода равномерной раздачи с использованием методики представленной в приложении В.

Третья модель представляет собой аэродинамическую систему, отличающуюся от предыдущих тем, что в ней в комбинации с клиновидным коробом используется воздухораспределительное устройство в виде перфорированного листа толщиной 3 мм с равномерно размещёнными в коридорном порядке с одинаковыми поперечными и продольными шагами отверстий диаметром 8 мм.

Четвёртая модель представляет собой аэродинамическую систему, отличающуюся от предыдущих тем, что в ней в комбинации с клиновидным коробом используется воздухораспределительное устройство в виде перфорированного листа (решётки) толщиной 20 мм с равномерно размещёнными на нём в коридорном порядке с одинаковыми поперечными и продольными шагами отверстий диаметром 8 мм.

Пятая модель представляет собой аэродинамическую систему, отличающуюся от предыдущих тем, что в ней в комбинации с клиновидным коробом используется устройство представляющее собой воздухораспределительную решётку, оснащённую интенсификаторами турбулентного движения воздушного потока.

Все полученные результаты моделирования равномерности распределения воздуха на выходе из щелевой камеры смешения вдоль её продольной центральной осевой (линии контроля скорости (рисунок 4.1), обработаны и наглядно представлены на совмещённых, построенных по результатам расчёта в программном комплексе ANSYS Fluent графических зависимостях.

Для варианта применения щелевой камеры смешения постоянного сечения при минимальном и максимальном расходе воздуха расчётные зависимости представлены на рисунке 4.2, а) и рисунке 4.2, б) соответственно. Для варианта применения щелевой камеры смешения переменного сечения (профильной) при минимальном и максимальном расходе воздуха через горелку расчётные зависимости представлены на рисунке 4.2, в) и рисунке 4.2, г) соответственно.

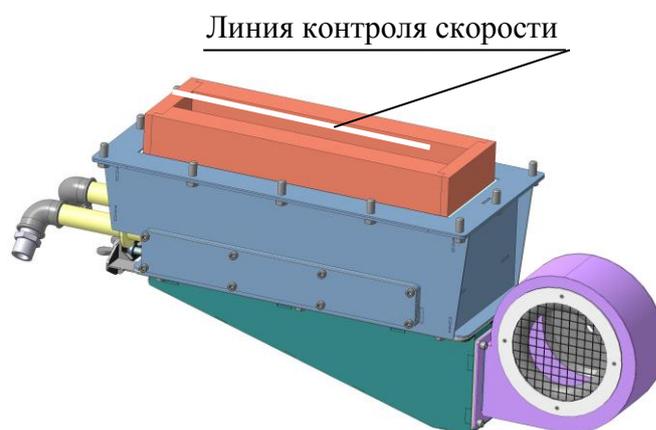


Рисунок 4.1 – Положение линии контроля скорости

Результаты моделирования аэродинамической системы в ANSYS Fluent с неизменяющимся и изменяющимся поперечным сечением короба без установки в основании щелевой камеры смешения воздухораспределительного устройства для обоих видов щелевого канала и двух крайних режимов работы горелки показали крайне неудовлетворительное распределение скоростей.

На зависимостях видно, что при максимальном расходе воздуха на входе в горелку по длине щелевой камеры смешения (линии контроля скорости) скорость воздуха варьируется в весьма широких пределах – $0 \div 4,0$ м/с, при минимальных

расходах воздуха на входе скорость варьируется – $0 \div 0,7$ м/с, а профиль распределения скоростей остаётся геометрически подобным, наблюдающемуся при максимальном его расходе. Максимальные значения скорости для обеих конфигураций профиля щелевой камеры смешения располагаются ближе к концу щелевого канала максимально удалённого от воздухоподающего патрубка горелки. Такое распределение скоростей потока объясняется действием неравномерно распределённых по сечению сил динамического давления, усиливающих своё воздействие на площадь проходного сечения основания щелевой камеры смешения к дальнему концу воздухоподающего короба.

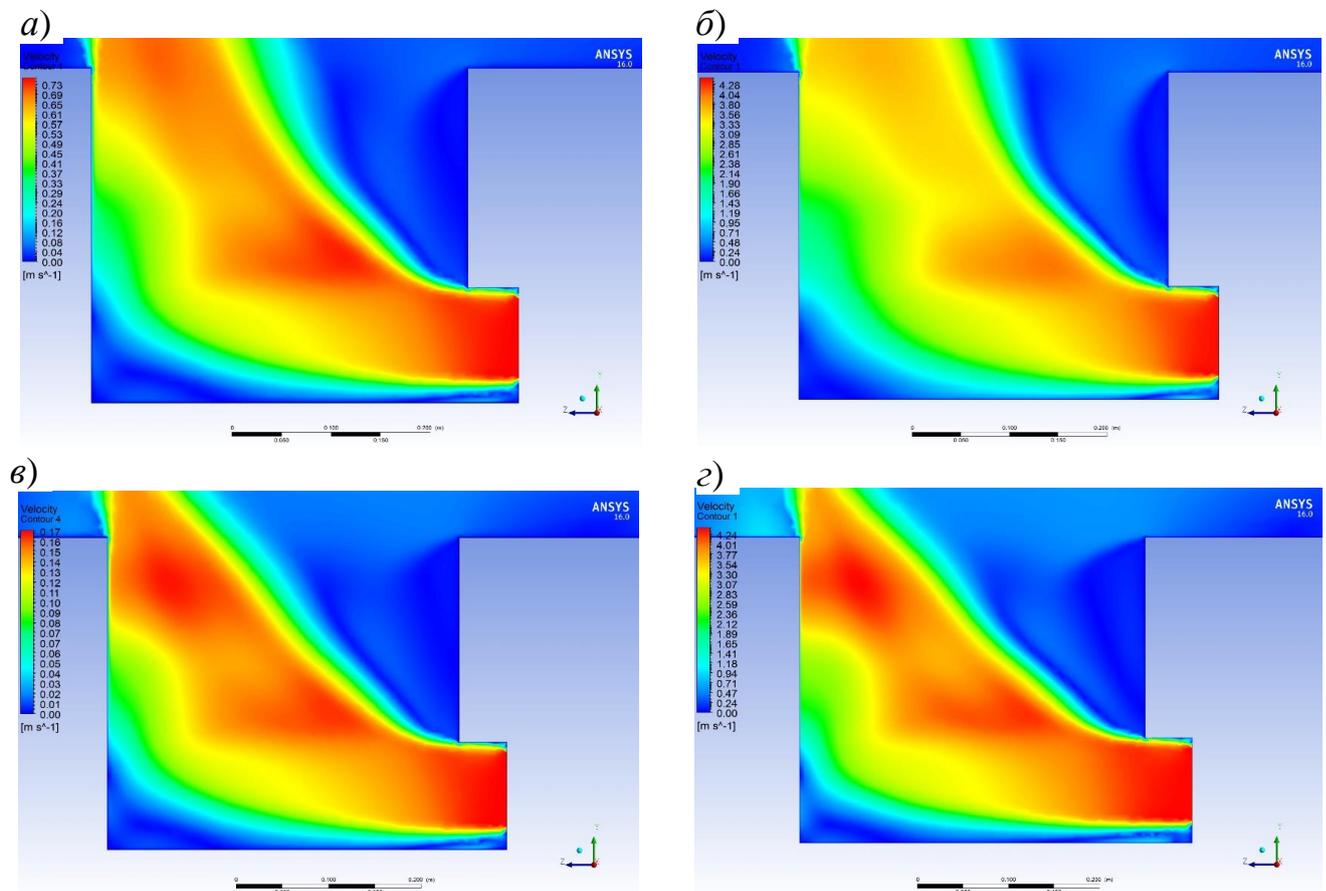


Рисунок 4.2 – Модели процессов движения воздуха в воздухораспределительной системе горелки с применением короба постоянного по длине сечения без установки перед щелевой камерой смешения воздухораспределительных устройств
a – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением; *б* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением; *в* – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с изменяющимся сечением; *з* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с изменяющимся сечением

На моделях видно (рисунок 4.2), что вдоль линии контроля скорости при приближении к воздухоподающему патрубку, в наименее удалённой от места подачи воздуха её половине наблюдается массивная зона возвратных (циркуляционных) токов, а в наиболее удалённой от места подачи воздуха её половине прослеживается резкий рост скоростей, достигающий максимальных значений. Такая картина распределения потоков крайне неудовлетворительна для работы горелок. В этом случае не будет обеспечиваться в щелевой камере смешения автомодельность процессов смесеобразования при струйной раздаче газа. Высокие перепады скоростей создадут большую неравномерность образования газозвушной смеси, где в зоне с доминированием высоких скоростей воздуха не перемешанный с окислителем газ будет быстро выноситься из щелевой камеры смешения в топку, что приведёт к неравномерности высоты факела по длине щелевой камеры смешения. Зона возвратных токов, наблюдающаяся в конце щелевой камеры смешения ближайшей к патрубку подачи воздуха, увеличивает время образования газозвушной смеси и приведёт к местному проседанию основания факела в горелку. Такое явление, вследствие контакта, не перемешанного с воздухом углеводородного топлива с раскалёнными поверхностями огнеупорных плит, ускорит в камеры смешения отложение сажи и приведёт к перегреву коллекторов горелки в процессе её эксплуатации. Учитывая характер распределения скоростей движения среды в топочной камере, хорошо видно, что в процессе работы горелки факел будет отклоняться от вертикального положения в сторону противоположную месту размещения воздухоподающего патрубка, что в топках с лучевоспринимающими поверхностями нагрева приведёт к неравномерному распределению удельных тепловых напряжений, крайне нежелательных при эксплуатации тепловых установок.

Результаты моделирования аэродинамической системы оборудованной воздухораспределительным коробом с изменяющимся поперечным сечением и установленными различными по конструкции воздухораспределительными устройствами для обеих форм профилей щелевой камеры смешения показали несколько

более лучшие результаты по равномерности распределение скоростей воздушного потока в поперечном сечении щелевой камеры смешения на выходе (рисунок 4.3).

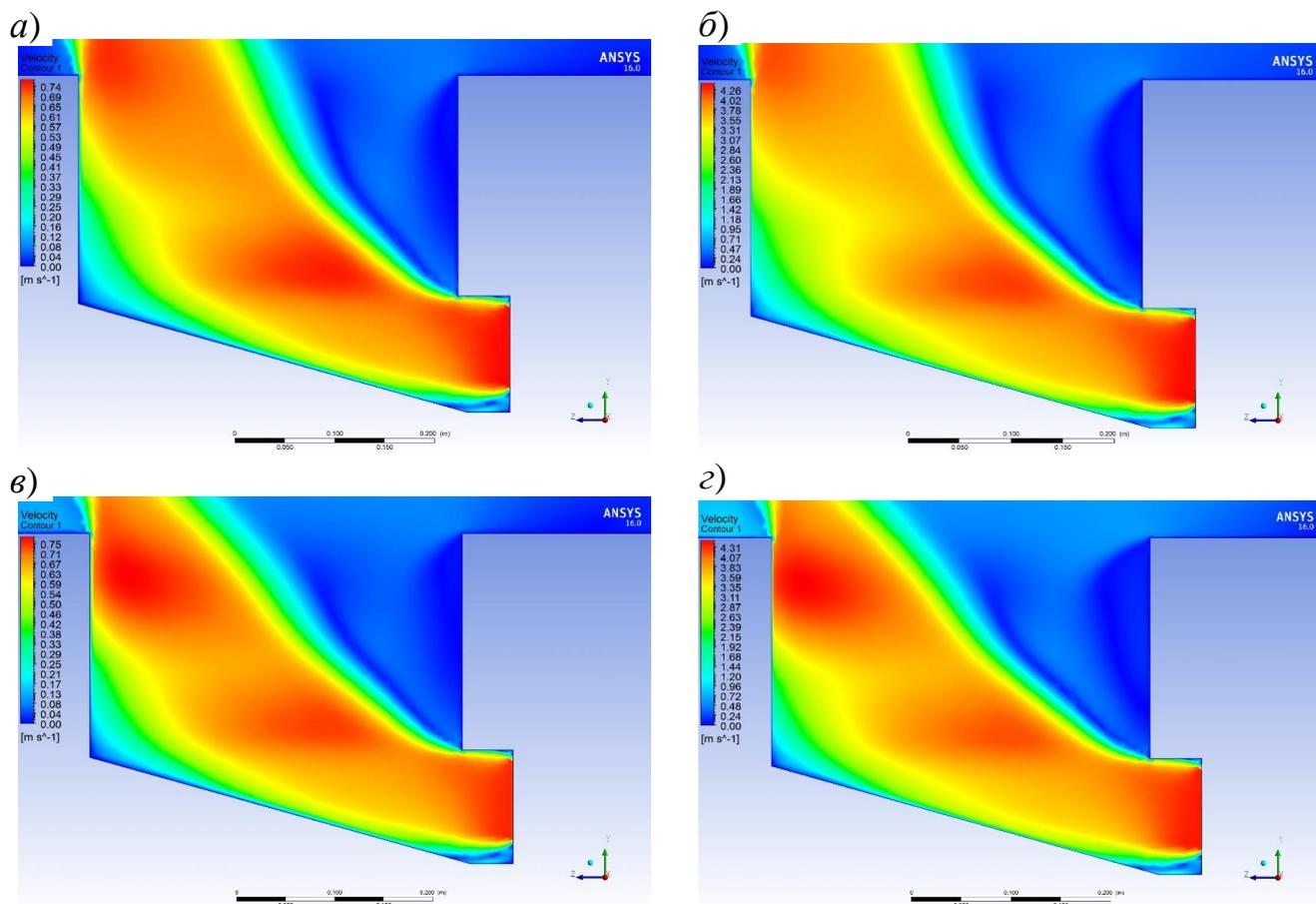


Рисунок 4.3 – Модели процессов движения воздуха в воздухораспределительной системе горелки с применением короба переменного по длине сечения без установки перед щелевой камерой смешения воздухораспределительных устройств
а – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением; *б* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением; *в* – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с изменяющимся сечением; *г* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с изменяющимся сечением

После оснащения аэродинамической системы простейшим воздухораспределительным устройством, представляющим собой перфорированный лист толщиной 3 мм с отверстиями, равномерность распределения воздуха по сравнению с двумя предыдущими вариантами значительно улучшилось. На графиках (рисунок 4.4 и рисунок 4.5) и моделях (рисунок 4.6), построенных при помощи системы ANSYS Fluent видно, что воздушный поток значительно выровнялся, однако в первой трети длины щелевой камеры смешения, считая от патрубка подачи воздуха, присутствует зона циркуляционных токов, которая по сравнению с предыдущими

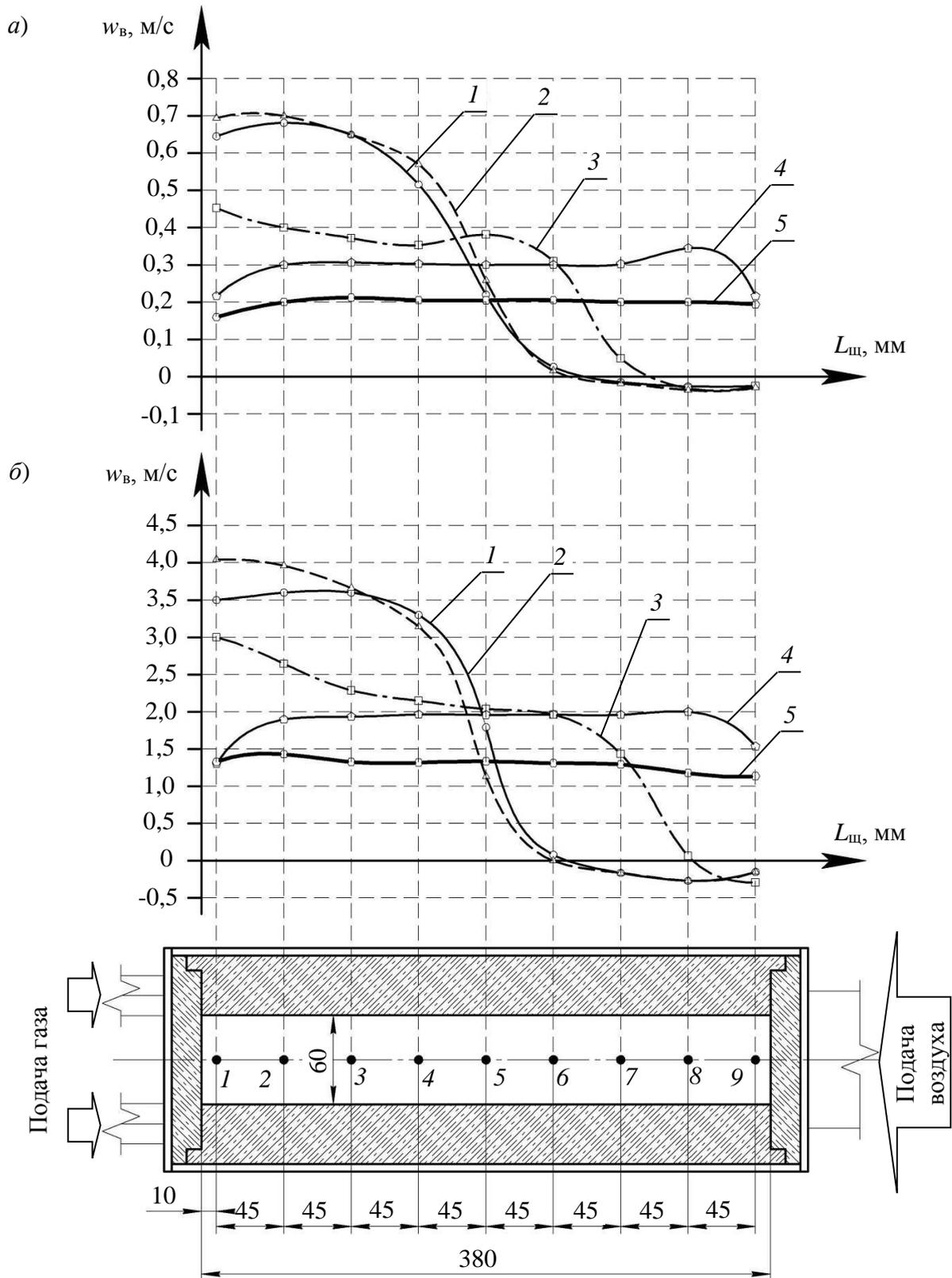


Рисунок 4.4 – Зависимости скорости воздуха на выходе из щелевой камеры смешения горелки с неизменяющимся по высоте сечением построенные по результатам математического моделирования в ANSYS Fluent

a – зависимости распределения скоростей воздуха при подачи его с расходом $V_B = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$; *б* – зависимости распределения скоростей воздуха при подачи его с расходом $V_B = 22,7 \text{ м}^3/\text{ч}$

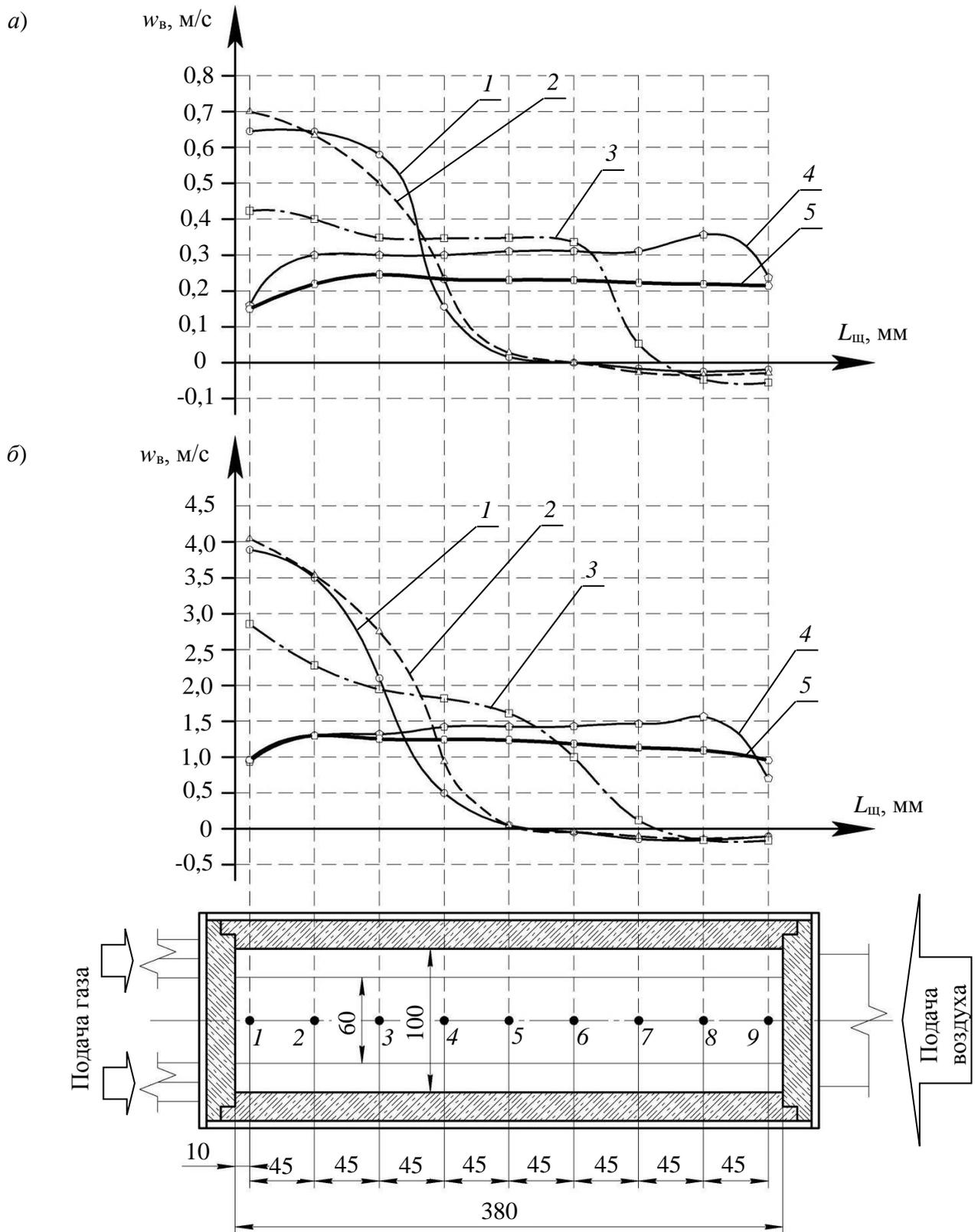


Рисунок 4.5 – Зависимости изменения скорости воздуха на выходе из щелевой камеры смешения с изменяющимся по высоте сечением построенные по результатам математического моделирования в ANSYS Fluent

a – зависимости распределения скоростей воздуха при подачи его с расходом $V_B = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$; *б* – зависимости распределения скоростей воздуха при подачи его с расходом $V_B = 22,7 \text{ м}^3/\text{ч}$

1 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба постоянного сечения без использования воздухораспределительных устройств; 2 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба переменного сечения без воздухораспределительных устройств; 3 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба переменного сечения с воздухораспределительным устройством в виде перфорированного листа с отверстиями толщиной 3 мм; 4 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба переменного сечения с воздухораспределительным устройством в виде перфорированной решётки с отверстиями толщиной 20 мм; 5 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба переменного сечения с воздухораспределительным устройством в виде перфорированной решётки с интенсификаторами

вариантами сократилась в размерах. Однако, вдоль сечения по-прежнему присутствует зона с высокими переходными градиентами скоростей. Пределы изменения скоростей движения потока воздуха в поперечном сечении щелевой камеры смешения, сократились и при работе горелки с максимальным расходом воздуха составляют – $0 \div 3,0$ м/с, а для минимального расхода воздуха – $0 \div 0,45$ м/с в обоих вариантах конфигурации профиля щелевой камеры смешения. Такое распределение скоростей по сравнению с двумя предыдущими вариантами является более лучшей, однако далеко не удовлетворяет требуемым условиям работы смесеподготовительной системы горелки, особенно вследствие наличия зон возвратных токов и высоких переходных градиентов скоростей.

Выравнивание скоростей движения воздуха в рассматриваемом варианте системы происходит за счёт установки в промежутке между воздухораспределительным коробом и щелевой камерой смешения элемента с высоким аэродинамическим сопротивлением вследствие чего короб начинает работать, как камера избыточного статического давления. Избыточное статическое давление возникает в результате резкого увеличения сопротивления движения воздуха на выходе из короба вследствие установки перфорированного листа у которого отношение общей

(суммарной) площади проходного сечения отверстий к площади проходного сечения воздухоподающего патрубка $f_o / F_{\text{п}} = 0,66$, что существенно меньше единицы.

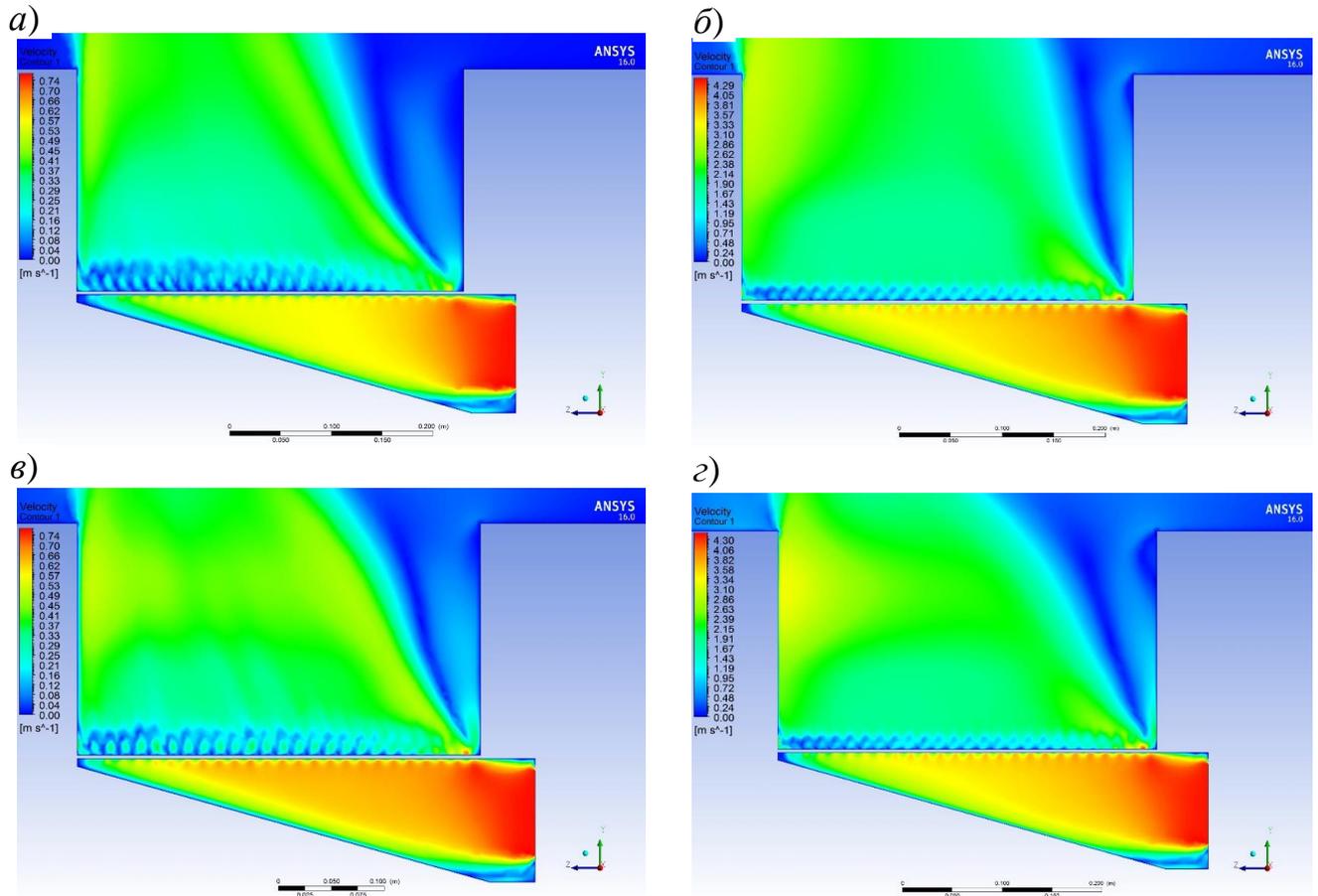


Рисунок 4.6 – Модели процессов движения воздуха в воздухораспределительной системе горелки с применением короба переменного по длине сечения с установки перед щелевой камерой смешения воздухораспределительного устройства в виде перфорированного листа толщиной 3 мм с отверстиями диаметром 8 мм
a – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением; *б* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением; *в* – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с изменяющимся сечением; *г* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с изменяющимся сечением

Установка листа способствует при работе системы поддерживать устойчивое избыточное давление в воздухораспределительном коробе на всех режимах работы горелки. Однако, существующая неравномерность, и, особенно, наличие циркуляционной зоны в первой половине щелевой камеры смешения обусловлено влиянием отклоняющихся от осесимметричного направления движения сил динамического давления возникающих вследствие попадания зон отрывных течений, возникающих при входе потока в отверстия перфорированного листа, в объём щелевой

камеры смешения при недостаточной толщине листа. Данное явление, в основании щелевой камеры смешения над перфорированным листом создаёт условия появления сил динамического давления, способствующих смещению потока к противоположному от воздухоподающего патрубка концу камеры смешения. Для ликвидации влияния зон отрывных течений следует увеличить толщину перфорированного листа до размеров, превышающих длину зон отрывных течений. Это исключит действие отклоняющихся от осесимметричного направления сносящих поток сил динамического давления.

По результатам моделирования видно, что при установке перфорированного листа толщиной 20 мм с аналогичными по размеру, количеству и характеру расположения отверстий, скорости распределения воздуха в живом сечении щелевой камеры смешения по длине существенно выровнялись и практически ликвидирована зона обратных токов (рисунок 4.7). Пределы изменения скоростей движения потока воздуха в поперечном сечении щелевой камеры смешения, значительно сократились и при работе горелки с максимальным расходом воздуха составляют – $0,70 \div 2,0$ м/с, а при минимальном расходе воздуха – $0,16 \div 0,36$ м/с в обоих вариантах конфигурации профиля щелевой камеры смешения. Такое распределение скоростей по сравнению с двумя предыдущими вариантами является существенным достижением, и данный вариант аэродинамической системы вполне может использоваться в горелках, имеющих камеры смешения большой протяжённости.

Однако, и в этой системе прослеживается ряд недостатков. В пристеночных областях, при расходах воздуха близких к минимальным у ближайшей к патрубку поверхности торцевой стенки щелевой камеры смешения, особенно при малых расходах подачи воздуха в горелку, у пограничного слоя возникает небольшая зона циркуляционных токов, которая негативно сказывающаяся на автомодельности протекания процессов струйного смесеобразования в щелевой камере смешения (рисунок 4.7).

Чтобы полностью ликвидировать зону циркуляционных токов в щелевой камере смещения на всех режимах работы горелки необходимо использовать ре-

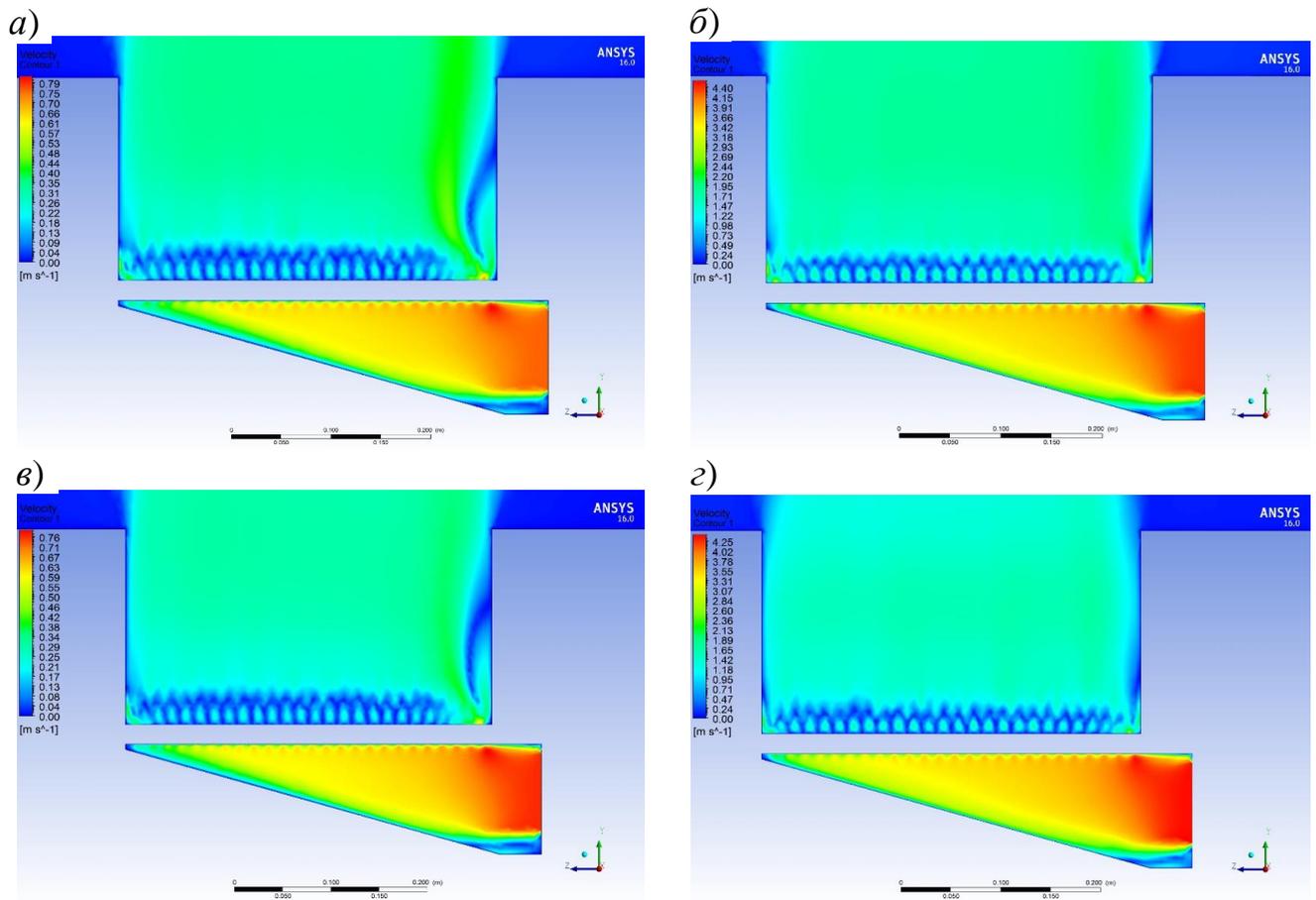


Рисунок 4.7 – Модели процессов движения воздуха в воздухораспределительной системе горелки с применением короба переменного по длине сечения с установки перед щелевой камерой смещения воздухораспределительного устройства в виде решётки толщиной 20 мм с отверстиями диаметром 8 мм

a – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смещения с неизменяющимся сечением; *б* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смещения с неизменяющимся сечением; *в* – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смещения с изменяющимся сечением; *г* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смещения с изменяющимся сечением

шение, позволяющее интенсифицировать турбулентное движения потока в плоскости расположенной по нормали к оси направления движения основного потока воздуха в камере смещения. Для этой цели разработана аэродинамическая система, в которой предусмотрена установка воздухораспределительной решётки специальной конструкции, оснащённой интенсификаторами турбулентного движения потока (турбулизаторами).

Результаты математического моделирования воздухораспределительной системы с решёткой, оснащённой интенсификаторами показали наилучшую равномерность распределения скоростей движения воздушного потока в поперечном сечении щелевой камеры смешения горелки из всех рассмотренных вариантов аэродинамических систем (рисунок 4.8).

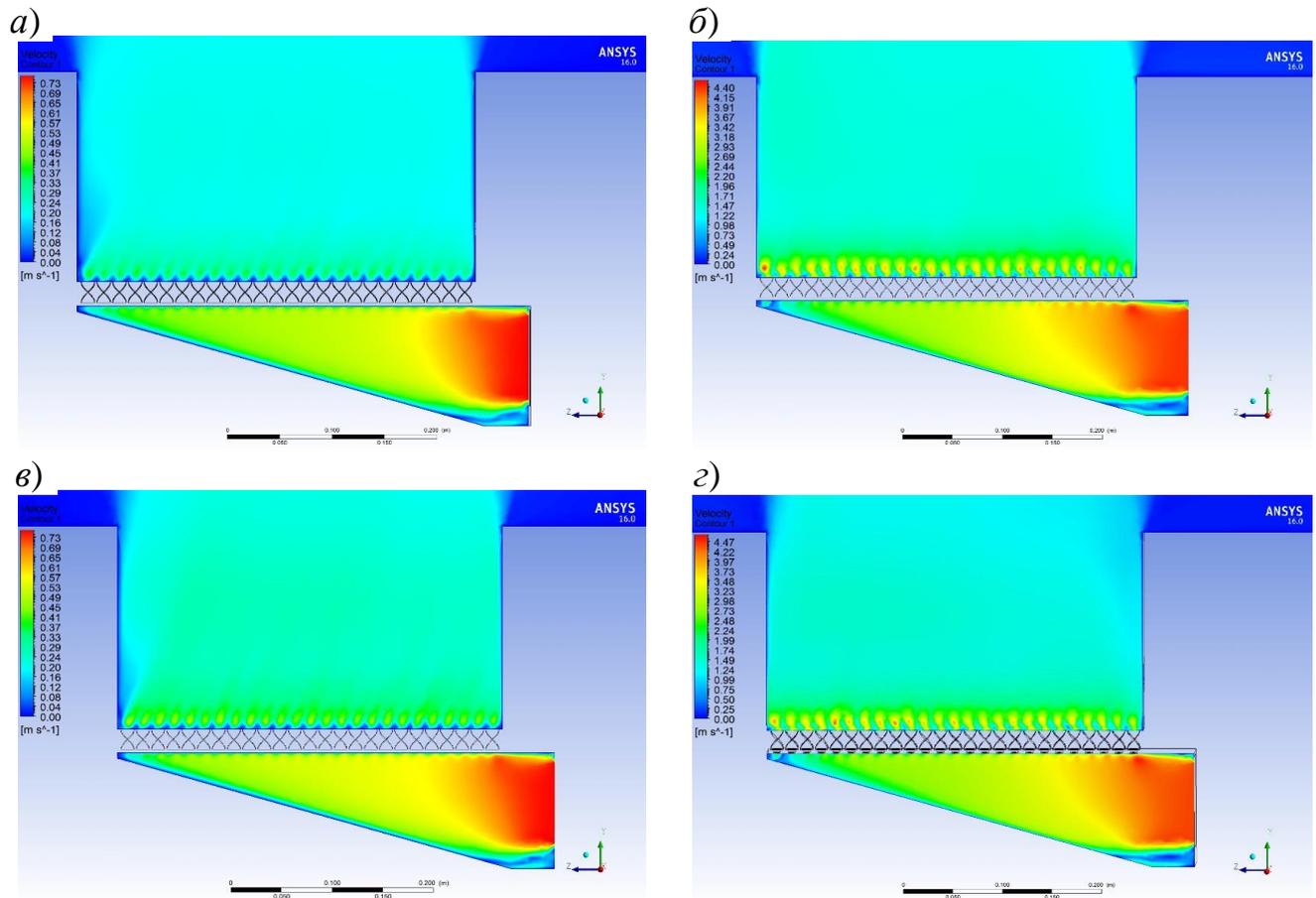


Рисунок 4.8 – Модели процессов движения воздуха в воздухораспределительной системе горелки с применением короба переменного по длине сечения с установки перед щелевой камерой смешения воздухораспределительного устройства в виде решётки толщиной 20 мм с интенсификаторами турбулентного движения потока
a – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением; *б* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением; *в* – минимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с изменяющимся сечением; *з* – максимальный расход воздуха на горелку щелевая камера смешения с изменяющимся сечением

Изменения скоростей движения воздуха в поперечном сечении щелевой камеры смешения, существенно сократились и при работе горелки с максимальным расходом воздуха составляют – 0,9 ÷ 1,4 м/с, а при минимальном расходе воздуха

– 0,15 до 0,25 м/с в обоих вариантах конфигурации профиля щелевой камеры смешения. Такое распределение скоростей по сравнению с предыдущими вариантами является наиболее предпочтительным. При использовании воздухораспределительной решётки, оснащённой интенсификаторами турбулентного движения потока за счёт достижения его высокой поперечной подвижности вследствие наличия в его основании множества микровихрей создающих зоны локальной крутки на всех режимах работы горелки исключено возникновение зон обратных токов. Влияние сил трения о стенки щелевой камеры смешения вследствие увеличения поперечной подвижности потока снижена, в связи с чем скорости движения потока начинают резкое снижение только при попадании в пристеночный вязкий пограничный слой, который вследствие малой толщины не оказывает существенного влияния на автомодельность процессов смешения, что видно по представленным расчётным зависимостям.

4.2 Результаты экспериментальных исследований воздухораспределительной системы горелки

Экспериментальные исследования воздухораспределительной системы щелевой горелки проводились на холодном испытательном стенде, представленном на рисунок 3.2. Конструкция стенда, а также программа испытаний подробно рассмотрена в главе 3, п. 3.2.

На основании результатов аэродинамических исследований, проведённых на холодном испытательном стенде, построен ряд графических зависимостей, отражающих характер распределения скоростей воздушного потока вдоль центральной осевой расположенной в плоскости верхнего среза щелевой камеры смешения горелки до и после установки воздухораспределительных устройств. Замеры осуществлялись в точках $1 \div 9$ (рисунок 3.2).

Испытания воздухораспределительного короба на холодном испытательном стенде с постоянным по длине поперечным сечением вследствие получения неудовлетворительных результатов математического моделирования, излишней

громоздкости и металлоёмкости конструкции не проводились.

На графических зависимостях $w_B = f(L, w_B)$ по результатам экспериментальных исследований, показано распределение скоростей воздушного потока вдоль центральной продольной осевой щелевой камеры смещения горелки, как до, так и после установки воздухораспределительных устройств.

Зависимости, представленные на рисунок 4.9, *а)* и рисунок 4.9, *б)*, отражают характер распределения воздуха при максимальных и минимальных расходах подаваемого в горелку воздуха при использовании щелевой камеры смещения с неизменяющимся по длине поперечным сечением. Зависимости, представленные на рисунок 4.10, *а)* и рисунок 4.10, *б)*, отражают характер распределения воздуха при максимальных и минимальных расходах подаваемого в горелку воздуха при использовании щелевой камеры смещения с изменяющимся по длине поперечным сечением.

На зависимостях, отражающих равномерность распределения скоростей для аэродинамических систем без установленного воздухораспределителя и с воздухораспределителем, выполненным в виде перфорированного листа толщиной 3 мм с отверстиями 8 мм, размещёнными с равным продольным и поперечным шагом в коридорном порядке, наблюдается ярко выраженная неравномерность распределения скоростей воздуха по характеру аналогичная рассчитанной в системе ANSYS Fluent, которая увеличивается к противоположному концу щелевой камеры смещения, считая от патрубка подачи воздуха в горелку.

На зависимостях, построенных по результатам испытаний аэродинамических систем с воздухораспределителем, выполненным в виде перфорированного листа толщиной 20 мм с отверстиями 8 мм, наблюдается не плохая равномерность распределения воздуха. Однако, как и в случае с полученными результатами методом математического моделирования в ANSYS Fluent отмечается некоторое увеличение скорости при приближении к ближайшей торцевой стенки щелевой камеры смещения, считая от патрубка подачи воздуха в горелку.

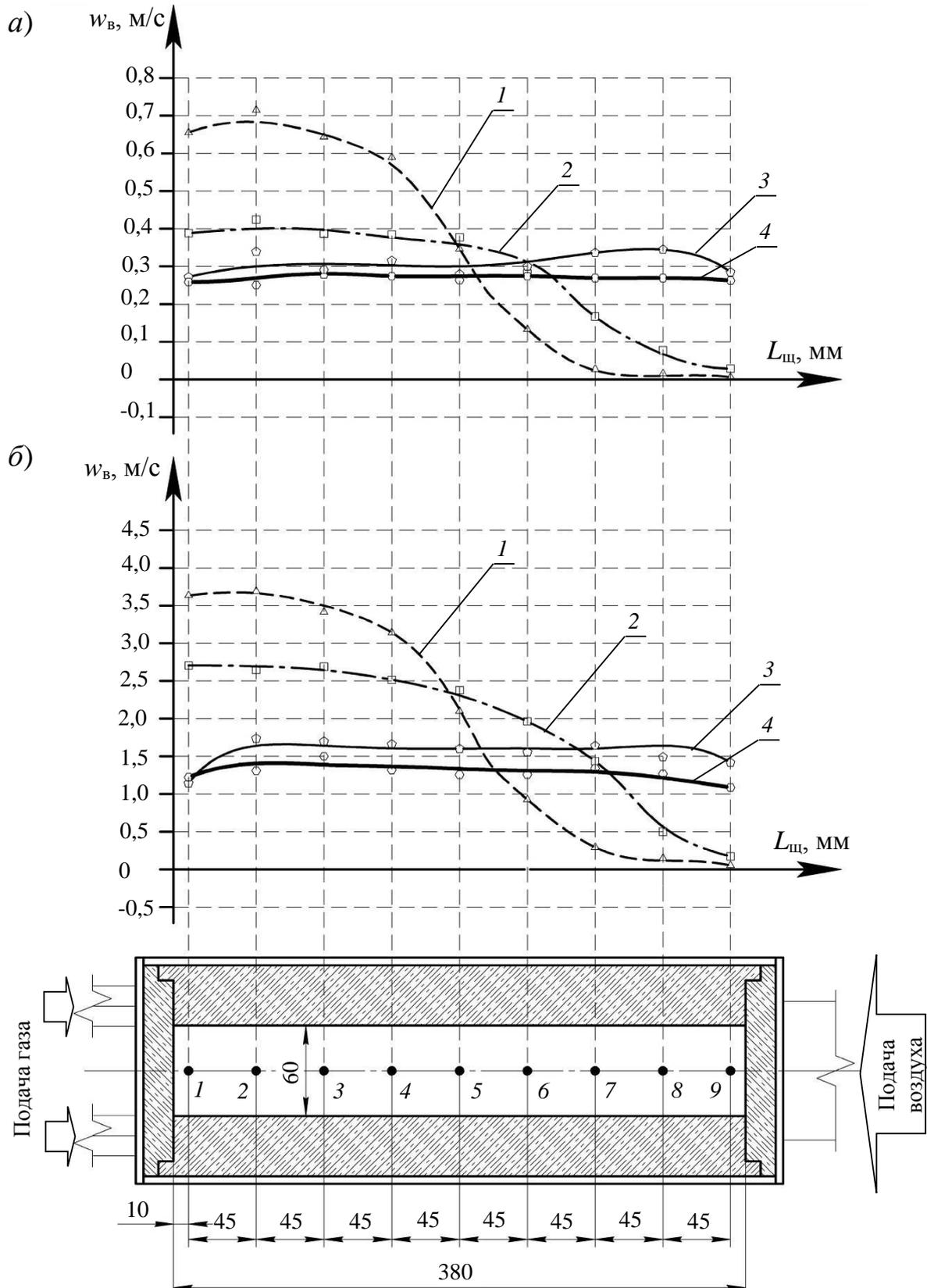


Рисунок 4.9 – Зависимости изменения скорости воздуха на выходе из щелевой камеры смешения с неизменяющимся по высоте сечением построенные на основании обработки данных полученных при исследовании системы на испытательном стенде

a) – зависимости распределения скоростей воздуха при поддачи его с расходом $V_B = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$;
 б) – зависимости распределения скоростей воздуха при поддачи его с расходом $V_B = 22,7 \text{ м}^3/\text{ч}$

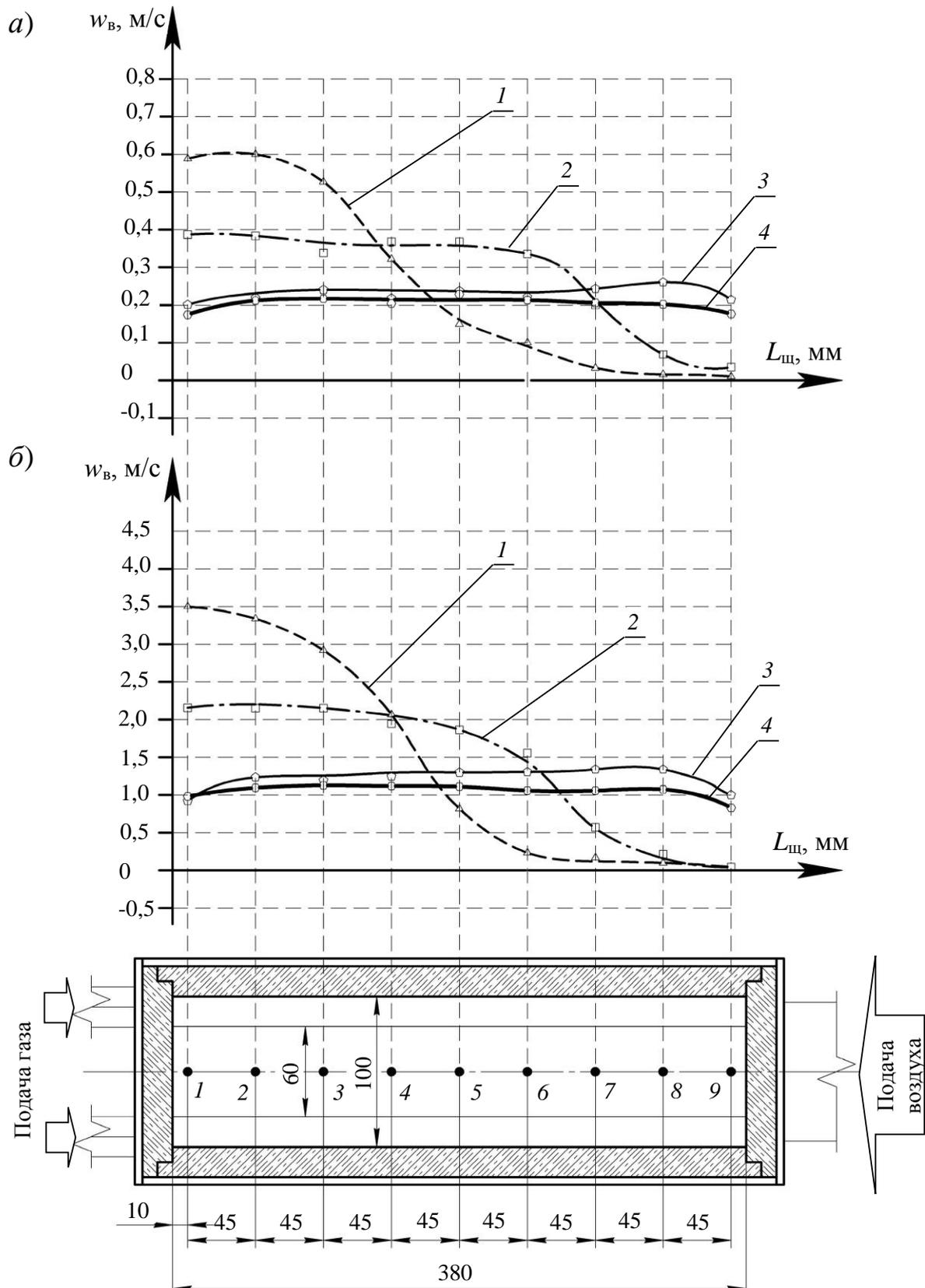


Рисунок 4.10 – Зависимости изменения скорости воздуха на выходе из щелевой камеры смешения с изменяющимся по высоте сечением построенные на основании обработки данных полученных при исследовании системы на испытательном стенде

а) – зависимости распределения скоростей воздуха при подачи его с расходом $V_B = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$;
 б) – зависимости распределения скоростей воздуха при подачи его с расходом $V_B = 22,7 \text{ м}^3/\text{ч}$

1 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба переменного сечения без воздухораспределительных устройств; 2 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба переменного сечения с воздухораспределительным устройством в виде перфорированного листа с отверстиями толщиной 3 мм; 3 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба переменного сечения с воздухораспределительным устройством в виде перфорированной решётки с отверстиями толщиной 20 мм; 4 – зависимость изменения скорости воздуха с установкой воздухораспределительного короба переменного сечения с воздухораспределительным устройством в виде перфорированной решётки с интенсификаторами

На зависимостях, построенных по результатам экспериментальных испытаний аэродинамических систем с воздухораспределителем, выполненным в виде воздухораспределительной решётки с интенсификаторами турбулентного движения потока, отмечается наилучшая из всех вариантов равномерность. Скорости движения воздуха на всём протяжении щелевой камеры смещения колеблются не более 0,3 м/с при максимальном расходе воздуха и не более 0,1 м/с при минимальном расходе воздуха, что показывает весьма неплохие результаты.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4

1. На основании результатов математического моделирования с использованием ANSYS Fluent и последующих испытаний аэродинамических систем на холодном испытательном стенде выявлено, что самым предпочтительным вариантом является система с воздухораспределительной камерой переменного (клиновидного) сечения, оснащённой воздухораспределительным устройством с интенсификаторами турбулентного движения потока.

2. На основании построенных экспериментальным путём и методом математического моделирования зависимостей установлено, что характер изменения скоростей движения среды по длине щелевой камеры смещения горелки очень слабо зависит от расхода воздуха и профиля её формы, однако на характер течения сильное влияние оказывает вид устанавливаемого воздухораспределительного

устройства, что наглядно продемонстрировано на графических зависимостях, представленных на рисунках 4.4, 4.5, 4.9, 4.10.

3. Установлены и предложены оптимальные варианты воздухораспределительных устройств, где наилучшим образом по качеству подготовки газозвушной смеси и равномерности распределения скоростей в поперечном сечении щелевой камеры смешения горелки зарекомендовала себя решётка, оснащённая интенсификаторами турбулентного движения потока установленная в воздухораспределительном коробе переменного по длине сечения (клиновидной формы). В случае такого исполнения аэродинамической системы, изменения скоростей движения воздуха в проходном сечении для обоих вариантов формы щелевой камеры смешения снижаются до $0,3 \div 0,5$ м/с при максимальном расходе воздуха через горелку и до $0,1$ м/с при минимальном расходе воздуха через горелку.

ГЛАВА 5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ГОРЕЛКИ

5.1 Результаты исследований минимальных коэффициентов избытка воздуха в горелке от вида газа, угла атаки газовых струй поперечного потока воздуха и тепловой мощности горелки

Во время проведения энергетических испытаний проверялись энергетические показатели работы горелки на четырёх различных нагрузках, соответствующих 20, 50, 80 и 100 % номинальной мощности (20, 50, 80 и 100 кВт). Испытания проводились согласно принятой программе испытаний, представленной в главе 3, п. 3.3. Нагрузки устанавливались путём изменения давления газа перед горелкой. Номинал давления, устанавливаемый при испытании, соответствовал нагрузке горелки при работе её на исследуемом виде газа, был рассчитан по методике, описанной в главе 2, п. 2.3. и представлен в таблице А.1, приложения А, табл. Б.1, Б.2, приложения Б.

Для определения минимального коэффициента избытка воздуха с которым может эффективно работать горелка при использовании природного газа, биогаза и шахтного газа были проведены испытания, позволяющие выявить зависимость изменения минимального коэффициента избытка воздуха в горелке от тепловой мощности.

При испытаниях на экспериментальном стенде, представленном на рисунке 3.4, изменяя тепловую мощность (20, 50, 80 и 100 % номинальной) в контрольных точках, проводились замеры содержания в уходящих газах уровня кислорода и оксида углерода. Минимальные значения содержания кислорода и отсутствие в продуктах сгорания оксида углерода будут свидетельствовать о минимальных коэффициентах избытка воздуха.

В связи с тем, что по результатам исследований значения коэффициентов избытка воздуха начинают меняться только после снижения тепловой мощности

горелки ниже 50 кВт, было принято решение для данного вида эксперимента внести две дополнительные контрольные точки, соответствующие 30 и 40 % номинальной мощности горелки (30 и 40 кВт). Такое решение позволит точнее определить ход зависимостей изменения коэффициентов избытка воздуха от тепловой мощности в промежутке 20 ÷ 50 кВт.

Исследования проводились для двух форм щелевой камеры смешения горелки (с изменяющимся и неизменяющимся сечением) и трёх угловых положении газовыпускных отверстий коллектора для природного газа – (27°, 45° и 60°), для биогаза и шахтного газа – (23°, 45° и 60°).

Результаты исследований изменения минимального коэффициента избытка воздуха в горелке от тепловой мощности при сжигании природного газа, биогаза и шахтного газа показаны на совмещённой графической зависимости (рисунок 5.1) [107].

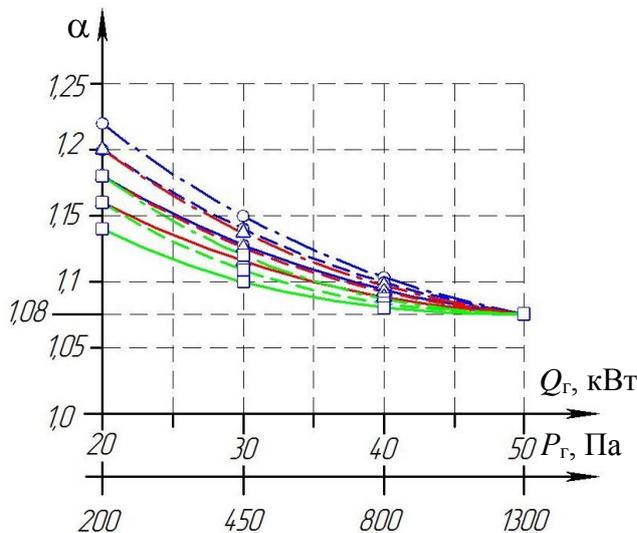


Рисунок 5.1 – Зависимость изменения коэффициента избытка воздуха от угла атаки β , тепловой мощности горелки, вида газа и давления газа перед горелкой

Штрихпунктирная линия – угол атаки 45°;
Пунктирная линия – угол атаки 60°;
Сплошная линия – угол атаки 27° для природного газа и 23° для биогаза и шахтного газа.

Синие линии – сжигание природного газа;
Красные линии – сжигание биогаза;
Зелёные линии – сжигание шахтного газа.

По зависимости (рисунок 5.1) видно, что при сжигании природного газа для углов атаки газовых струй 27°, 45° и 60° не зависимо от формы щелевой камеры смешения при снижении тепловой мощности устройства от 100 до 50 кВт, коэффициент избытка воздуха остаётся постоянным. При дальнейшем снижении тепловой мощности коэффициент избытка воздуха начинает увеличиваться. Темп увеличения α зависит от угла атаки газовых струй поперечного набегающего потока воз-

духа. При снижении тепловой мощности до 20 кВт избытка воздуха, плавно увеличиваясь, достигает: 1,18 – для угла атаки 27° ; 1,22 – для угла атаки 45° ; 1,2 – для угла атаки 60° . Такое изменение α объясняется ухудшением условий смесеобразования и снижением площади контакта газовых струй с окислителем в камере смешения и интенсивности процессов горения. Доля переносимых в топочный объём установки процессов смешения вследствие снижения скоростей движения потоков в щелевой камере смешения горелки увеличивается, активность протекания химических процессов горения снижается, факел удлиняется, что для снижения его высоты требуется увеличивать расход воздуха.

При сжигании биогаза так же, как и в случае с природным газом для углов атаки струй 23° , 45° и 60° не зависимо от формы щелевой камеры смешения при снижении тепловой мощности устройства от 100 до 50 кВт, коэффициент избытка воздуха также остаётся постоянным. При дальнейшем снижении тепловой нагрузки коэффициент избытка воздуха начинает увеличиваться. Темп увеличения α зависит от угла атаки газовых струй поперечного набегающего потока воздуха. При снижении тепловой мощности до 20 кВт избытка воздуха, увеличиваясь, достигает: 1,16 – для угла атаки 23° ; 1,2 – для угла атаки 45° ; 1,18 – для угла атаки 60° . Такое изменение α объясняется теми же факторами, как и в случае с природным газом: ухудшением условий смесеобразования и снижением площади контакта газовых струй с окислителем в камере смешения. Однако при сжигании биогаза в отличии от природного газа скорость изменения α при снижении тепловой мощности ниже 50 кВт меньше. Такое явление объясняется меньшим процентным содержанием в составе биогаза горючих компонентов, которым требуется меньшее количество окислителя для образования горючей смеси, вследствие чего влияние интенсивности смешения на коэффициент избытка воздуха снижается.

При сжигании шахтного газа так же, как и в случае с биогазом и природным газом для углов атаки струй 23° , 45° и 60° не зависимо от формы щелевой камеры смешения при снижении тепловой мощности устройства от 100 до 50 кВт, коэффициент избытка воздуха остаётся постоянным. При дальнейшем снижении тепловой

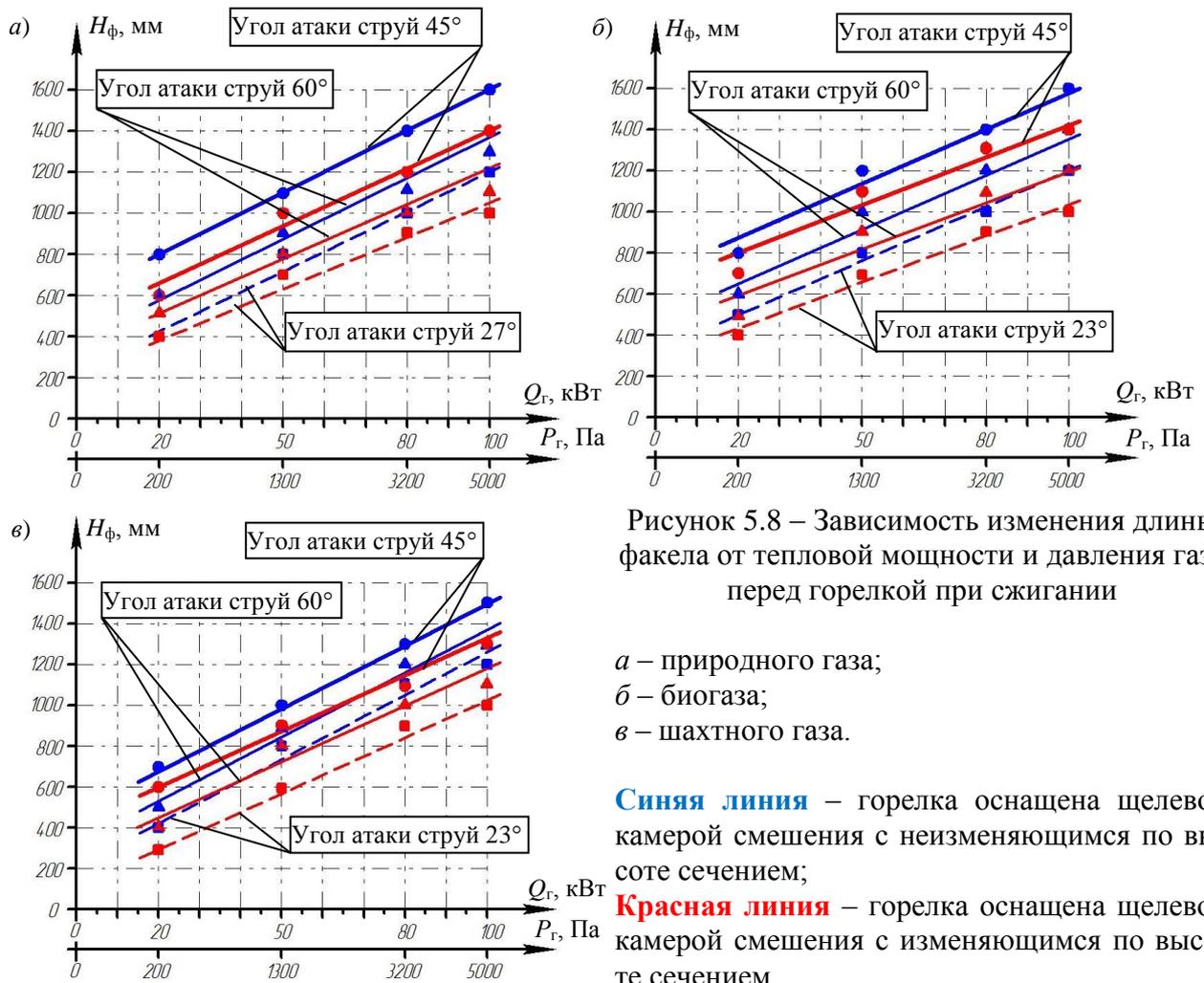
нагрузки так же, как и в случае с природным газом и биогазом коэффициент избытка воздуха увеличивается, а скорость его роста зависит от угла атаки газовых струй поперечного набегающего потока воздуха. При снижении тепловой мощности до 20 кВт коэффициент избытка воздуха, плавно увеличиваясь, достигает: 1,14 – для угла атаки 23°; 1,18 – для угла атаки 45°; 1,16 – для угла атаки 60°. Такое изменение α объясняется теми же факторами, как и в случае с природным газом и биогазом: ухудшением условий смесеобразования и снижением площади контакта газовых струй с окислителем в камере смешения. Однако при сжигании шахтного газа в отличие от биогаза скорость изменения α при снижении тепловой мощности ниже 50 кВт ещё ниже. Это явление объясняется небольшим процентным содержанием в его составе горючих компонентов, которым требуется меньшее количество окислителя для образования горючей смеси по сравнению с природным газом и более высоким содержанием самого окислителя в составе топлива по сравнению с природным газом и биогазом. Шахтный газ представляет собой завоздушенный природный газ, поэтому такой газ сам по себе является газозвушной смесью с содержанием равномерно распределённого в своём составе окислителя. В связи с этим по сравнению с биогазом у которого в составе окислителя практически не присутствует влияние интенсивности смешения на коэффициент избытка воздуха ещё ниже. Требуется небольшое количество воздуха для образования газозвушной смеси необходимой для полного сгорания газа, что снижает время подготовки газозвушной смеси.

5.2 Результаты экспериментальных исследований влияния угла атаки газовых струй, давления газа перед горелкой, формы щелевой камеры смешения, состава газа на длину факела и качество его сгорания

По результатам экспериментальных исследований влияния на длину факела и экологические показатели уходящих газов регулируемых факторов (исследование работы горелки с минимальными коэффициентами избытка воздуха в зависи-

мости от изменения тепловой мощности, углов атаки газовых струй и формы профиля щелевой камеры смешения), проведённых на экспериментальном стенде, построен ряд экспериментальных зависимостей изменения концентраций CO_2 , O_2 , CO , (% об.) по высоте топки при сжигании природного газа, биогаза и шахтного газа, представленных в приложении Ж.

После обработки эмпирических зависимостей, представленных в приложении З, были составлены зависимости длина факела H_ϕ от тепловой мощности горелки Q_Γ , давления газа перед горелкой P_Γ , и угла атаки газовых струй β . Зависимости $H_\phi = f(Q_\Gamma)$ и $H_\phi = f(P_\Gamma)$ для работы горелки на природном газе, биогазе и шахтном газе, представлены рисунок 5.8 [107].



По построенным зависимостям видно, что с увеличением тепловой мощности горелки при постоянном коэффициенте избытка воздуха в пределах тепловой

мощности – 20 ÷ 100 кВт для всех видов используемых при испытании газов, длина факела увеличивается практически по линейному закону.

При изменении угла атаки газовых струй длина факела зависит от интенсивности подготовки газозвушной смеси в щелевой камере смешения горелки. После обработки эмпирических зависимостей, представленных в приложении 3, и на рисунке 5.8 были получены зависимости изменения $H_{\phi} = f(\beta, P_r)$ при сжигании природного газа, биогаза и шахтного газа для двух различных форм профиля щелевой камеры смешения горелки.

При сжигании природного газа зависимость $H_{\phi} = f(\beta, P_r)$ для щелевой камеры смешения с изменяющимся и неизменяющимся профилем сечения представлена на рисунок 5.9 [107].

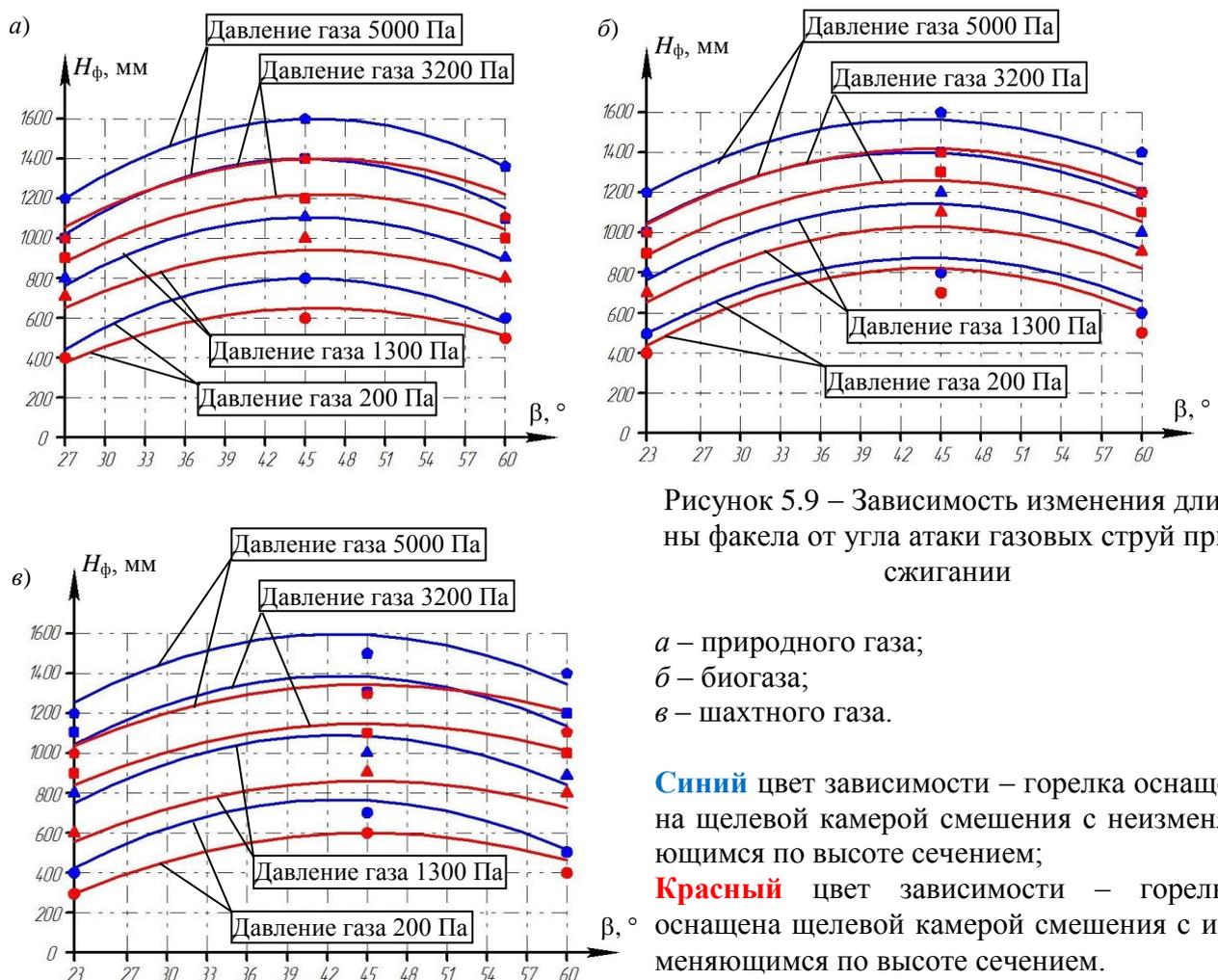


Рисунок 5.9 – Зависимость изменения длины факела от угла атаки газовых струй при сжигании

а – природного газа;
б – биогаза;
в – шахтного газа.

Синий цвет зависимости – горелка оснащена щелевой камерой смешения с неизменяющимся по высоте сечением;
Красный цвет зависимости – горелка оснащена щелевой камерой смешения с изменяющимся по высоте сечением.

По зависимостям видно, что максимальная длина факела будет наблюдаться при работе горелки с углом атаки газовых струй 45° . При изменении угла атаки в большую или меньшую сторону длина факела начнёт снижаться. Такое явление объясняется ростом интенсивности и качества подготовки газозооушной смеси в щелевой камере смешения горелки при уменьшении или увеличении угла β от 45° .

Длина факела при работе горелки на природном газе, оснащённой изменяющимся профилем щелевой камеры смешения, с углом атаки β равным 27° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) изменяется от 400 до 1000 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 45° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 600 до 1400 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 60° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 500 до 1100 мм.

Длина факела при работе горелки на природном газе, оснащённой неизменяющимся профилем щелевой камеры смешения, с углом атаки β равным 27° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) изменяется от 400 до 1200 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 45° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 800 до 1600 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 60° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 600 до 1350 мм.

Длина факела при работе горелки на биогазе, оснащённой изменяющимся профилем щелевой камеры смешения с углом атаки β равным 23° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) изменяется от 400 до 1000 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 45° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменя-

ется от 700 до 1400 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 60° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 500 до 1200 мм.

Длина факела при работе горелки на биогазе, оснащённой неизменяющимся профилем щелевой камеры смешения, с углом атаки β равным 23° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) изменяется от 500 до 1200 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 45° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 800 до 1600 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 60° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 600 до 1400 мм.

Длина факела при работе горелки на шахтном газе, оснащённой изменяющимся профилем щелевой камеры смешения с углом атаки β равным 23° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) изменяется от 400 до 1000 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 45° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 700 до 1400 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 60° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 500 до 1200 мм.

Длина факела при работе горелки на шахтном газе, оснащённой неизменяющимся профилем щелевой камеры смешения с углом атаки β равным 23° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) изменяется от 300 до 1000 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 45° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 600 до 1300 мм. При работе горелки с углом атаки β равным 60° в зависимости от изменения давления газа перед горелкой (тепловой мощности) длина факела изменяется от 400 до 1100 мм.

После аналитической обработки данных и обобщения хода процесса изменения длина факела в зависимости от угла β и формы щелевой камеры смешения горелки были подобраны обобщённые эмпирические математические расчётные зависимости $H_{\phi} = f(\beta, C)$ [107].

Для расчёта длина факела в зависимости от угла β для горелки, оснащённой щелевой камерой смешения, имеющей неизменяющийся по высоте профиль сечения может быть использована обобщённая математическая расчётная зависимость (5.1), для профиля камеры с изменяющимся по высоте сечением может быть использована обобщённая математическая расчётная зависимость (5.2):

$$H_{\phi} = 1,1 \cdot \beta(90,9 - \beta) - C; \quad (5.1)$$

$$H_{\phi} = 0,8 \cdot \beta(93,8 - \beta) - C, \quad (5.2)$$

где β – угол атаки газовых струй поперечного набегающего потока воздуха; C – расчётное численное значение.

Значение расчётного численного значения C зависит от вида газа, давления газа и формы щелевой камеры смешения. Для определения численного значения C были подобраны математические зависимости $C = f(P_r)$, которые для удобства выбора сведены в таблице 5.2. Также для этой цели можно использовать графические зависимости, представленные на рисунке 5.10 [107].

Таблица 5.2 – Функциональные зависимости численного значения C

Вид газа	Форма профиля щелевой камеры смешения	
	Неизменяющийся по высоте профиль	Изменяющийся по высоте профиль
Природный газ	$C = 13,6(120,7 - \sqrt{P_r})$	$C = 12,4(107,8 - \sqrt{P_r})$
Биогаз	$C = 12,4(124,7 - \sqrt{P_r})$	$C = 10,8(103,7 - \sqrt{P_r})$
Шахтный газ	$C = 14,8(115,3 - \sqrt{P_r})$	$C = 10,5(152,5 - \sqrt{P_r})$

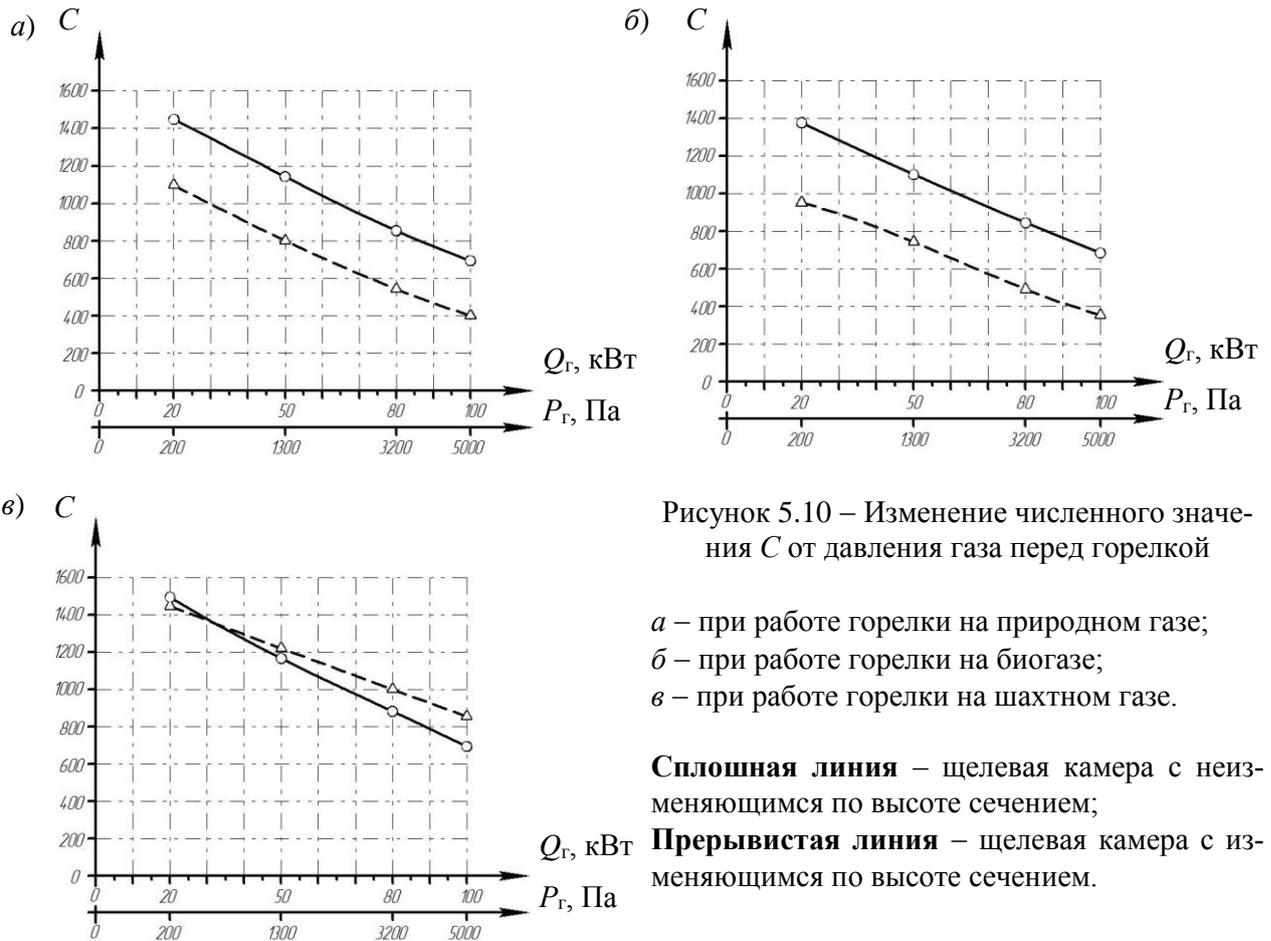


Рисунок 5.10 – Изменение численного значения C от давления газа перед горелкой

а – при работе горелки на природном газе;

б – при работе горелки на биогазе;

в – при работе горелки на шахтном газе.

Сплошная линия – щелевая камера с неизменяющимся по высоте сечением;

Прерывистая линия – щелевая камера с изменяющимся по высоте сечением.

Графики расчётных математических зависимостей (5.1) и (5.2), представлены на рисунке 5.8 и рисунке 5.9, где видно, что кривые достаточно точно укладываются среди предоставленных экспериментальных точек, что свидетельствует о достоверности подобранных математических функций.

5.3 Результаты исследований влияния вида газа на распределение температурных полей по топочному объёму тепловой установки

В процессе исследования работы горелки при работе на природном газе, биогазе и шахтном газе с номинальной тепловой мощностью были проведены замеры температуры продуктов сгорания по топочному объёму. Температуры замерялись в экспериментальных контрольных точках согласно разработанной карте экспериментальных контрольных точек, представленной на рисунке 3.8.

Составление температурного поля производилось для установившегося режима работы горелки с углом атаки β , рассчитанным по рассмотренной в главе 2,

п. 2.3 методике с учётом равномерного распределения газовых струй в поперечном сечении щелевой камеры смешения (природный газ – $\beta = 27^\circ$, биогаз и шахтный газ – $\beta = 23^\circ$), с щелевой камерой смешения обладающей профилем с изменяющимся по высоте сечением.

Такая комбинация элементов конструкции горелки по итогам предыдущих исследований показала наилучшие результаты по эффективности сжигания газа. Сжигание газа происходило без химического недожога во всём диапазоне изменения тепловой мощности с минимальным значением коэффициента избытка воздуха и минимальной длина факела.

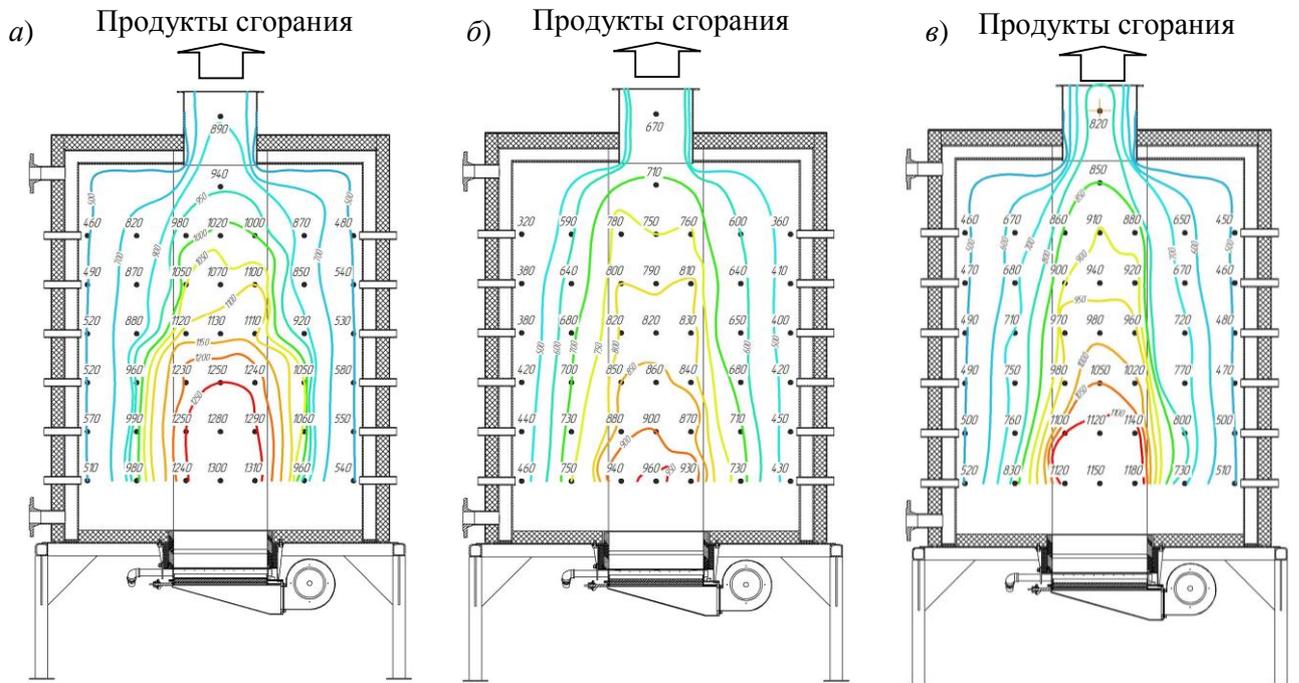


Рисунок 5.11 – Температурные поля продуктов сгорания, распределённые по центральной продольной секущей плоскости
a – при сжигании природного газа; *б* – при сжигании биогаза; *в* – при сжигании шахтного газа

Результаты экспериментальных исследований, отражающие форму температурного поля для условий установившегося режима работы горелки на природном газе, представлено на рисунке 5.11, *a*) [107].

Из рисунка 5.11, *a*) видно, что распределение температурного поля в поперечном сечении топки, лежащей в центральной продольной плоскости щелевой камеры смешения горелки происходит без наличия локальных зон с высокими тем-

пературными градиентами. Зона максимальных температур размещается непосредственно над горелочным туннелем в центральной части фронта пламени. Значения максимальных температур при сжигании природного газа достигают порядка 1300 °С. Температурный уровень продуктов сгорания газа, где наблюдается полное выгорание всех горючих компонентов смеси, а концентрации диоксида углерода принимают постоянные максимальные значения равные 9,5 % об. размещается на высоте 1000 мм от пода топки и находится в температурной зоне 1050 ÷ 1100 °С. Далее, продвигаясь к выходному патрубку, температура продуктов сгорания снижается до 890 ÷ 900 °С.

При сжигании биогаза распределение температурного поля также происходит без наличия локальных зон с высокими температурными градиентами (рисунок 5.11, б)). Однако температурный уровень зоны максимальной температуры ниже чем при работе горелки на природном газе, но выше чем при сжигании шахтного газа и достигает порядка 940 ÷ 960 °С. Это явление объясняется более низкой теплотой сгорания газа и более высокой степенью его забалластированности. Температурный уровень продуктов сгорания газа в зоне, где наблюдается полное выгорание всех горючих компонентов смеси, а концентрации диоксида углерода принимают постоянные максимальные значения равные 12,5 % об. размещается на высоте 1000 мм от пода топки и находится в температурной зоне 790 ÷ 810 °С. Далее, продвигаясь к выходному патрубку, температура продуктов сгорания снижается до 670 ÷ 700 °С.

При сжигании шахтного газа распределение температурного поля, также происходит без наличия локальных зон с высокими температурными градиентами (рисунок 5.11, в)). Температурный предел зоны максимальной температуры достигает порядка 1120 ÷ 1150 °С, что выше чем при сжигании биогаза, но ниже чем при сжигании природного газа. Повышение температур горения в сравнении с биогазом объясняется более низким расходом воздуха, подаваемого на горение.

Температурный уровень продуктов сгорания газа, где наблюдается полное выгорание всех горючих компонентов смеси, а концентрации диоксида углерода

принимают постоянные максимальные значения равные 9,2 % об. размещается на высоте 1000 мм от пода топки и находится в температурной зоне 900 ÷ 940 °С. Далее, продвигаясь к выходному патрубку, температура продуктов сгорания снижается до 800 ÷ 820 °С.

При составлении температурных полей (рисунок 5.11) была составлена карта работы экспериментального стенда при работе горелки на природном газе, биогазе и шахтном газе с номинальной тепловой мощностью. Карта работы экспериментального стенда представлена в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Карта работы экспериментального стенда

Наименование параметров	Единицы измерения	Вид газа		
		Природный газ	Биогаз	Шахтный газ
1	2	3	4	5
Тепловая нагрузка горелки	%	100	100	100
Тепловая мощность горелки	кВт	100	100	100
	Гкал/ч	0,086	0,086	0,086
Давление газа перед горелкой	Па	5000	5000	5000
Угол атаки газовых струй	°	27°	23°	23°
Давление воздуха перед горелкой	Па	55	38	34
Разрежение в топке	Па	40	40	40
Расход воздуха (20 °С)	м ³ /ч	134	112	106
Расход газа (20 °С)	м ³ /ч	12,5	16,7	16,6
Коэффициент избытка воздуха за стендом α	–	1,08	1,08	1,08
Содержание CO ₂ за стендом	% об.	9,5	12,5	9,2
Содержание O ₂ за стендом	% об.	2,3	1,4	2,3
Содержание NO _x за стендом (250 мг/м ³)	ppm	67	40	64
	мг/м ³	150	90	120
Содержание CO за котлом (130 мг/м ³)	ppm	6	2,2	4,4
	мг/м ³	8	3	6
	% об.	0,0006	0,00022	0,00044
Длина факела	мм	1000	1000	1000
Уровень звукового давления	дБ	Максимум 60		

В карту были внесены все основные эксплуатационные и технические характеристики работы комплексной системы «горелка-топка». Из карты видно, что при номинальной мощности горелки при работе её на природном газе, биогазе и шахтном газе подаваемых в горелку с номинальным давлением 5,0 кПа содержание

в уходящих газах NO_x не превышает 150 мг/м^3 , а содержание CO не превышает 8 мг/м^3 , что удовлетворяет нормативным показателям по выбросам вредных веществ в атмосферу. Длина факела при этом практически не изменяется и находится в пределах 1000 мм .

По полученным экспериментальным данным с учётом карты работы экспериментального стенда составлен технический паспорт газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения, который представлен в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Технический паспорт газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения

Наименование параметров	Единицы измерения	Вид газа		
		Природный газ	Биогаз	Шахтный газ
1	2	3	4	5
Низшая теплота сгорания рабочего состава топлива	кДж/м ³	33 510	23 240	23 240
Номинальная тепловая мощность	кВт	100	100	100
Номинальное давление газа	Па	5000	5000	5000
Номинальное давление воздуха перед горелкой	Па	55	38	34
Номинальный коэффициент избытка воздуха		1,08	1,08	1,08
Коэффициент рабочего регулирования		5	5	5
Число коллекторов (перфорированных труб)	шт	2	2	2
Число газовыпускных отверстий на горелку	шт	16	16	16
Диаметр газовыпускных отверстий	мм	2,0	2,6	2,4
Шаг газовыпускных отверстий	мм	40	40	40
Ширина щелевой камеры смешения горелки	мм	60	60	60
Высота щелевой камеры смешения горелки	мм	150	150	150
Материал щелевых камней		Бетон	Бетон	Бетон

Уровень звукового давления при работе горелки не превышал 60 дБ при работе на всех трёх исследуемых газах. Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах оставался постоянным и равным $1,08$, что свидетельствует об эффективной работе горелки.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 5

1. Проведённые энергетические исследования работы горелки показали, что с понижением тепловой мощности горелки ниже 50 % номинальной наблюдается снижение коэффициента избытка воздуха на выходе из топки. В зависимости от состава используемого газа, угла атаки газовых струй поперечного набегающего потока воздуха и формы профиля щелевой камеры смешения, при достижении 20 % мощности коэффициент избытка воздуха возрастает до 1,14 ÷ 1,22. Более интенсивный рост коэффициента избытка воздуха наблюдается при использовании газов, имеющих в своём составе меньшее содержание окислителя и большее содержание горючих углеводородных компонентов.

2. Изменение формы щелевой камеры смешения на снижении коэффициента избытка воздуха сказывается незначительно и несколько замедляет его рост. При достижении 20 % мощности на каждом из используемых углов атаки β и видов газа коэффициента избытка воздуха снижается на 0,2 единицы. Такое явление объясняется некоторым улучшением качества смешения, вызванного влиянием формы профиля щелевой камеры смешения горелки на увеличение интенсивности процессов смешения и горения вследствие расширения верхней части камеры.

3. Проведённые математические исследования положения основания факела показали, что его геометрическое положение в щелевой камере смешения не постоянно и меняется от состава газа, формы щелевой камеры смешения и тепловой мощности горелки. Заглубление основания факела в щелевой канал наблюдается при увеличении угла атаки, снижении тепловой мощности и увеличения в составе газа доли окислителя.

4. На основании исследований влияния давления газа перед горелкой и угла атаки газовых струй на длину факела были получены эмпирические уравнения, позволяющие определить его значения. Исследования показали, что максимальная длина факела будет наблюдаться при угле атаки близком с 45° . При

снижении и увеличении угла атаки газовых струй поперечного набегающего потока воздуха и снижении давления газа перед горелкой длина факела снижается. Такое явление объясняется тем, что при отклонении углов атаки газовых струй от положения 45° процессы подготовки газозвушной смеси начинают интенсифицироваться вследствие увеличения площади контакта газовых струй с окислителем, а при снижении давления газа перед горелкой скорости движения потоков и расходы подаваемого в горелку газа падают, а, следовательно, и сокращается время выгорания топлива.

5. Влияние изменения состава газа на длину факела показало, что увеличение содержания негорючих балластных примесей и снижение содержание окислителя в составе топлива способствует увеличению длины факела, что объясняется снижением скорости образования газозвушной смеси, и наоборот, увеличение в составе газа доли окислителя способствует снижению длины факела и повышению скорости образования газозвушной смеси, а также интенсивности протекания реакций горения.

6. На основании проведённых исследований разработаны и представлены эмпирические расчётные зависимости, позволяющие расчётным методом вычислить длину факела в зависимости от вида газа, угла атаки газовых струй, формы щелевой камеры смешения и давления газа перед горелкой. Данная методика полезно дополняет существующую методику расчёта горелок с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения и может использоваться при проектировании.

7. Температурное поле при работе горелки на природном, шахтном и биогазе вблизи стен топki устанавливает равномерное температурное поле без высоких температурных градиентов, что способствует выравниванию удельных тепловых напряжений лучевоспринимающих поверхностей нагрева топki и увеличению продолжительности службы энергетического оборудования.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ

1. Разработана система теплогазоснабжения для сжигания нетрадиционных газов в УГГУ, обеспечивающая равномерность раздачи воздуха по сечению щелевой камеры смешения, а также устойчивое и полное сгорания газа в широком диапазоне изменения тепловых нагрузок. Разработаны и исследованы элементы системы теплогазоснабжения, позволяющие обеспечить:

- интенсивную подготовку горючей газозоудшной смеси равномерного состава;
- равномерную скорость движения воздуха в щелевой камере смешения;
- равномерное распределение тепловых напряжений вдоль щелевой камеры смешения УГГУ;
- поддержание минимального α для различных газов и тепловой мощности горелки при отсутствии химического недожога;
- возможность регулирования длины факела без изменения её тепловой мощности.

2. Усовершенствована методика расчета элементов системы теплогазоснабжения для сжигания нетрадиционных газов в УГГУ, обеспечивающих оптимальную длину факела и полноту сгорания в зависимости от угла β , от давления газа и профиля щелевой камеры смешения при сжигании природного газа, биогаза и шахтного газа, а также предложена система автоматизации УГГУ, способная регулировать и контролировать режимы работы горелки.

3. Получены экспериментальные зависимости влияния вида газа, угла β и тепловой мощности горелки при полном сгорании газа на изменения минимальных α .

4. Определены аэродинамические режимы и разработаны конструкторские решения, влияющие на длину факела при сжигании газов.

5. Получены графические и математические зависимости влияния угла β , давления газа перед горелкой, формы профиля поперечного сечения щелевой камеры смешения и вида газа на длину факела и качество сгорания газа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ахмедов, Р. Б.** Диффузионное регулирование топочных процессов при сжигании газа [Текст] / Р. Б. Ахмедов, И. М. Гольдберг – М.: Энергия, 1976. – 43 с.
2. **Ахмедов Р. Б.** Дутьевые газогорелочные устройства [Текст] / Р. Б. Ахмедов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1977. – 272 с.
3. **Ахмедов, Р. Б.** Основы регулирования топочных процессов [Текст] / Р. Б. Ахмедов – М.: Энергия, 1977. – 277 с.
4. **Безруких, В. Ю.** Выбор оптимальных параметров газозвушной смеси в прямооточных горелочных устройствах котлов малой мощности с целью экономии топлива и снижения выброса вредных веществ [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук 05.23.03 / В. Ю. Безруких. – Л., 1988. – 22 с.
5. **Беликов, С. Е.** Котлы тепловых электростанций и защита атмосферы [Текст] / С. Е. Беликов, В. Р. Котлер – М.: Аква-Терм, 2008. – 212 с.
6. **Беликов, С. Е.** Малые котлы и защита атмосферы [Текст] / С. Е. Беликов, В. Р. Котлер – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 125 с.
7. **Бирюзова, Е. А.** Совершенствование сжигания природного газа на отопительных чугунных секционных котлах с горизонтально-щелевыми (подовыми) горелками [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.23.03 / Бирюзова Елена Александровна. – СПб., 2003. – 231 с.
8. **Блох, А. Г.** Теплообмен излучением [Текст]: справочное пособие / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
9. **Блохин, А. В.** Теория эксперимента [Текст]: курс лекций / А. В. Блохин – Минск: Изд-во БГУ, 2002. – 67 с.
10. **Борщов, Д. Я.** Эксплуатация отопительной котельной на газообразном топливе [Текст] / Д. Я. Борщов – М.: Стройиздат, 1988. – 239 с.

11. **Бошняк, Л. Л.** Измерения при теплотехнических исследованиях [Текст] / Л. Л. Бошняк. – Л.: Машиностроение, 1974. – 448 с.: ил.
12. **Бриллиантова, М. М.** Исследование горелок малой тепловой мощности с целью снижения вредностей в продуктах сгорания [Текст]: дис. ... канд. техн. наук 05.23.03 / Бриллиантова Марина Михайловна. – Л., 1978. – 129 с.
13. **Вершилович, В. А.** Газовое хозяйство котельных [Текст]: учеб. издание / В. А. Вершилович. – СПб.: Издательство ДЕАН, 2010. – 160 с.
14. **Воликов, А. Н.** Сжигание газового и жидкого топлива в котлах малой мощности [Текст] / А. Н. Воликов – Л.: Недра, 1989. – 160 с.: ил.
15. **Воликов, А. Н.** Совершенствование энергосберегающих и природоохранных технологий и конструкций отопительно-коммунальных котельных малой мощности [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук 05.23.03 / Воликов Анатолий Николаевич – СПб., 2001. – 393 с.
16. **Воликов, А. Н.** Энергоэкологическая реабилитация – экономичный путь повышения энергоэффективности предприятия [Текст] / А. Н. Воликов, Ю. В. Маслов, О. Н. Новиков // Инженерные системы. – 2011. – № 1. – С. 82 – 89.
17. **Вулис, Л. А.** Аэродинамика факела [Текст] / Л. А. Вулис, Л. П. Ярин – Л.: Энергия, 1978. – 216 с.
18. ГК «Новые технологии» [Текст]: каталог продукции [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://turbodon-rt.ru/images/showcase/turbodon_catalogue_ru.pdf.
19. Газы горючие природные [Текст]: ГОСТ 22667-82*: ввод в действие с 01.07.83. – М.: ИПК Издательство стандартов.
20. Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения. Технические условия [Текст]: ГОСТ 5542-87*: ввод в действие с 01.01.88. – М.: ИПК Издательство стандартов.
21. **Гончаров, А. А.** Метрология, стандартизация и сертификация [Текст]: учеб. пособ. для студ. высш. учеб. заведений / А. А. Гончаров, В. Д. Копылов. – 6-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 240 с.

22. Горелки Weishaupt. Газовые горелки WG10 и WG20. Исполнение LN для природного и сжиженного газа [Текст]: техн. паспорт. – Швенди, 1999. – 8 с.

23. **Гримитлин, А. М.** Математическое моделирование в проектировании систем вентиляции и кондиционирования [Текст] / А. М. Гримитлин, Т. А. Дацюк, Д. М. Денисихина. – СПб: АВОК Северо-Запад, 2013. – 192 с.

24. **Грищенко, Е. П.** Снижение вредных веществ при сжигании углеводородных газов за счёт рассредоточения фронта пламени и ступенчатого подвода окислителя [Текст]: дис. ... канд. техн. наук 05.23.03 / Грищенко Евгений Петрович. – Л., 1976. – 23 с.

25. **Гуров, В. В.** Повышение экономичности газифицированных котельных малой мощности и снижение загрязнения окружающей среды [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук 05.23.03 / В. В. Гуров – Л., 1984. – 21 с.

26. **Зайдель, А. Н.** Погрешности измерений физических величин [Текст] / А. Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.

27. ЗАО «ЗИОСАБ» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://stokotlov-russia.ru/p39780729-tyagonaporomer-tnmp-membrannyj.html>

28. **Иванов, Ю. В.** Рациональное сжигание природного газа, основанное на результатах расчета газогорелочных устройств [Текст] / Ю. В. Иванов – Таллин, 1958. – 127 с.

29. **Иванов, Ю. В.** Газогорелочные устройства [Текст] / Ю. В. Иванов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1972. – 276 с.

30. **Иванова, Г. М.** Теплотехнические измерения и приборы [Текст]: учебник для вузов / Г. М. Иванова, Н. Д. Кузнецова, В. С. Чистяков. – 3-е изд., стер. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 460 с.: ил.

31. Измерительное оборудование Testo [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://spb-testo.ru/catalogue/catalog_sect=17_id=1951.html.

32. **Изюмов, М. А.** Проектирование и расчет горелок / М. А. Изюмов, П. В. Росляков – М.: 1990. – 113 с.: ил.

33. **Иссерлин, А. С.** Газовые горелки [Текст] / А. С. Иссерлин –3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1973. – 190 с.
34. **Иссерлин, А. С.** Основы сжигания газового топлива [Текст]: справочное пособие / А. С. Иссерлин –2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1987. – 336 с.
35. Исследование состава продуктов горения газообразного, жидкого и твердого топлива в котлах малой и средней производительности [Текст]: отчет о НИР / Ленингр. инж.-строит. ин-т; рук. Б. М. Кривоногов. – Л., 1977. – 146 с. – Инв. № 355/77-443.
36. Исследование способов сжигания газа и мазута с уменьшением образования сажи и других вредных продуктов сгорания топлива в вертикально-водотрубных и секционных котлах [Текст]: отчет о НИР (заключ.) / Ленингр. инж.-строит. ин-т; рук. Б. М. Кривоногов – Л., 1976. – 160 с.
37. Контрольно-измерительные приборы: ЗАО НПФ «РОССМА»: каталог продукции [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://kiparis-spb.ru/pdf.php?item=38>.
38. **Комина, Г. П.** Газоснабжение, горение газов [Текст]: учеб. пособ. / Г. П. Комина, А. Л. Шкаровский, Е. Е. Мариненко; Волгоградский гос. архитектур.-строит. ун-т. – Волгоград: Изд-во ВолгГАСУ, 2010. – 123 с.
39. **Комина, Г. П.** Нетрадиционные ресурсы газообразного топлива и его использование [Текст] / Г. П. Комина // Вестник гражданских инженеров. – 2005. – № 3. – С. 67 – 72.
40. **Комина, Г. П.** Исследование продуктов сгорания углеводородных газов и снижение в них вредных компонентов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук 05.23.03 / Комина Галина Павловна. – Л., 1971. – 163 с.
41. Компания «Овен»: каталог продукции [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.owen.ru/catalog/>.

42. **Кривоногов, Б. М.** Повышение эффективности сжигания газа и охрана окружающей среды [Текст] / Б. М. Кривоногов – Л.: Недра, 1986. – 280 с.

43. **Крюков, А. А.** Повышение эффективности сжигания природного газа в щелевых газогорелочных устройствах среднего давления [Текст] / А. А. Крюков, А. В. Хельштейн, В. А. Яковлев // Сб. науч. тр. студ. и асп. участ. конкурсов СПбГАСУ 2009 г. – СПб.: СПбГАСУ, 2010. – С. 54 – 65.

44. **Курицын, Б. Н.** Определение эксплуатационных параметров резервуарных установок при комбинированной регазификации сжиженного углеводородного газа / Б. Н. Курицын, Н. Н. Осипова, С. С. Кузнецов // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. – Воронеж: ВГАСУ, 2015. – С. 11 – 16.

45. **Куш, А. С.** Новые горелки с уменьшенным выбросом токсичных веществ, работающие на холодном дутье [Текст] / А. С. Куш // Всесоюз. науч.-исслед. ин-т экономики, орг. пр-ва и техн.-экон. информ. в газовой пром-сти. – М.: 1985. – 39 с.: ил.

46. **Кущев, Л. А.** Параметры и факторы интенсификации процесса получения биогаза [Текст] / Л. А. Кущев, Д. Ю. Суслов // Science Time. – 2014. – № 10. – Казань. – С. 252 – 257.

47. **Кущев, Л. А.** Технологии получения биогаза при анаэробной ферментации органических веществ [Текст] / Л. А. Кущев, Д. Ю. Суслов, Д. О. Темников. // Science Time. – 2015. – № 10. – Казань. – С. 204 – 210.

48. **Кущев, Л. А.** Физико-химические и технологические основы процесса получения биогаза в биореакторах с барботажным перемешиванием субстрата [Текст] / Л. А. Кущев, Д. Ю. Суслов // Региональная научно-техническая конференция по итогам конкурса ориентированных фундаментальных исследований по междисциплинарным темам, проводимого Российским фондом фундаментальных исследований и Правительством Белгородской области. – Белгород: БГТУ им. В. Г. Шухова, 2015. – С. 205 – 217.

49. **Левин, А. М.** Принципы рационального сжигания газа [Текст] / А. М. Левин – Л.: Недра, 1977. – 247 с.
50. **Лойцянский, Л. Г.** Механика жидкости и газов [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1978. – 736 с.
51. **Мариненко, Е. Е.** Тенденции развития систем сбора и обработки дренажных вод и метансодержащего газа на полигонах твёрдых бытовых отходов. Отечественный и зарубежный опыт [Текст] / Е. Е. Мариненко, Ю. Л. Беляева, Г. П. Комина. – СПб.: Недра, 2001. – 160 с.: ил.
52. **Михеев, В. П.** Подовые и щелевые горелки для природного газа [Текст] / В. П. Михеев, В. Н. Федоров – Л.: Недра, 1965. – 75 с.
53. НПФ «РАСКО» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://rasko.ru/node/3114>.
54. **Новиков, О. Н.** Как повысить эффективность работы котельной / О. Н. Новиков, А. Н. Окадьев, Н. А. Антонова // Промышленно-строительное обозрение. – 2013. – № 8. – С. 2 – 4.
55. Основы работы в ПК ANSYS 16.0 [Текст]: учеб. пособ. / С. А. Вальгер [и др.]; Новосиб. гос. архитектур.-строит. ун-т (Сибстрин). – Новосибирск: НГАСУ (Сибстрин), 2015. – 240 с.
56. **Панюшева, З. Ф.** Наладка отопительных котлов, работающих на газе [Текст]: 2-е изд., перераб. и доп. / З. Ф. Панюшева, Е. Б. Столпнер – Л.: Недра, 1986. – 151 с.
57. **Полонский, В. М.** Охрана воздушного бассейна [Текст]: учеб. издание / В. М. Полонский – М.: Издательство АСВ, 2006. – 152 с.
58. **Преображенский, Н. И.** Контроль за рациональным использованием газа [Текст] / Н. И. Преображенский. – Л.: Недра, 1983. – 368 с.
59. Производственно-коммерческая группа «Гранат» [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://granat-e.ru/testo_300m.html.
60. **Прохоров, С. Г.** Оценка загрязнения атмосферы выбросами газифицированных котлов малой мощности при применении теплоутилизаторов

«сухого» типа [Текст] / С. Г. Прохоров, Ю. В. Родионов, О. В. Тараканов, А. А. Кожунов // Региональная архитектура и строительство. – 2012. – № 2. – С. 133 – 137;

61. Разработка и внедрение газооборудования секционных отопительных котлов, оборудованными современными автоматизированными газогорелочными устройствами [Текст]: отчет о НИР и ОКР (заключ.) / СПбГАСУ, НПО «БЕНИШ»; рук. Г. Н. Северинец. – СПб., 2002. – 184 с.: ил.

62. **Равич, М. Б.** Газ и эффективность его использования в народном хозяйстве [Текст] / М. Б. Равич – М.: Недра, 1987. – 237 с.

63. **Рамазанов, Р. С.** Разработка газовой горелки для сжигания биогаза / Р. С. Рамазанов, Д. Ю. Суслов, Л. А. Куцев. // Научно-технические новации. – Белгород: БГТУ им. В. Г. Шухова, 2014. – С. 195 – 198.

64. Рациональное использование газа в энергетических установках [Текст]: Справочное руководство / Р. Б. Ахмедов [и др.] – Л.: Недра, 1990. – 423 с.: ил.

65. **Розенфельд, Э. И.** Газовые горелки [Текст] / Э. И. Розенфельд // Всесоюз. ин-т науч. и техн. информ. – М., 1973. – 123 с.

66. **Розенфельд, Э. И.** Горелочные устройства для сжигания газа и других видов топлива с минимальным содержанием окислов азота в уходящих газах тепловых агрегатов [Текст] / Э. И. Розенфельд // Всесоюз. науч.-исслед. ин-т экономики, орг. пр-ва и техн.-экон. информ. в газовой промышленности – М., 1976. – 53 с.

67. **Сиделкина, М. И.** Исследование режима течения в горелочных туннелях [Текст]: сб. науч. тр. СПИ под ред. д-ра. техн. наук А. М. Левина, Вып. 65 / М. И. Сиделкина. – Саратов: Изд-во СПИ, 1974. – С. 28 – 34.

68. **Сидельковский, Л. Н.** Котельные установки промышленных предприятий [Текст]: учеб. для вузов / Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев. – 4-е изд., репринтное. – М.: ООО «БАСТЕТ», 2009. – 528 с.: ил.

69. **Сигал, И. Я.** Топочные процессы в проблеме защиты воздуха [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук 05.23.03 / И. Я. Сигал. – Киев, 1970. – 15 с.
70. **Сигал, И. Я.** Газогорелочные устройства котельных установок [Текст] / И. Я. Сигал. – Киев: Гостехиздат УССР, 1961. – 162 с.
71. **Сигал, И. Я.** Защита воздушного бассейна при сжигании топлива [Текст] / И. Я. Сигал – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Недра, 1988. – 310 с.
72. **Сигал, И. Я.** Образование окислов азота в процессах горения и пути снижения выброса их в атмосферу [Текст] / И. Я. Сигал // Сб. науч. тр. АН УССР. Ин-т газа. – Киев, Думка, 1979. – 171 с.
73. **Скафтымов, Н. А.** Основы газоснабжения [Текст] / Н. А. Скафтымов. – Л.: Недра, 1975. – 343 с.
74. **Стаскевич, Н. Л.** Справочник по газоснабжению и использованию газа [Текст] / Н. Л. Стаскевич, Г. Н. Северинец, Д. Я. Вигдорчик – Л.: Недра, 1990. – 761 с.
75. **Талиев, В. Н.** Аэродинамика вентиляции [Текст] / В. Н. Талиев – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
76. Теплогенерирующие установки [Текст]: Учебник для вузов / Г. Н. Делягин, [и др.] – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «ИД “БАСТЕТ”», 2010. – 624 с.: ил.
77. **Тойберт, П.** Оценка точности результатов измерений [Текст] / П. Тойберт – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 88 с.: ил.
78. **Тюкин, К. К.** Эффективность использования топлива в вихревых бесфутеровочных топках [Текст] / К. К. Тюкин. – СПб.: Недра, 2005. – 176 с.
79. **Федоров, В. Н.** Исследование процессов смесеобразования и аэродинамического сопротивления в щелевых диффузионных газовых горелках [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук 05.23.03 / В. Н. Федоров – Куйбышев, 1969. – 23 с.

80. **Хельштейн, А. В.** Усовершенствование расчёта двухтрубных щелевых газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха при помощи ЭВМ [Текст] / А. В. Хельштейн, В. А. Яковлев // 62-я междунар. науч.-практ. конф. «Актуальные проблемы современного строительства»: сб. науч. тр. – СПб., 2009. – С. 163 – 166.

81. **Христинич, В. А.** Газогорелочные устройства для сжигания газа при высоких и переменных избытках воздуха [Текст] / В. А. Христинич, Г. Н. Любчик // Всесоюз. науч.-исслед. ин-т экономики, орг. пр-ва и техн.-экон. информ. в газовой пром-сти. – М.: 1978. – 60 с.

82. **Шкаровский, А. Л.** Совершенствование сжигания газа в топках барабанных сушил [Текст]: дис. ... канд. техн. наук 05.23.03 / Шкаровский Александр Леонидович. – Л., 1977. – 253 с.

83. **Шур, И. А.** Перевод отопительных котлов на газообразное топливо [Текст]: 2-е изд., перераб. и доп. / И. А. Шур – Л.: Недра, 1966. – 253 с.

84. **Шурыгин, А. П.** Методика расчета газогорелочных устройств [Текст] / А. П. Шурыгин – М.: 1963. – 26 с.

85. Экологическая оптимизация сжигания топлива в котлах и печах регулированием соотношения «топливо – воздух» [Текст] / О. Н. Новиков [и др.] // Промышленная энергетика. – 2000. – № 5. – С. 57 – 60.

86. Экономичность и экологичность использования газа в стальных и чугунных отопительных котлах [Текст]: отчет о НИР (промежут.) / Ленингр. инж.-строит. ин-т; рук. Н. Л. Стаскевич. – Л., 1984. – 77 с. – Инв. № 165.

87. Энергосберегающие технологии системы и приборы: ЗАО НПФ «УРАН-СПб» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://npfuran.ru/>.

88. **Эстеркин, Р. И.** Перевод промышленных котлов на газообразное топливо [Текст] / Р. И. Эстеркин – Л.: Энергия, 1967. – 207 с.

89. **Эстеркин, Р. И.** Эксплуатация котлоагрегатов на газовом топливе [Текст]: 3-е изд., перераб. и доп. / Р. И. Эстеркин – Л.: Недра, 1974. – 208 с.

90. **Эстеркин, Р. И.** Теплотехнические измерения при сжигании газового и жидкого топлива [Текст] / Р. И. Эстеркин, А. С. Иссерлин, М. И. Певзнер – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Недра, 1981. – 424 с.

91. **Эстеркин, Р. И.** Изучение сжигания газа в топках котлов малой производительности [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук 05.23.03 / Р. И. Эстеркин – Л., 1967. – 16 с.

92. **Яковлев, В. А.** Методика расчёта на ЭВМ щелевых газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха [Текст] / В. А. Яковлев // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета, Серия: Строительство и архитектура. – 2008. – №11 (30). – С. 133 – 139 (ВАК).

93. **Яковлев, В. А.** Оптимизация расчёта горелок с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения [Текст] / В. А. Яковлев // Вестник гражданских инженеров. – 2016. – № 1(54). – С. 113 – 119 (ВАК).

94. **Яковлев, В. А.** Оптимизация воздухораспределительных систем газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения методом математического моделирования [Текст] / В. А. Яковлев, Г. П. Комина // Вестник гражданских инженеров. – 2016. – № 2(55). – С. 163 – 170 (ВАК).

95. **Яковлев, В. А.** Методика расчёта щелевых газовых горелок, применяемых в водотрубных котлах малой и средней мощности [Текст] / В. А. Яковлев // Актуальные проблемы современного строительства: сборник материалов 60-й Международной научно-технической конференции молодых учёных, Ч. I / М-во образования и науки РФ, С.-Петербург. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб., 2007. – С. 172 – 176.

96. **Яковлев, В. А.** Результаты огневых испытаний элементов опытной щелевой горелки на газах с разной теплотой сгорания [Текст] / В. А. Яковлев, Г. Н. Северинец // Доклады 64-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета, Ч. II / М-во образования и науки РФ, С.-Петербург. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб.,

2007. – С. 115 – 119.

97. **Яковлев, В. А.** Расчёт конструктивных параметров щелевых газогорелочных устройств при помощи ЭВМ [Текст] / В. А. Яковлев // Доклады 65-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета, Ч. I / М-во образования и науки РФ, С.-Петербург. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб., 2008. – С. 159 – 163.

98. **Яковлев, В. А.** Экспериментальные разработки водотрубного котла, оборудованного горизонтальной щелевой горелкой с принудительной подачей воздуха среднего давления [Текст] / В. А. Яковлев // Доклады 66-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета, Ч. II / М-во образования и науки РФ, С.-Петербург. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб., 2009. – С. 166 – 170.

99. **Яковлев, В. А.** Сравнительный анализ газогорелочных устройств, применяемых в отопительных котлах малой мощности [Текст] / В. А. Яковлев, А. А. Крюков // Актуальные проблемы современного строительства: сборник материалов 62-й международной научно-технической конференции молодых учёных, Ч. III / М-во образования и науки РФ, С.-Петербург. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб., 2009. – С. 166 – 168.

100. **Яковлев, В. А.** Модернизация водотрубного отопительного котла с целью применения щелевого газогорелочного устройства [Текст] / В. А. Яковлев // Доклады 67-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета, Ч. I / М-во образования и науки РФ, С.-Петербург. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб., 2010. – С. 191 – 196.

101. **Яковлев, В. А.** Усовершенствование методики расчёта щелевых газогорелочных устройств при помощи ЭВМ [Текст] / В. А. Яковлев // Энерго- и ресурсосбережение. Энергосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады

ады, научно-практической конференции и выставки работ студентов, аспирантов и молодых учёных 22 – 26 ноября 2010 г. / УрФУ. – Екатеринбург., 2010. – С. 219 – 221.

102. **Яковлев, В. А.** Аэродинамические исследования щелевого газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха среднего давления [Текст] / В. А. Яковлев // Доклады 68-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета, Ч. II / М-во образования и науки РФ, С.-Петерб. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб., 2011. – С. 172 – 177.

103. **Яковлев, В. А.** Аэродинамические особенности проектирования смесеподготовительных систем щелевых ГГУ с принудительной подачей воздуха [Текст] / В. А. Яковлев // Актуальные проблемы строительства и архитектуры: Материалы международной научно научно-практической конференции студентов, аспирантов, молодых учёных и докторантов, Ч. II / М-во образования и науки РФ, С.-Петерб. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб., 2012. – С. 138 – 141.

104. **Яковлев, В. А.** Особенности проектирования смесительной системы в щелевых ГГУ с принудительной подачей воздуха [Текст] / В. А. Яковлев // Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования: Материалы VII Всероссийской научно-практической конференции ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (с международным участием), Кн. 1 / СибАДИ. – Омск., 2012. – С. 390 – 394.

105. **Яковлев, В. А.** Оптимизация конструкции смесеподготовительных систем щелевых ГГУ с принудительной подачей воздуха [Текст] / В. А. Яковлев // Энерго- и ресурсосбережение. Энергосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: Сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-практической конференции и выставки работ студентов, аспирантов и молодых учёных 18 – 21 декабря 2012 г. / УрФУ. – Екатеринбург, 2012. – С. 220 – 222.

106. **Яковлев, В. А.** Оптимизация конструкции системы подготовки газозоудушной смеси в щелевых ГГУ с принудительной подачей воздуха [Текст] / В. А. Яковлев // Градостроительство. Инфраструктура. Коммуникации: Инженерные системы и сооружения. – 2014. – № 4. Воронеж – С. 84 – 90.

107. **Яковлев, В. А.** Испытания работы газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения на невзаимозаменяемых газах [Электронный ресурс] / В. А. Яковлев / Электронный научный журнал «Фундаментальные исследования». – 2016. – № 9. Режим доступа: <http://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=40739> (Дата обращения 23.09.2016). (ВАК).

108. ANSYS Fluent [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://cae-expert.ru/product/ansys-fluent>.

109. Baltur gas burners [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.baltur.com/it/en/products/burners>.

110. **Bauer, F.** Efficiency of high accuracy DRP schemes in direct numerical simulations of incompressible turbulent flows / F. Bauer, S. Tardu, O. Doche / LEGI, Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels, Université Joseph Fourier, B.P. 53 X, Grenoble, Cédex 9, France // Computers and Fluids. – 1 January 2015. – Vol. 107. – P. 123 – 140.

111. **Burbano, H.J.** Laminar burning velocities and flame stability analysis of syngas mixtures at sub-atmospheric pressures / H.J. Burbano J. Pareja, A.A. Amell / Science and Technology of Gases and Rational Use of Energy Group, Faculty of Engineering, University of Antioquia, Calle 67 No 53 – 108 Bloque 20 – 447, Medellín, Colombia // International Journal of Hydrogen Energy. – Vol. 36, Issue 4, February 2011, P. 3243 – 3252.

112. Cadfem-cis education [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.cadfem-cis.ru/knowledge/video-cadfem/>.

113. **Cardona Vargas, A.** Combustion characteristics of several typical shale gas mixtures / A. Cardona Vargas, A. Amell Arrieta, C.E. Arrieta / Grupo de Ciencia

y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía, Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia, Calle 67 N 53 – 108, Bloque 19 – 000, Medellín, Colombia // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 1 July 2016. – Vol. 33, P. 296 – 304.

114. **Chen, W.** Numerical investigation on the flow, combustion and NO_x emission characteristics in a 10 MW premixed gas burner / Chen, W., Liu, G. / School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou, China // Open Fuels and Energy Science Journal. – 2015. – Vol. 8, Issue 1. – P. 1 – 13.

115. **Chu, X.** Direct numerical simulation of strongly heated air flow in a vertical pipe / X. Chu, E. Laurien, D. M. McEligot // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1 October 2016. – Vol. 101. – P. 1163 – 1176.

116. Elco [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://elco.de/produkte/>свободный.

117. **Feng, M.-J.** Numerical simulation of an adjustable length of flame gas burner / M.-J. Feng, D.-L. Li, E.-G. Wang / Key Laboratory of National Education Ministry for Electromagnetic Processing of Materials, Northeastern University, Shenyang, China / Dongbei Daxue Xuebao/Journal of Northeastern University. – 1 September 2014. – Vol. 35, Issue 9. – P. 1279 – 1283.

118. **García-Armingol, T.** Impact of fuel staging on stability and pollutant emissions of premixed syngas flames / T. García-Armingol, Á. Sobrino, E. Luciano, J. Ballester / Laboratory of Research on Fluid Dynamics and Combustion Technologies (LIFTEC), CSIC – University of Zaragoza, Spain / Fluid Mechanics Group/LIFTEC, CSIC – University of Zaragoza, Spain // Fuel. – 1 December 2016. – Vol. 185 – P. 122 – 132.

119. Gas, oil, and dual-fuel burners [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.weishaupt.de/produkte/brenner>.

120. Giersch [Электронный ресурс]. Режим доступа:

<http://www.giersch.ru/catalog/dutevye-gorelki/>.

121. **Han, D.** An experimental and computational study of turbulent lean pre-mixed flames / D. Han, V. R. Hasti, R. Lucht, J. P. Gore / School of Mechanical Engineering, Purdue University, 500 Allison Rd, West Lafayette, IN, United States // 51st AIAA/SAE/ASME Joint Propulsion Conference, 2015; Orlando; United States; 27 July 2015 through 29 July 2015.

122. **Hettiaratchi, P.** Recent advances of biomass waste to gas using landfill bioreactor technology / P. Hettiaratchi, P. Jayasinghe, J.H. Tay, S Yadav. / Department of Civil Engineering, University of Calgary, Calgary, AB, Canada // Current Organic Chemistry. – 1 January 2015. – Vol. 19, Issue 5. – P. 413 – 422.

123. **Hosseini, S.E.** Effects of burner configuration on the characteristics of biogas flameless combustion / S.E. Hosseini, M.A. Wahid / High-Speed Reacting Flow Laboratory, Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia, UTM, Skudai, Johor, Malaysia // Combustion Science and Technology. – 3 August 2015. – Vol. 187, Issue 8. – P. 1240 – 1262.

124. **Hou, S.-S.** Parametric study of high-efficiency and low-emission gas burners /S.-S. Hou, C.-H. Chou / Department of Mechanical Engineering, Kun Shan University, Yung-Kang District, Tainan City 71003, Taiwan // Advances in Materials Science and Engineering. – 2013, Article number 154957.

125. **Jones, W. P.** The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence / W. P. Jones, B. E. Launder // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1972. – Vol. 15. – P. 301 – 314.

126. **Khalilarya, S.** Influence of dilution and lean-premixed on mild combustion in an industrial burner / S. Khalilarya, H. Oryani, S. Jafarmadar, H. Khatamnezhad, A. Nemati / Mechanical Engineering Department, Urmia University, Urmia, Iran // World Academy of Science, Engineering and Technology. – November 2010. – Vol. 71. – P. 407 – 413.

127. **Krzywański, J. A.** Model research of gas emissions from lignite and biomass co-combustion in a large scale cfb boiler / Krzywański, J.a, Rajczyk, R.a, Nowak, W.b / Czestochowa University of Technology, Institute of Advanced Energy Technologies, Dabrowskiego 73, 42–201 Czestochowa, Poland // Chemical and Process Engineering – Inzynieria Chemiczna i Procesowa. – June 2014. – Vol. 35, Issue 2. – P. 217 – 231

128. **Kutsyi, D.V.** Numerical modeling of landfill gas and heat transport in the deformable MSW landfill body. Part 1. development of the model / D.V. Kutsyi / Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, ul. Zhelyabova 2a, Kyiv, Ukraine // Thermal Engineering. – 2015. – Vol. 62, Issue 6. – P. 403 – 407, Article number A003.

129. **Lee, J.** Direct numerical simulations of turbulent flow in a conical diffuser / J. Lee, S. J. Jang, H. J. Sung / Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST), Daejeon 305 – 701, South Korea // Journal of Turbulence. – 2012. – Vol. 13. – P. 1 – 29.

130. **Liu, H.** Effects of the burner arrangement on thermal deviation of 1 000 MW boiler / H. Liu, Q. Cao, B. Han, and etc. / School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Blower Works Group Corporation, Shenyang, China // Harbin Gongye Daxue Xuebao/Journal of Harbin Institute of Technology. – 30 July 2016. – Vol. 48, Issue 7. – P. 112 – 117.

131. **Liu, Y.-F.** Numerical simulation of O₂/CO₂ recycled flue gas combustion in a 300 MW Boiler / Liu, Y.-F., Liang, X.-J., Gao, Z.-Y., and etc. / College of Energy Source and Power Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China // Reneng Dongli Gongcheng/Journal of Engineering for Thermal Energy and Power. – March 2009. – Vol. 24, Issue 2. – P. 177 – 181.

132. **Liu, Z.-G.** The direct numerical simulation of pipe flow / Z.-G. Liu, G.-S. Du, Z.-F. Shao / School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China // Journal of Hydrodynamics. – February 2013. – Vol. 25, Issue

1. – P. 125 – 130.

133. **Lo, S. H.** A New Mesh Generation Scheme for Arbitrary Planar Domains / S. H. Lo // International Journal for Numerical Methods in Engineering. – 1985. – Vol. 21. – P. 1403 – 1426.

134. **Lohner, R.** Parallel Advancing Front Grid Generation / R. Lohner, J. R. Cebral // Proceedings of the 8-th International Meshing Roundtable, South Lake Tahoe, CA, U.S.A. – October 1999. – P. 67 – 74.

135. **MacLean, S.** Investigations on the use of biogas for small scale decentralized CHP applications with a focus on stability and emissions / S. MacLean, E. Tali, A. Giese, J. Leicher // 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Conversion Systems and Processes, ECOS 2012; Perugia; Italy; 26 June 2012 through 29 June 2012 / Proceedings of the 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Conversion Systems and Processes, ECOS 2012. – 2012. – Vol. 5. – P. 218 – 228.

136. **Menter, F. R.** Influence of Freestream Values on $k - \omega$ Turbulence Model Predictions / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1992. – Vol. 30, №. 6. – P. 1657 – 1659.

137. **Menter, F. R.** Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Model for Engineering Application / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, №. 8. – P. 1598 – 1605.

138. **Menter, F. R.** The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Pt. 1: Theory and Model Description / F. R. Menter // Journal Flow Turbulence and Combustion. – 2010. – Vol. 85. – P. 113 – 138.

139. Modern and more environmentally friendly burner technology [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.oilon.com/industry/>.

140. **Ouali, S.** Numerical simulation of methane-air equivalence ratio effect on premixed low swirl stabilized flame / Ouali, S., Bentebiche, A., Belmrabet, T. / Departement D'énergétique, Faculté Des Sciences de L'ingénieur, UMBB, Bou-

merdes, Algeria // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. – 2015. – Vol. 37, Issue 2. – P. 747 – 760.

141. Rendamax products [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.rendamax.com.ua/faq.php>.

142. **Schindler, N.** Switching boiler burners to allow multiple fuels / Schindler, N. / Combustion Components Associates (CCA), United States // Pollution Engineering. – April 2014. – Vol. 46, Issue 4.

143. **Shebekoa, N.** The investigation of flame propagation in gaseous mixtures in large semiopen tube / N. Shebekoa, B. S. Fialkova, I. A. Bolodiana, V. K. Muravleva, A. M. Chekhovskich / All Russian Scientific Research Institute for Fire Protection, Moscow Region, Russia and Chemical Metallurgical Institute of Kazakhstan Academie of Sciences, Karaganda, Kazakhstan // Combustion Science and Technology. – 2001 – № 172 – P. 109 – 121.

144. **Skryja, P.** The influence of bound nitrogen content in the gaseous fuel on the formation of NO_x / P. Skryja, P. Bělohradsky, I. Hudák, / Faculty of Mechanical Engineering, Brno University of Technology, Technická 2, Brno, Czech Republic / 17th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction, PRES 2014; Prague; Czech Republic; 23 August 2014 through 27 August 2014; Code 114752 // Chemical Engineering Transactions. – 2014. – Vol. 39, Issue Special Issue. – P. 1321 – 1326.

145. **Stupar, G.** The influence of primary measures for reducing NO_x emissions on energy steam boiler efficiency / G. Stupar, D. Tucakoviæ, T. Živanoviæ, and etc. / 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Conversion Systems and Processes, ECOS 2012; Perugia; Italy; 26 June 2012 through 29 June 2012 // Proceedings of the 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Conversion Systems and Processes, ECOS 2012. – 2012. – Vol. 8. – P. 193 – 205.

146. **Tali, E.** Investigations on the use of biogas for small scale decentralized CHP applications with a focus on stability and emissions / E. Tali, A. Giese, J.

Leicher. // Proceedings of the 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Conversion Systems and Processes, ECOS 2012, Perugia; Italy. – 2012. – Vol. 5. – P. 218 – 228.

147. **Wilcox, D. C.** Reassessment of the Scale Determining Equation for Advanced Turbulence Models / D. C. Wilcox // AIAA Journal. – 1988. – Vol. 26, №. 11. – Pages 1299 – 1310.

148. **Yang, X.** Anisotropic characteristics of turbulence dissipation in swirling flow: A direct numerical simulation study / X. Yang, N. Gui, G. Xie, and etc. / Institute of Nuclear and New Energy Technology, Key Laboratory of Advanced Reactor Engineering and Safety, Ministry of Education, Beijing, China // Advances in Mathematical Physics. – 2015. – Article number 657620.

149. **Zhang, H.** Direct numerical simulation of elastic turbulence and its mixing-enhancement effect in a straight channel flow / H.-N. Zhang, F.-C. Li, Y. Cao, and etc. / School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China // Chinese Physics B. – February 2013. – Vol. 22, Issue 2. – Article number 024703.

150. **Zhang, S.** On the development of a turbulent jet subjected to aerodynamic excitation in the helical mode / S. Zhang, J. T. Turner / School of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering, University of Manchester, United Kingdom // Experimental Thermal and Fluid Science. – 1 November 2016. – Vol. 78. – P. 278 – 291.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Расчёт газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения на природный газ

Основные требования

Проект разрабатываемого газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения мощностью 100 кВт должен предусматривать быструю её перенастройку (переналадку) на сжигание иных по составу невзаимозаменяемых газов.

Такая задача может быть реализована только путём использования широко-предельного регулирования интенсивности процессов подготовки газозвушной смеси в щелевой камере смешения горелки, удовлетворяющих условиям обеспечивающих эффективное и качественное сжигание газа.

Для успешного воплощения данной задачи горелка снабжена системой регулирования интенсивности смесеобразования, способной быстро перенастроить работу щелевой камеры смешения.

Система подготовки газозвушной смеси горелки отвечающая за интенсивность процессов смесеобразования состоит из следующих элементов:

1. Система подачи газа оборудована регулятором давления газа перед горелкой и регулятором расхода подачи воздуха, который пропорционально изменению расхода газа, контролируя содержащийся в продуктах сгорания кислород поддерживает оптимальное значение коэффициента избытка воздуха в горелке;

2. Коллектор горелки состоит из двух отдельных труб, имеющих по одному ряду газоразпусковых отверстий, работающих совместно в единой системе, обладающих возможностью поворота вокруг своей оси на угол β . Изменение угла β позволит, не изменяя тепловой мощности, оказать воздействие на интенсивность процессов подготовки газозвушной смеси, подбирая оптимальную схему развития газовых струй в поперечном сечении щелевой камеры смешения горелки.

3. Конструкция горелки должна предусматривать возможность быстрой замены газовых коллекторов одних на другие. Решение позволит оснастить горелку коллекторами, обладающих иным диаметром газовыпускных отверстий, требующихся для эффективного и качественного сжигания невзаимозаменяемого газа;

4. Конструкция горелки снабжена двумя щелевыми зазорами, образованными в результате нестыковки наружных поверхностей газовых коллекторов с нижней поверхностью плиты опорного основания щелевой камеры смешения. Щелевые зазоры представляют собой два симметрично расположенных друг относительно друга канала, имеющих высоту 3 мм и протяжённость равную длине щелевой камеры смешения. Зазоры позволяют перепустить часть от основного расхода воздуха, принудительно подаваемого на горение под воздухораспределительную решётку, за задние стенки коллекторов в боковые камеры с последующей равномерной его раздачей в граничную зону «газовые струи – стенка щелевой камеры смешения».

Решение позволит улучшить её эксплуатационные качества и не допустить отложения сажи на стенках щелевой камеры смешения в ходе эксплуатации горелки.

5. С целью повешения интенсивности процессов смесеобразования и степени выравнивания скоростей набегающего на газовые струи воздушного потока горелка оборудована воздухораспределительной решёткой с интенсификаторами турбулентного движение воздушного потока размещённой в основании щелевой камеры смешения.

6. Для выравнивания статического давления, воздействующего на нижнюю плоскость воздухораспределительной решётки горелка оснащена воздухораспределительным коробом, обладающим изменяющимся по длине сечением.

7. Щелевая камера смешения горелки обладает изменяющимся по высоте сечением, имеющее на $1/3$ её высоты от основания пережим до 60 мм, выше кото-

рого начинается плавное расширение с 60 до 100 мм. Такая форма увеличит пределы регулирования горелки, ускорит процессы смесеобразования и горения при переводе горелки на иной по составу невзаимозаменяемый газ.

Порядок расчёта горелки на номинальную мощность

1. Для расчёта был принят природный газ «среднего состава» поступающий в городские сети газоснабжения г. Санкт-Петербурга. Теплота сгорания природного газа: $Q_H^p = 36\,800 \text{ кДж/м}^3 = 8780 \text{ ккал/м}^3$.

2. Плотность газа при нормальных условиях: $\rho_r^0 = 0,78 \text{ кг/м}^3$;

3. Номинальное давление газа перед горелкой:
 $P_r = 5,0 \text{ кПа (500 мм вод. ст.)}$;

4. Номинальная тепловая мощность горелки: $Q_r = 0,1 \text{ МВт } (\approx 0,086 \text{ Гкал/ч})$;

5. Влагосодержание подаваемого на горение воздуха принималось в размере $d_b = 12 \text{ г/кг}$.

Номинальный часовой расход газа на горелку V_r определяется по уравнению (2.7):

$$V_r = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot Q_r}{Q_H^p} = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{36\,800} = 11,8 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Скорость газа в проходном сечении газовыпускных отверстий коллекторов горелки при работе с номинальной тепловой мощностью w_r определяется по уравнению (2.5):

$$w_r = \mu K \sqrt{\frac{0,2 g P_{\text{изб}}}{\rho_r}} = 0,6 \cdot 0,96 \cdot \sqrt{\frac{0,2 \cdot 9,81 \cdot 5000}{0,78}} = 64,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

По данным состава природных газовых топлив, теоретический расход сухого воздуха для природного газа «среднего состава» $V_T^c = 9,8 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Теоретический расход влажного воздуха V_T :

$$V_T = V_T^c + 0,00124 \cdot d_b \cdot V_T^c = 9,8 + 0,00124 \cdot 12 \cdot 9,8 = 9,9 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

У современных горелок с принудительной подачей воздуха минимальный коэффициент избытка воздуха при котором горелка работает устойчиво без химического недожога, находится в пределах $\alpha = 1,08 \div 1,1$.

Часовой расход влажного воздуха $V_{\text{в}}$, подаваемого на горение, определяется по уравнению (2.8):

$$V_{\text{в}} = V_{\text{т}} \cdot V_{\text{г}} \cdot \alpha = 9,9 \cdot 11,8 \cdot 1,08 \approx 126,2 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

Исходя из конструктивных соображений и аналитического обзора, проведённых ранее испытаний известных прототипов схожих по устройству с разрабатываемой горелкой, ширина щелевой камеры смешения для горелки с номинальной тепловой мощностью 100 кВт принимается равной $B = 60$ мм.

Ввиду узкого сечения в основании щелевой камеры смешения, а также, учитывая полную сливаемость всех газовых струй с воздухом в единый поток движущийся в виде газозооушной смеси к устью камеры смешения, без опасения нарушения передачи пламени вдоль коллекторов от отверстия к отверстию в момент розжига горелки можно принять величину относительного шага $s/d_0 = 20$.

Учитывая рекомендации проведённых ранее исследований, диаметр газовыпускных отверстий при работе горелки на природном газе принимается равным $d_0 = 2,0$ мм.

Абсолютный шаг газовыпускных отверстий:

$$s = 20 \cdot d_0 = 20 \cdot 2,0 = 40 \text{ мм}.$$

Площадь проходного сечения газовыпускного отверстия коллектора f_0 определяется по уравнению (2.12):

$$f_0 = 0,785 \cdot d_0^2 = 0,785 \cdot 2,0^2 = 3,14 \text{ мм}^2.$$

Общая площадь проходного сечения газовыпускных отверстий коллекторов горелки F_0 определяется по уравнению (2.11):

$$F_0 = \frac{V_{\text{г}}}{3600 \cdot w_{\text{г}}} = \frac{11,8}{3600 \cdot 64,6} = 50,74 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 50,74 \text{ мм}^2.$$

Общее количество огневых отверстий горелки n определяется по уравнению (2.13):

$$n = \frac{F_o}{f_o} = \frac{50,74}{3,14} = 16 \text{ шт.}$$

Протяжённость щелевой камеры смещения горелки L определяется по уравнению (2.14):

$$L = s \cdot \left(\frac{n}{2} - 1 \right) + 2 \cdot s + \frac{s}{2} = 40 \cdot \left(\frac{16}{2} - 1 \right) + 2 \cdot 40 + \frac{40}{2} = 380 \text{ мм} = 0,38 \text{ м.}$$

Скорость воздуха в узкой части щелевой камеры смещения горелки w_B определяется по уравнению (2.9):

$$w_B = \frac{c \cdot V_B}{B \cdot L \cdot 3600} = \frac{0,95 \cdot 126,2}{0,06 \cdot 0,38 \cdot 3600} = 1,46 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Гидродинамический параметр q , определяющий геометрические характеристики распределения газовых струй в поперечном набегающем потоке воздуха определяется по уравнению (2.1):

$$q = \frac{w_{\Gamma}^2 \rho_{\Gamma}}{w_B^2 \rho_B} = \frac{64,6^2 \cdot 0,78}{1,46^2 \cdot 1,32} \approx 1160.$$

Дальнобойность струй принимается исходя из рациональности их распределения в сечении канала.

По оптимальным геометрическим характеристикам видно, что максимальная площадь контакта струй с окислителем, а, следовательно, и максимальная интенсивность образования газовой смеси будет наблюдаться, если величина дальнобойности h будет находиться в пределе $\approx 2/3 \cdot B \approx 40$ мм, считая от стенки канала (рисунок А.1).

Выражая из уравнения (2.2) поправочный коэффициент k_{β} , зависящий от угла атаки струй β , можно, предварительно задавшись углом атаки газовых струй β , определить его значение:

$$k_{\beta} = \frac{h + \frac{d_{\text{н}}^{\text{тр}}}{2} \cdot (1 - \sin\beta)}{k_s \cdot d_o \cdot \sqrt{q}} = \frac{40 + \frac{26,8}{2} \cdot (1 - \sin 27)}{2 \cdot 2,0 \cdot \sqrt{1160}} \approx 0,34.$$

Далее, по зависимости рисунок 2.2 б) определяем угол β и сравниваем его с принятым ранее углом. Если вычисленный коэффициент k_{β} не соответствует принятому углу β , тогда угол β изменяют и коэффициент k_{β} рассчитывают вновь. И так, до тех пор, пока коэффициент k_{β} не будет соответствовать углу β .

$k_{\beta} = 0,34$ соответствует углу атаки $\beta \approx 27^{\circ}$.

Максимальный диаметр раскрытия струй D_c определяется по уравнению (2.4):

$$D_c = 0,75 \cdot \left(h + \frac{d_{\text{н}}^{\text{тр}}}{2} \cdot (1 - \sin\beta) \right) = 0,75 \cdot \left(43 + \frac{26,8}{2} \cdot (1 - \sin 27) \right) \approx 33 \text{ мм.}$$

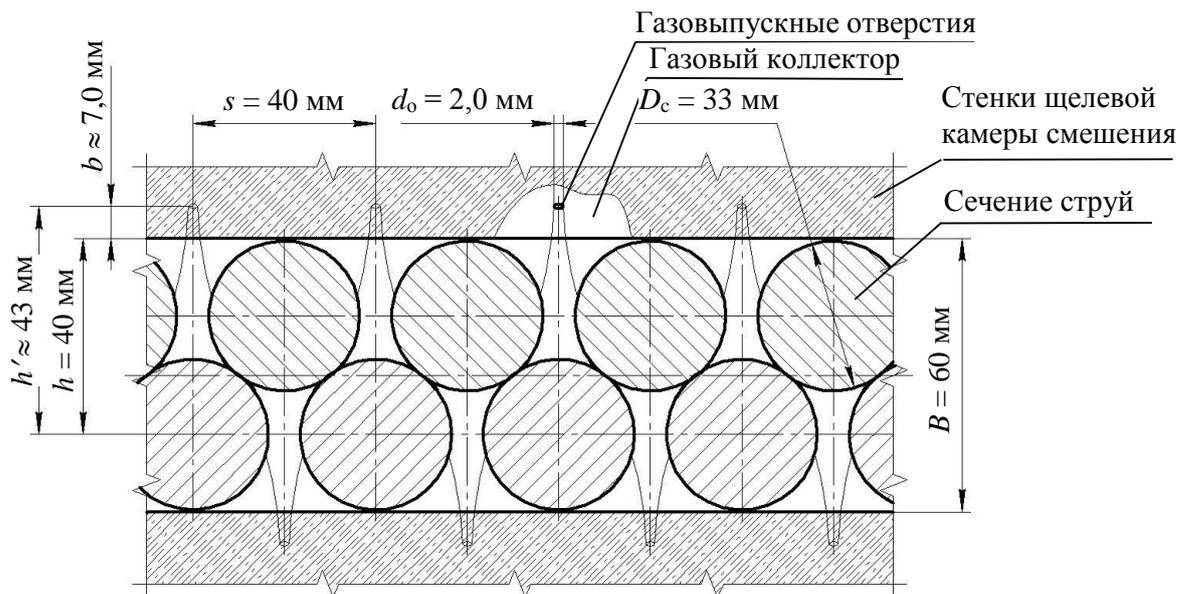


Рисунок А.1 – Расчётная геометрическая модель распределения струй в поперечном сечении щелевой камеры смешения горелки при работе на природном газе

Для успешной работы горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения мощностью 100 кВт на природном газе требуется спроектировать конструкцию горелки, которая будет обладать следующими характеристиками конструкции:

1. Длина щелевой камеры смешения $L = 380$ мм;

2. Ширина щелевой камеры смешения $B = 60$ мм;
3. Диаметр газовыпускных отверстий коллектора $d_o = 2,0$ мм;
4. Расстояние между осями газовыпускных отверстий коллектора (абсолютный шаг) $s = 40$ мм;
5. Количество газовыпускных отверстий коллекторов горелки $n = 16$ шт;
6. Наружный диаметр коллектора $d_{н.тр} = 26,8$ мм;
7. Минимальный (оптимальный) угол атаки струй поперечного набегающего потока воздуха $\beta = 27^\circ$.

Расчётные данные газогорелочного устройства в зависимости от тепловой мощности представлены в таблица А.1.

Таблица А.1 – Расчётные данные газогорелочного устройства в зависимости от
тепловой мощности

Процент нагрузки, %	Давление газа P_r , Па	Тепловая мощность горелки Q_r , МВт	Расход газа V_r , м ³ /ч	Скорость газа на выходе из отверстий w_r , м/с	Скорость воздуха в щелевой камере смешения w_b , м/с	Гидродинамический параметр q	Дальность от стенки щелевой камеры смешения h , мм	Поворотная проекция на плоскость поперечного сечения щелевой камеры смешения b , мм	Абсолютная дальность h , мм	K_B	β , °	D_c
ПРИРОДНЫЙ ГАЗ												
20	200	0,024	2,34	12,92	0,292	1155	40	7	47	0,294	27	35
25	300	0,029	2,86	15,82	0,358	1155	40	7	47	0,294	27	35
30	400	0,034	3,30	18,27	0,413	1155	40	7	47	0,294	27	35
35	500	0,038	3,69	20,43	0,462	1155	40	7	47	0,294	27	35
40	600	0,041	4,05	22,38	0,506	1155	40	7	47	0,294	27	35
45	700	0,045	4,37	24,17	0,547	1155	40	7	47	0,294	27	35
50	800	0,048	4,67	25,84	0,585	1155	40	7	47	0,294	27	35
55	900	0,051	4,96	27,41	0,620	1155	40	7	47	0,294	27	35
60	1000	0,053	5,22	28,89	0,654	1155	40	7	47	0,294	27	35
65	1100	0,056	5,48	30,30	0,685	1155	40	7	47	0,294	27	35
70	1200	0,059	5,72	31,65	0,716	1155	40	7	47	0,294	27	35
75	1300	0,061	5,96	32,94	0,745	1155	40	7	47	0,294	27	35
80	1400	0,063	6,18	34,18	0,773	1155	40	7	47	0,294	27	35
85	1500	0,065	6,40	35,38	0,800	1155	40	7	47	0,294	27	35
90	1600	0,068	6,61	36,54	0,827	1155	40	7	47	0,294	27	35
95	1700	0,070	6,81	37,67	0,852	1155	40	7	47	0,294	27	35
100	1800	0,072	7,01	38,76	0,877	1155	40	7	47	0,294	27	35
105	1900	0,074	7,20	39,82	0,901	1155	40	7	47	0,294	27	35
110	2000	0,076	7,39	40,85	0,924	1155	40	7	47	0,294	27	35
115	2100	0,077	7,57	41,86	0,947	1155	40	7	47	0,294	27	35
120	2200	0,079	7,75	42,85	0,969	1155	40	7	47	0,294	27	35

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Перевооружение газогорелочного устройства с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения на сжигание невзаимозаменяемого газа

Перевооружение горелки на иной состав газа заключается в изменении диаметра газовыпускных отверстий коллекторов d_0 и угла поворота осей их отверстий β (угла атаки газовых струй).

Алгоритмы расчёты перевооружения горелки на шахтный газ и биогаз представлены на номинальную мощность.

Перевооружение горелки на сжигание шахтного газа

Состав шахтного газа изменяется в весьма широких пределах в зависимости от степени его завоздушенности (забалластируемости воздухом). К испытанию был принят шахтный газ с содержанием CH_4 в метановоздушной смеси 65%, остальные компоненты – воздух (N_2 – 27 % и O_2 – 8 % объёмных концентраций соответственно).

1. Низшая теплота сгорания шахтного газа данного состава:
 $Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 23\,240 \text{ кДж/м}^3 = 5550 \text{ ккал/м}^3$.
2. Плотность находящегося при нормальных условиях газа: $\rho_{\text{Г}}^0 = 0,918 \text{ кг/м}^3$.
3. Номинальное давление газа перед горелкой $P_{\text{Г}} = 5,0 \text{ кПа}$ (500 мм вод. ст.);
4. Номинальная тепловая мощность горелки: $Q_{\text{Г}} = 0,1 \text{ МВт}$ ($\approx 0,086 \text{ Гкал/ч}$);
5. Влагосодержание подаваемого на горение воздуха принималось в размере $d_{\text{в}} = 12 \text{ г/кг}$.

Номинальный часовой расход газа на горелку $V_{\text{Г}}$ определяется по уравнению (2.7):

$$V_{\text{Г}} = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot Q_{\text{Г}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{23\,240} = 15,5 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

Скорость газа в проходном сечении газовыпускных отверстий коллекторов горелки при работе с номинальной тепловой мощностью w_{Γ} определяется по уравнению (2.5):

$$w_{\Gamma} = \mu K \sqrt{\frac{0,2gP_{\text{изб}}}{\rho_{\Gamma}}} = 0,6 \cdot 0,96 \cdot \sqrt{\frac{0,2 \cdot 9,81 \cdot 5000}{0,918}} = 59,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Теоретический расход сухого воздуха $V_{\text{T}}^{\text{с}}$:

$$V_{\text{T}}^{\text{с}} = 0,0476 \cdot (2 \cdot \text{CH}_4 - \text{O}_2) = 0,0476 \cdot (2 \cdot 65 - 8) = 5,81 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический расход влажного воздуха V_{T} :

$$V_{\text{T}} = V_{\text{T}}^{\text{с}} + 0,00124 \cdot d_{\text{в}} \cdot V_{\text{T}}^{\text{с}} = 5,81 + 0,00124 \cdot 12 \cdot 5,81 = 5,9 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Часовой расход воздуха, подаваемого на горение $V_{\text{в}}$ определяется по уравнению (2.8):

$$V_{\text{в}} = V_{\text{T}} \cdot V_{\Gamma} \cdot \alpha = 5,9 \cdot 15,5 \cdot 1,08 \approx 98,7 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

Скорость воздуха в узкой части щелевой камеры смешения $w_{\text{в}}$ определяется по уравнению (2.9):

$$w_{\text{в}} = \frac{c \cdot V_{\text{в}}}{B \cdot L \cdot 3600} = \frac{0,95 \cdot 98,7}{0,06 \cdot 0,38 \cdot 3600} = 1,14 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площадь проходного сечения газовыпускных отверстий горелки F_0 определяется по уравнению (2.11):

$$F_0 = \frac{V_{\Gamma}}{3600 \cdot w_{\Gamma}} = \frac{15,5}{3600 \cdot 59,5} = 72,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 72,3 \text{ мм}^2.$$

Для сохранения автомодельности геометрических параметров газовых струй в поперечном сечении щелевой камеры смешения общее количество газовыпускных отверстий оставим постоянным и равным варианту горелки, рассчитанной для природного газа $n = 16$ шт.

Площадь проходного сечения газовыпускного отверстия горелки f_0 определяется по уравнению (2.11):

$$f_o = \frac{F_o}{n} = \frac{72,3}{16} = 4,52 \text{ мм}^2.$$

Диаметр проходного сечения газовыпускного отверстия коллектора:

$$d_o = \sqrt{\frac{f_o}{0,785}} = \sqrt{\frac{4,52}{0,785}} \approx 2,4 \text{ мм.}$$

Гидродинамический параметр q , определяющий геометрические характеристики распределения газовых струй в поперечном набегающем потоке воздуха определяется по уравнению (2.1):

$$q = \frac{w_{\Gamma}^2 \rho_{\Gamma}}{w_{\text{В}}^2 \rho_{\text{В}}} = \frac{59,5^2 \cdot 0,918}{1,14^2 \cdot 1,32} \approx 1900.$$

Относительный шаг газовыпускных отверстий коллектора:

$$\frac{s}{d_o} = \frac{40}{2,4} = 16,7.$$

Дальнобойность струй принимаем исходя из рациональности их распределения в сечении камеры. По геометрическим характеристикам видно, что максимальная площадь контакта струй с окислителем, а, следовательно, и максимальная интенсивность образования газовой смеси будет наблюдаться, если величина дальнобойности h будет изменяться в пределах от $(1/3 \cdot B)$ до $(2/3 \cdot B)$ считая от продольной стенки канала.

Поправочный коэффициент k_{β} , зависящий от угла атаки струй β :

$$k_{\beta} = \frac{h + \frac{d_{\text{Н}}^{\text{ТР}}}{2} \cdot (1 - \sin\beta)}{k_s \cdot d_o \cdot \sqrt{q}} = \frac{40 + \frac{26,8}{2} \cdot (1 - \sin 23)}{2 \cdot 2,4 \cdot \sqrt{1900}} \approx 0,23.$$

$k_{\beta} = 0,23$ соответствует углу атаки $\beta \approx 23^{\circ}$.

Максимальный диаметр раскрытия струй D_c определяется по уравнению (2.4):

$$D_c = 0,75 \cdot \left(h + \frac{d_{\text{Н}}^{\text{ТР}}}{2} \cdot (1 - \sin\beta) \right) = 0,75 \cdot \left(40 + \frac{26,8}{2} \cdot (1 - \sin 23) \right) \approx 36 \text{ мм.}$$

Для успешной работы горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения мощностью 100 кВт на шахтном газе требуется запроектировать конструкцию горелки, которая будет обладать следующими конструктивными характеристиками:

1. Длина щелевой камеры смешения $L = 380$ мм;
2. Ширина щелевой камеры смешения $B = 60$ мм;
3. Диаметр газовыпускных отверстий коллектора $d_o = 2,4$ мм;
4. Расстояние между осями газовыпускных отверстий коллектора (абсолютный шаг) $s = 40$ мм;
5. Количество газовыпускных отверстий коллекторов горелки $n = 16$ шт;
6. Наружный диаметр коллектора $d_{н.тр} = 26,8$ мм;
7. Минимальный (оптимальный) угол атаки струй поперечного набегающего потока воздуха $\beta = 23^\circ$.

Расчётные данные горелочного устройства в зависимости от тепловой мощности представлены в таблице Б.1.

Перевооружение горелки на сжигание биогаза

Биогаз имеет различные составы, которые изменяются в зависимости от способов его получения. При испытании был принят биогаз «среднего состава» с содержанием CH_4 в смеси 65 %, остальным компонентом на объёмную долю которого приходится 35 % является диоксид углерода CO_2 .

1. Низшая теплота сгорания биогаза данного состава:
 $Q_H^p = 23\,240 \text{ кДж/м}^3 = 5550 \text{ ккал/м}^3$.
2. Плотность газа при нормальных условиях: $\rho_r^0 = 1,16 \text{ кг/м}^3$.
3. Номинальное давление газа перед горелкой $P_r = 5,0 \text{ кПа}$ (500 мм вод. ст.);
4. Номинальная тепловая мощность горелки: $Q_r = 0,1 \text{ МВт}$ ($\approx 0,086 \text{ Гкал/ч}$);
5. Влагосодержание подаваемого на горение воздуха принималось в размере $d_B = 12 \text{ г/кг}$.

Таблица Б.1 – Расчётные данные газогорелочного устройства в зависимости от
ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ

Процент нагрузки, %	Давление газа P_r , Па	Тепловая мощность горелки Q_r , МВт	Расход газа V_r , м ³ /ч	Скорость газа на выходе из отверстий w_r , м/с	Скорость воздуха в щелевой камере смещения $w_{в}$, м/с	Гидродинамический параметр q	Дальность от стенки щелевой камеры смещения h , мм	Поворотная проекция на плоскость поперечного сечения щелевой камеры смещения b , мм	Абсолютная дальность h , мм	K_{β}	β , °	D_c
ШАХТНЫЙ ГАЗ												
20	200	0,020	3,10	11,91	0,229	1885	43	8	51	0,219	23	33
25	300	0,025	3,80	14,59	0,280	1885	43	8	51	0,219	23	33
30	400	0,028	4,39	16,84	0,323	1885	43	8	51	0,219	23	33
35	500	0,032	4,90	18,83	0,362	1885	43	8	51	0,219	23	33
40	600	0,035	5,37	20,63	0,396	1885	43	8	51	0,219	23	33
45	700	0,037	5,80	22,28	0,428	1885	43	8	51	0,219	23	33
50	800	0,040	6,20	23,82	0,457	1885	43	8	51	0,219	23	33
55	900	0,042	6,58	25,26	0,485	1885	43	8	51	0,219	23	33
60	1000	0,045	6,94	26,63	0,511	1885	43	8	51	0,219	23	33
65	1100	0,047	7,27	27,93	0,536	1885	43	8	51	0,219	23	33
70	1200	0,049	7,60	29,17	0,560	1885	43	8	51	0,219	23	33
75	1300	0,051	7,91	30,36	0,583	1885	43	8	51	0,219	23	33
80	1400	0,053	8,21	31,51	0,605	1885	43	8	51	0,219	23	33
85	1500	0,055	8,49	32,61	0,626	1885	43	8	51	0,219	23	33
90	1600	0,057	8,77	33,68	0,647	1885	43	8	51	0,219	23	33
95	1700	0,058	9,04	34,72	0,667	1885	43	8	51	0,219	23	33
100	1800	0,060	9,30	35,73	0,686	1885	43	8	51	0,219	23	33
105	1900	0,062	9,56	36,71	0,705	1885	43	8	51	0,219	23	33
110	2000	0,063	9,81	37,66	0,723	1885	43	8	51	0,219	23	33
115	2100	0,065	10,05	38,59	0,741	1885	43	8	51	0,219	23	33
120	2200	0,066	10,29	39,50	0,759	1885	43	8	51	0,219	23	33

Номинальный часовой расход газа на горелку V_{Γ} определяется по уравнению (2.7):

$$V_{\Gamma} = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot Q_{\Gamma}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{23\ 240} = 15,5 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

Скорость газа в проходном сечении газовыпускных отверстий коллекторов горелки при работе с номинальной тепловой мощностью определяется по уравнению (2.5):

$$w_{\Gamma} = \mu K \sqrt{\frac{0,2 g P_{\text{изб}}}{\rho_{\Gamma}}} = 0,6 \cdot 0,96 \cdot \sqrt{\frac{0,2 \cdot 9,81 \cdot 5000}{1,16}} = 52,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Теоретический расход сухого воздуха V_{T}^{c} :

$$V_{\text{T}}^{\text{c}} = 0,0476 \cdot (2 \cdot \text{CH}_4 - \text{O}_2) = 0,0476 \cdot (2 \cdot 65) = 6,19 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический расход влажного воздуха V_{T} :

$$V_{\text{T}} = V_{\text{T}}^{\text{c}} + 0,00124 \cdot d_{\text{в}} \cdot V_{\text{T}}^{\text{c}} = 6,19 + 0,00124 \cdot 12 \cdot 6,19 = 6,2 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Часовой расход воздуха, подаваемого на горение $V_{\text{в}}$ определяется по выражению (2.8):

$$V_{\text{в}} = V_{\text{T}} \cdot V_{\Gamma} \cdot \alpha = 6,2 \cdot 15,5 \cdot 1,08 = 104 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

Скорость воздуха в узкой части щелевой камеры смешения горелки $w_{\text{в}}$ определяется по формуле (2.9):

$$w_{\text{в}} = \frac{c \cdot V_{\text{в}}}{B \cdot L \cdot 3600} = \frac{0,95 \cdot 104}{0,06 \cdot 0,38 \cdot 3600} = 1,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площадь проходного сечения газовыпускных отверстий горелки F_{o} определяется по уравнению (2.11):

$$F_{\text{o}} = \frac{V_{\Gamma}}{3600 \cdot w_{\Gamma}} = \frac{15,5}{3600 \cdot 52,9} = 81,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 81,4 \text{ мм}^2.$$

Для сохранения автомодельности геометрических параметров газовых струй в поперечном сечении щелевой камеры смешения общее количество газорыпускных отверстий оставим постоянным и равным варианту горелки, рассчитанной для природного газа $n = 16$ шт.

Площадь проходного сечения газорыпускного отверстия горелки f_o определяется по уравнению (2.11):

$$f_o = \frac{F_o}{n} = \frac{81,4}{16} = 5,1 \text{ мм}^2.$$

Диаметр проходного сечения газорыпускного отверстия коллектора:

$$d_o = \sqrt{\frac{f_o}{0,785}} = \sqrt{\frac{5,1}{0,785}} = 2,6 \text{ мм.}$$

Гидродинамический параметр q , определяющий геометрические характеристики распределения газовых струй в поперечном набегающем потоке воздуха определяется по уравнению (2.1):

$$q = \frac{w_r^2 \rho_r}{w_b^2 \rho_b} = \frac{52,9^2 \cdot 1,16}{1,2^2 \cdot 1,32} \approx 1700.$$

Относительный шаг газорыпускных отверстий коллектора:

$$\frac{s}{d_o} = \frac{40}{2,6} = 15,4.$$

Дальнобойность струй принимаем исходя из рациональности их распределения в сечении камеры. По геометрическим характеристикам видно, что максимальная площадь контакта струй с окислителем, а, следовательно, и максимальная интенсивность образования газозвушной смеси будет наблюдаться, если величина дальнобойности h будет изменяться в пределах от $(1/3 \cdot B)$ до $(2/3 \cdot B)$ считая от продольной стенки канала.

Поправочный коэффициент k_β , зависящий от угла атаки струй β :

$$k_{\beta} = \frac{h + \frac{d_{\text{н}}^{\text{тр}}}{2} \cdot (1 - \sin\beta)}{k_s \cdot d_o \cdot \sqrt{q}} = \frac{40 + \frac{26,8}{2} \cdot (1 - \sin 23)}{2 \cdot 2,6 \cdot \sqrt{1700}} \approx 0,23.$$

$k_{\beta} = 0,23$ соответствует углу атаки $\beta \approx 23^{\circ}$.

Максимальный диаметр раскрытия струй D_c определяется по уравнению (2.4):

$$D_c = 0,75 \cdot \left(h + \frac{d_{\text{н}}^{\text{тр}}}{2} \cdot (1 - \sin\beta) \right) = 0,75 \cdot \left(40 + \frac{26,8}{2} \cdot (1 - \sin 23) \right) \approx 36 \text{ мм.}$$

Для успешной работы щелевой горелки с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения мощностью 100 кВт на шахтном газе требуется запроектировать конструкцию горелки, которая будет обладать следующими конструктивными характеристиками:

1. Длина щелевой камеры смешения $L = 380$ мм;
2. Ширина щелевой камеры смешения $B = 60$ мм;
3. Диаметр газовыпускных отверстий коллектора $d_o = 2,6$ мм;
4. Расстояние между осями газовыпускных отверстий коллектора (абсолютный шаг) $s = 40$ мм;
5. Количество газовыпускных отверстий коллектора горелки $n = 16$ шт;
6. Наружный диаметр коллектора $d_{\text{н.тр}} = 26,8$ мм;
7. Минимальный (оптимальный) угол атаки струй поперечного набегающего потока воздуха $\beta = 23^{\circ}$.

Расчётные данные горелочного устройства в зависимости от тепловой мощности представлены в табл. Б.2.

Таблица Б.2 – Расчётные данные газогорелочного устройства в зависимости от тепловой мощности

Процент нагрузки, %	Давление газа P_g , Па	Тепловая мощность горелки Q_g , МВт	Расход газа V_g , м ³ /ч	Скорость газа на выходе из отверстий w_g , м/с	Скорость воздуха в щелевой камере смешения $w_{в}$, м/с	Гидродинамический параметр q	Дальность от стенки щелевой камеры смешения h , мм	Поворотная проекция на плоскость поперечного сечения щелевой камеры смешения b , мм	Абсолютная дальность h , мм	K_B	β , °	D_c
БИОГАЗ												
20	200	0,020	3,11	10,59	0,241	1693	43	8	51	0,217	23	33
25	300	0,025	3,81	12,97	0,296	1693	43	8	51	0,217	23	33
30	400	0,028	4,40	14,98	0,341	1693	43	8	51	0,217	23	33
35	500	0,032	4,92	16,75	0,382	1693	43	8	51	0,217	23	33
40	600	0,035	5,39	18,35	0,418	1693	43	8	51	0,217	23	33
45	700	0,038	5,83	19,82	0,452	1693	43	8	51	0,217	23	33
50	800	0,040	6,23	21,19	0,483	1693	43	8	51	0,217	23	33
55	900	0,043	6,61	22,47	0,512	1693	43	8	51	0,217	23	33
60	1000	0,045	6,96	23,69	0,540	1693	43	8	51	0,217	23	33
65	1100	0,047	7,30	24,85	0,566	1693	43	8	51	0,217	23	33
70	1200	0,049	7,63	25,95	0,591	1693	43	8	51	0,217	23	33
75	1300	0,051	7,94	27,01	0,615	1693	43	8	51	0,217	23	33
80	1400	0,053	8,24	28,03	0,639	1693	43	8	51	0,217	23	33
85	1500	0,055	8,53	29,01	0,661	1693	43	8	51	0,217	23	33
90	1600	0,057	8,81	29,96	0,683	1693	43	8	51	0,217	23	33
95	1700	0,059	9,08	30,89	0,704	1693	43	8	51	0,217	23	33
100	1800	0,060	9,34	31,78	0,724	1693	43	8	51	0,217	23	33
105	1900	0,062	9,60	32,65	0,744	1693	43	8	51	0,217	23	33
110	2000	0,064	9,85	33,50	0,763	1693	43	8	51	0,217	23	33
115	2100	0,065	10,09	34,33	0,782	1693	43	8	51	0,217	23	33
120	2200	0,067	10,33	35,14	0,801	1693	43	8	51	0,217	23	33

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Расчёт воздухораспределительного короба

Целью расчёта воздухораспределительного короба является определение его оптимальной формы, которая обеспечит выравнивание, действующего на нижнюю поверхность решётки статического давления [75].

Для построения кривой, описывающей геометрию нижней стенки короба, требуется несколько сечений. Для этой цели разобьём длину щелевого канала на восемь участков. Семь первых участков будут иметь протяжённость $x = 50$ мм, последний (восьмой) будет иметь протяжённость $x = 30$ мм. Общая протяжённость короба равна длине щелевой камеры смещения горелки $l = 380$ мм. Ширина короба $b = 130$ мм. Коэффициент аэродинамического трения воздуха о внутренние поверхности стенок короба примем $\lambda = 0,0253$ Па/м.

Расчёт участка 1

Относительное расстояние сечения X определяется по уравнению (2.24):

$$X = \frac{x}{l} = \frac{50}{380} = 0,132.$$

Расчётный коэффициент A определяется по уравнению (2.22):

$$A' = X \cdot e^{\frac{\lambda l}{4b}(1-X)} = 0,132 \cdot e^{\frac{0,0253 \cdot 380}{4 \cdot 130} \cdot (1-0,132)} = 0,134.$$

Расчётный коэффициент B определяется по уравнению (2.23):

$$\begin{aligned} B' &= \frac{\lambda l}{4b} \cdot X \cdot e^{-\frac{\lambda l}{4b} \cdot X} \cdot \int_X^1 \frac{e^{\frac{\lambda l}{4b} \cdot X}}{X} dX = \frac{\lambda l}{4b} \cdot X \cdot e^{-\frac{\lambda l}{4b} \cdot X} \cdot (-\ln(X)) \cdot e^{\frac{\lambda l}{4b}} = \\ &= \frac{0,0253 \cdot 380}{4 \cdot 130} \cdot 0,132 \cdot e^{-\frac{0,0253 \cdot 380}{4 \cdot 130} \cdot 0,132} \cdot (-\ln(0,132)) \cdot e^{\frac{0,0253 \cdot 380}{4 \cdot 130}} = 50,14 \cdot 10^{-4}. \end{aligned}$$

Высота поперечного сечения на границе участка 1 и участка 2 определяется по уравнению (2.21):

$$a_x = A' \cdot a_H + B' \cdot b = 0,134 \cdot 113 + 50,14 \cdot 10^{-4} \cdot 130 = 16 \text{ мм.}$$

Для построения полного профиля продольного сечения короба, по аналогичному механизму при помощи программы *Microsoft Excel* были выполнены расчёты в табличной форме, которые сведены и представлены в таблице В.1.

Таблица В.1 – Расчётные данные поперечных сечений клиновидного короба

Номер участка	λ , Па/м	l , мм	b , мм	x , мм	X	A'	B'	a_x , мм
1	0,0253	380	130	50	0,132	0,134	$50,14 \cdot 10^{-4}$	16
2	0,0253	380	130	100	0,263	0,267	$65,84 \cdot 10^{-4}$	31
3	0,0253	380	130	150	0,395	0,399	$68,60 \cdot 10^{-4}$	46
4	0,0253	380	130	200	0,526	0,531	$63,00 \cdot 10^{-4}$	61
5	0,0253	380	130	250	0,658	0,662	$51,25 \cdot 10^{-4}$	75
6	0,0253	380	130	300	0,789	0,793	$34,64 \cdot 10^{-4}$	90
7	0,0253	380	130	350	0,921	0,922	$14,02 \cdot 10^{-4}$	104
8	0,0253	380	130	380	1	1	0	113

По данным таблицы В.1 был построен профиль нижней поверхности стенки короба, который представлен на рисунке В.1.

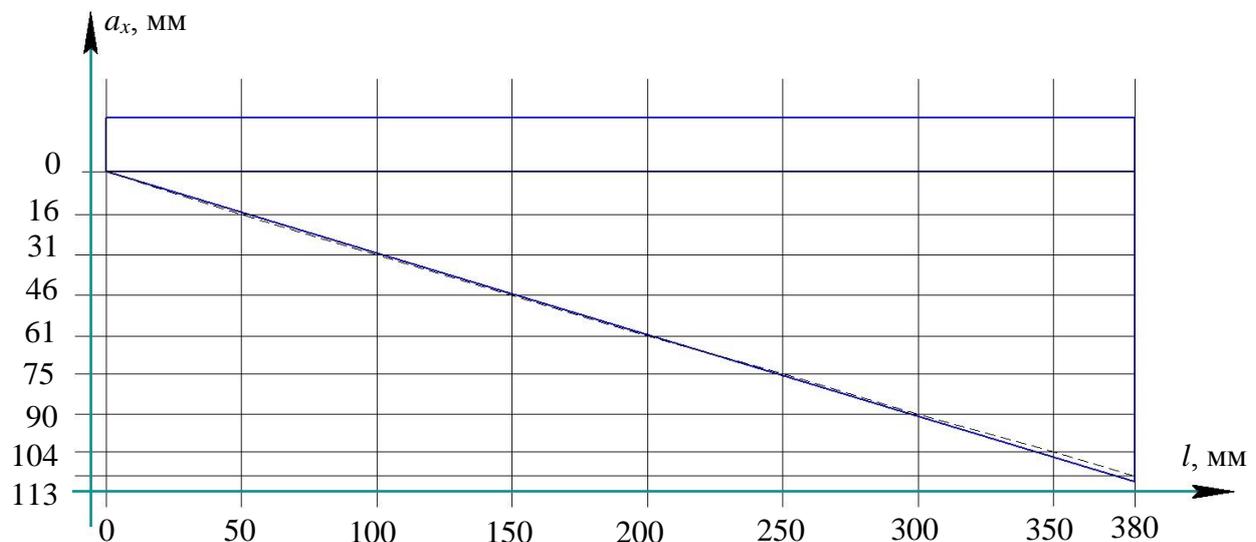


Рисунок В.1 – Профиль воздухораспределительного короба горелки

Из профиля видно, что точки пересечения расчётных линий выстраиваются в наклонный ряд, удовлетворяющий линейной математической зависимости, что и было использовано в конструкции горелочного устройства.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Расчёт воздухораспределительной решётки

Для улучшения равномерности раздачи движущегося в проходном сечении целевой камеры смешения потока воздуха в горелке предусмотрена установка воздухораспределительной решётки [75].

Согласно проведённому анализу, использованных для этих целей возможных вариантов конструкций решёток принято решение провести испытания нескольких различных их типов. Однако, несмотря на некоторые конструкторские и геометрические различия применяемых воздухораспределителей для всех типов должно обязательно выполняться условие (2.25):

$$\frac{\sum f_o}{F_{\Pi}} = 0,5 \div 0,7.$$

Цель расчёта решётки заключается в определении необходимого числа отверстий и их диаметра, обеспечивающих требуемую площадь проходного сечения, удовлетворяющую условию (2.25).

Для проверки условия вычисляем площадь патрубка F_{Π} , имеющего присоединительный размер $91,5 \times 83,5$ мм:

$$F_{\Pi} = a \cdot b = 0,0835 \cdot 0,0915 = 7,64 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 7640 \text{ мм}^2.$$

Для обеспечения постоянного избыточного статического давления (величины подпора) в воздухораспределительном коробе необходимо выполнить условие (2.25).

Выражая из условия (2.25) суммарную площадь проходного сечения отверстий решётки $\sum f_o$ находим её значение:

$$\sum f_o \leq 0,7 \cdot F_{\Pi} = 0,7 \cdot 7,64 \cdot 10^{-3} = 5,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 5348 \text{ мм}^2.$$

Из конструктивных соображений принимаем к установке решётку с 100 отверстиями, после чего определяем их ориентировочный размер сечения d'_o .

Ориентировочный диаметр отверстий решётки d'_o :

$$d'_o = \sqrt{\frac{\sum f_o}{N \cdot 0,785}} = \sqrt{\frac{5,35 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 0,785}} = 8,25 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 8,25 \text{ мм.}$$

Принимаем к реализации в проекте воздухораспределительную решётку конструкция которой включает 100 отверстий диаметром 8 мм, размещённых в 4 ряда с одинаковыми продольным и поперечным шагами равными 15 мм согласно схеме размещения, показанной на рисунке Г.1.

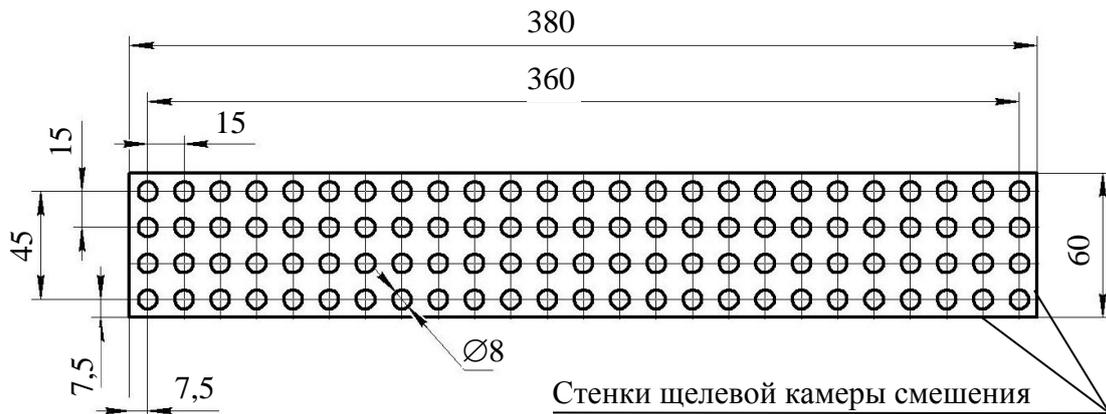


Рисунок Г.1 – Эскиз разбивки отверстиями площади поперечного сечения основания щелевой камеры смешения горелки

Определяем истинную площадь проходного сечения решётки:

$$\begin{aligned} \sum f_o &= f_o \cdot n_1 \cdot n_2 = 0,785 \cdot d_o^2 \cdot n_1 \cdot n_2 = \\ &= 0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 25 \cdot 4 = 50,24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 5024 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Решая обратную задачу, находим по выражению (2.25) истинный коэффициент отношения $\sum f_o$ к F_{Π} :

$$\frac{\sum f_o}{F_{\Pi}} = \frac{50,24 \cdot 10^{-4}}{7,64 \cdot 10^{-3}} = 0,66.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Проверка равномерности раздачи газа из газовыпускных отверстий коллектора

Для улучшения равномерности раздачи газа из газовыпускных отверстий вдоль их рядов следует обеспечить выполнение условия (2.28) [75]. Если условие не выполняется следует увеличить диаметр газового коллектора.

Проверка равномерности раздачи газа из газовыпускных отверстий коллектора расчётным путём проводилась согласно методики описанной в главе 2, п. 2.3, где на основании полученных результатов было найдено распределение скоростей воздуха по проходным сечениям газовыпускных отверстий характеризующееся величинами процентной неравномерности распределения потока ε .

По условию (2.28) проверяем отношение общей площади проходного сечения газовыпускных отверстий F_o к площади проходного сечения коллектора S_B^{TP} :

$$\frac{F_o}{2 \cdot S_B^{TP}} = \frac{0,785 \cdot d_o^2 \cdot n_o}{2 \cdot 0,785 \cdot (d_{TP}^{BH})^2} = \frac{0,785 \cdot 0,0027^2 \cdot 16}{2 \cdot 0,785 \cdot (0,0218)^2} = 0,12,$$

следовательно, получаем: $0,12 \leq 0,65 \div 0,7$.

После выполнения вычислений, видно, что условие (2.28) успешно выполняется.

Далее определяем скорости истечения газа из газовыпускных отверстий.

Так как в нашем случае, известен часовой расход газа V_r на входе в коллектор, тогда скорость газа w_{0-0} в месте расположения первого по ходу движения газа отверстия (сечении «0 – 0») при температуре газа $t_r = 15$ °С и избыточном давлении перед горелкой $P_{изб} = 5,0$ кПа может быть определена по зависимости:

$$w_{0-0} = \frac{2 \cdot V_{\Gamma}}{\pi \cdot (d_{\text{тр}}^{\text{ВН}})^2 \cdot 3600} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot \frac{P_0}{P} =$$

$$= \frac{2 \cdot 17,46}{3,14159 \cdot (0,0218)^2 \cdot 3600} \cdot \frac{15 + 273}{273} \cdot \frac{101,325}{5 + 101,325} = 6,53 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Полное статическое давление в месте расположения первого по ходу движения газа отверстия (сечении «0 – 0») определяется по выражению (2.31) и, в частном случае, будет определяться по уравнению (2.35):

$$P_{0-0} = P_{\text{бар}} + P_{\text{изб}} = 101325 + 500 = 106325 \text{ Па}.$$

Проекция нормальной составляющей осевой скорости истечения газа из газовыпускного отверстия расположенного в (сечении «0 – 0») определяется по выражению (2.34) и, в частном случае, будет определяться по уравнению (2.35):

$$v_{0-0} = \mu \cdot w_{0-0} \cdot \text{ctg} (\mu \varpi) = 0,6 \cdot 6,53 \cdot \text{ctg} (0,6 \cdot 0,12) = 54,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Величина осевой скорости истечения газа из отверстий w_{0-0}^o , вычисляется по уравнению (2.29):

$$w_{0-0}^o = \mu \sqrt{\frac{0,2g(P_{0-0} - P_{\text{бар}})}{\rho_{\Gamma}}} = 0,6 \cdot \sqrt{\frac{0,2 \cdot 9,81 \cdot (106332 - 106325)}{1,16}} = 55,17 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Скорость газа в коллекторе в месте расположения второго по ходу движения газа отверстия (сечении «1 – 1») определяется по уравнению (2.30):

$$w_{1-1} = w_{0-0} \cdot \frac{\sin \left(\mu \varpi \cdot \left(1 - \frac{x_{1-1}}{l} \right) \right)}{\sin (\mu \varpi)} = 6,53 \cdot \frac{\sin \left(0,6 \cdot 0,12 \cdot \left(1 - \frac{40}{280} \right) \right)}{\sin (0,6 \cdot 0,12)} = 5,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Полное статическое давление в месте расположения второго по ходу движения газа отверстия (сечении «1 – 1») определяется по уравнению (2.31):

$$\begin{aligned}
 P_{1-1} &= P_{\text{бар}} + \left(P_{\text{изб}} + \frac{\rho w_{0-0}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{\sin^2 \left(\mu \varpi \cdot \left(1 - \frac{x_{1-1}}{l} \right) \right)}{\sin^2(\mu \varpi)} \right) \right) = \\
 &= 101,3 + \left(5 + \frac{1,16 \cdot 6,53^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{\sin^2 \left(0,6 \cdot 0,12 \cdot \left(1 - \frac{40}{280} \right) \right)}{\sin^2(0,6 \cdot 0,12)} \right) \right) = 106332 \text{ Па.}
 \end{aligned}$$

Проекция нормальной составляющей осевой скорости истечения газа из газовыпускного отверстия, расположенного в (сечении «1 – 1») определяется по уравнению (2.34):

$$v_{1-1} = \mu \cdot w_0 \cdot \frac{\cos \left(\mu \varpi \cdot \left(1 - \frac{x_{1-1}}{l} \right) \right)}{\sin(\mu \varpi)} = 0,6 \cdot 6,53 \cdot \frac{\cos \left(0,6 \cdot 0,12 \cdot \left(1 - \frac{40}{280} \right) \right)}{\sin(0,6 \cdot 0,12)} = 46,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Величина осевой скорости истечения газа из отверстий w_{0-0}^o , вычисляется по уравнению (2.29):

$$w_{1-1}^o = \mu \cdot \sqrt{\frac{0,2g(P_{1-1} - P_{\text{бар}})}{\rho_{\Gamma}}} = 0,6 \cdot \sqrt{\frac{0,2 \cdot 9,81 \cdot (106332 - 106325)}{1,16}} = 55,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Скорость газа в коллекторе в месте расположения последнего по ходу движения газа отверстия (сечении «7 – 7»): $w_{7-7} = 0$ м/с.

Полное статическое давление в коллекторе в месте расположения последнего по ходу движения газа отверстия (сечении «7 – 7») определяется по выражению (2.31) и, в частном случае, будет определяться по уравнению (2.33):

$$P_{7-7} = P_{\text{бар}} + P_{\text{изб}} + \frac{\rho w_{0-0}^2}{2} = 101325 + 5000 + \frac{1,16 \cdot 6,53^2}{2} = 106350 \text{ Па}.$$

Проекция нормальной составляющей осевой скорости истечения газа из газовыпускного отверстия, расположенного в (сечении «1 – 1») определяется по уравнению (2.34):

$$v_{7-7} = \mu \cdot w_0 \cdot \frac{\cos \left(\mu \varpi \cdot \left(1 - \frac{x_{7-7}}{l} \right) \right)}{\sin (\mu \varpi)} = 0,6 \cdot 6,53 \cdot \frac{\cos \left(0,6 \cdot 0,12 \cdot \left(1 - \frac{280}{280} \right) \right)}{\sin (0,6 \cdot 0,12)} = 0 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Величина осевой скорости истечения газа из отверстий w_{0-0}^o , вычисляется по уравнению (2.29):

$$w_{7-7}^o = \mu \sqrt{\frac{0,2g(P_{7-7} - P_{\text{бар}})}{\rho_{\Gamma}}} = 0,6 \cdot \sqrt{\frac{0,2 \cdot 9,81 \cdot (106350 - 106325)}{1,16}} = 55,31 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Функциональная зависимость, характеризующая неравномерность распределения скоростей истечения газа из отверстий определяется по уравнению (2.37):

$$\varepsilon = \frac{1}{\cos (\mu \varpi)} = \frac{1}{\cos (0,6 \cdot 0,12)} = 1,0026.$$

Величины скоростей, полных статических давлений газа в коллекторе, величин проекций нормальных составляющих скоростей, осевых скоростей газа в проходном сечении отверстий, а также величины процентной неравномерности распределения скоростей газа по отверстиям в сечениях «2 – 2», «3 – 3», «4 – 4», «5 – 5», «6 – 6» вычислены при помощи программного комплекса *Microsoft Excel* и представлены ниже в таблице Д.1.

Таблица Д.1 – Расчётные данные поперечных сечений клиновидного короба

Сечение	l , мм	x , мм	ϖ	μ	w_x , м/с	P_x , кПа	v_x , м/с	w_x^o , м/с	ε
0 – 0	280	0	0,12	0,6	6,53	106325	54,32	55,17	1,0025
1 – 1	280	40	0,12	0,6	5,6	106336	46,6	55,2	1,0025
2 – 2	280	80	0,12	0,6	4,7	106337	38,87	55,22	1,0025
3 – 3	280	120	0,12	0,6	3,73	106342	31,11	55,24	1,0025
4 – 4	280	160	0,12	0,6	2,8	106345	23,35	55,25	1,0025
5 – 5	280	200	0,12	0,6	1,87	106348	15,57	55,27	1,0025
6 – 6	280	240	0,12	0,6	0,93	106349	7,79	55,29	1,0025
7 – 7	280	280	0,12	0,6	0	106350	0	55,31	1,0025

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Алгоритм действия системы корректора-анализатора качества горения (КАКГ) производства ЗАО НПФ «УРАН-СПб»

1. Алгоритм действия анализатора качества горения

Основным показателем эффективности сжигания топлива является КПД, который для тепловых установок, работающих на газовом топливе (газовых отопительных котлов) определяется по уравнению обратного баланса (Е.1) [54, 56, 58, 76, 85, 86]:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5), \quad (\text{Е.1})$$

где q_2 – потери теплоты с уходящими газами, %; q_3 – потери теплоты с химическим недожогом, %; q_5 – потери теплоты через наружные ограждения, %.

Потери с уходящими газами q_2 определяются по формуле Зигерта (Е.2) [16, 54, 85]:

$$q_2 = \left(\frac{A_1}{\text{CO}_2} + B \right) \cdot (t_{y.g} - t_{o.c}), \quad (\text{Е.2})$$

где CO_2 – рассчитанная концентрация CO_2 в уходящих газах, %; $t_{y.g}$, $t_{o.c}$ – температура уходящих газов и окружающей среды соответственно, °С; A_1 , B – эмпирические коэффициенты, зависящие от вида сжигаемого топлива. Определяются по таблице Е.1.

Таблица Е.1 – Расчётные данные газов

Топливо	A ₁	B	A ₂	CO ₂ ^{max}
Природный газ	0,37	0,009	32	11,7
Пропан	0,42	0,008	32	13,7

Концентрация CO_2 зависит от доли углерода содержащегося в составе топлива и вычисляется по выражению (Е.3):

$$\text{CO}_2 = \text{CO}_2^{\text{max}} \cdot \left(1 - \left(\frac{\text{O}_2}{21} \right) \right), \quad (\text{Е.4})$$

где CO_2^{\max} – максимальная концентрация углекислого газа в уходящих газах наблюдающаяся при полном сгорании газа, %. Определяется по таблице Е.1; O_2 – фактическая концентрация кислорода в уходящих газах измеренная датчиком прибора, %.

Потери теплоты с химическим недожогом q_3 зависят от качества образования газозвушной смеси и определяются по наличию в уходящих газах ($\text{CO} + \text{H}_2 + \text{CH}_4$). Такая сумма концентраций компонентов вследствие незначительной доли остальных компонентов представляется в виде эквивалентной концентрации оксида углерода.

Потери q_3 вычисляются по выражению (Е.5):

$$q_3 = A_2 \cdot \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}}, \quad (\text{Е.5})$$

где A_2 – показатель химического недожога, зависящий от вида топлива. Определяется по таблице Е.1; CO – концентрация оксида углерода в уходящих газах за котлом измеренная датчиком прибора, %.

Потери q_5 зависят от термического сопротивления наружных ограждений установки, качества её исполнения, а также разности температур между наружной поверхностью стенки и окружающей средой.

Потери q_5 вычисляются по выражению (Е.6):

$$q_5 = q_5^{\text{НОМ}} \cdot \frac{Q_1^{\text{НОМ}}}{Q_1^{\text{Ф}}}, \quad (\text{Е.6})$$

где $q_5^{\text{НОМ}}$ – потери теплоты при номинальной производительности установки, %; $Q_1^{\text{НОМ}}$ – номинальная производительность; $Q_1^{\text{Ф}}$ – фактическая производительность.

Потери q_5 не влияют на процессы сжигания топлива и не зависят от них, поэтому их можно не учитывать при сравнительной оценке работы установок (особенно при работе на газе). В этом случае, за основу принимается коэффициент использования топлива $\eta_{\text{и.т}}$:

$$\eta_{\text{и.т}} = 100 - (q_2 + q_3). \quad (\text{Е.7})$$

Значение коэффициента избытка воздуха определяется по выражению (Е.8) или (Е.9):

$$\alpha = \frac{\text{CO}_2^{\max}}{\text{CO}_2}, \quad (\text{Е.8})$$

$$\alpha = \frac{21}{21 - \text{O}_2}. \quad (\text{Е.9})$$

2. Алгоритм действия корректора-регулятора КАКТ

Принцип работы корректора-анализатора с автоматикой горелки заключается в воздействии на регулятор воздуха, в частности на цепь обратной связи, корректирующим сигналом ($K_{\text{кор}}$), который меняет величину выходного давления ($P_{\text{в}}^{\text{кор}}$) в большую или меньшую сторону, относительно измеренного давления воздуха ($P_{\text{в}}$), в соответствии с выражением (Е.10):

$$P_{\text{в}}^{\text{кор}} = P_{\text{в}} \cdot K_{\text{кор}}. \quad (\text{Е.10})$$

Корректирующий параметр ($K_{\text{кор}}$) зависит от передаточной функции регулятора и от разности (Δ_{O_2}) величин измеренного O_2 и суммарного заданного значений $\sum(\text{O}_2)^{\text{зад}}$ согласно выражениям (Е.11) и (Е.12):

$$K_{\text{кор}} = 1 + W_{\text{O}_2}^P \cdot \Delta_{\text{O}_2}; \quad (\text{Е.11})$$

$$\Delta_{\text{O}_2} = \text{O}_2 - \sum \text{O}_2^{\text{зад}}. \quad (\text{Е.12})$$

где $W_{\text{O}_2}^P$ – передаточная функция ПИД-регулятора кислорода в операторной форме (Е.13):

$$W_{\text{O}_2}^P(p) = K_1 + \frac{1}{T_I \cdot p} + \frac{K_{d1} \cdot T_{D1} \cdot p}{T_{D1} \cdot p + 1}, \quad (\text{Е.13})$$

где K – коэффициент пропорциональности; T_I – постоянная интегрирования; T_D – постоянная дифференцирования; K_d – коэффициент дифференцирования.

Суммарное, заданное значение кислорода ($\sum(\text{O}_2)^{\text{зад}}$) складывается из от-

дельных значений, зависящих: от нагрузки тепловой установки $(O_2)^{т.н}$; от концентрации оксида углерода $(O_2)^{CO}$; от положения ручного задатчика (установки оператора) $(O_2)^{p.y}$ и вычисляется по выражению (Е.14):

$$\Sigma(O_2)^{зад} = (O_2)^{т.н} \pm (O_2)^{CO} \pm (O_2)^{p.y}. \quad (E.14)$$

Значение кислорода $(O_2)^{т.н}$, зависящее от нагрузки установки, формируется в функциональном преобразователе корректора-анализатора по графической зависимости $S_{т.н}$ для щелевой горелки, при сжигании определенного вида газа и для определенного индекса нагрузки (например, фактической тепловой мощности установки Q_1^{ϕ}):

$$(O_2)^{т.н} = S_{т.н}(Q_1^{\phi}). \quad (E.15)$$

Задание кислорода O_2 формируется ПИД-регулятором оксида углерода и является функцией приращения (Δ_{CO}) величин измеренного CO и заданного $CO^{зад}$ значений оксида углерода, которая вычисляется по зависимостям (Е.16) и (Е.17):

$$(O_2)^{CO} = W_{CO}^P \cdot \Delta_{CO}; \quad (E.16)$$

$$\Delta_{CO} = CO - CO^{зад}, \quad (E.17)$$

где W_{CO}^P – передаточная функция ПИД-регулятора оксида углерода, которая в операторной форме определяется по выражению (Е.18):

$$W_{CO}^P(p) = K_2 + \frac{1}{T_{I2} \cdot p} + \frac{K_{d2} \cdot T_{D2} \cdot p}{T_{D2} \cdot p + 1}. \quad (E.18)$$

Кроме автоматической коррекции в КАКГ предусмотрена еще ручная коррекция $(O_2)^{p.y}$, которую может выполнять оператор, воздействуя на кнопки пульта.

Используя рассмотренные выше расчётные алгоритмы, ЗАО НПФ «УРАН-СПб» разработала функциональную схему, заложенную в основу работы корректора-анализатора качества горения (КАКГ).

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Численное моделирование процессов струйного смешения в горелке с использованием программного комплекса ANSYS Fluent

Определение геометрических характеристик газовых струй, занимающих положение, при котором обеспечивается максимальная площадь контакта газовых струй с воздухом проводилось ранее при разработке конструкции горелки. Расчёты смесеобразования представлены в приложении А и приложении Б.

Учитывая сложность создания конструкции горелки способной дать возможность определить экспериментальным методом геометрию развития газовых струй, построение концентрационных полей и определение положения основания факела в щелевой камере смешения горелки было принято решение данные исследования провести с использованием программного математического комплекса ANSYS Fluent. Вопросам моделирования процессов горения посвящены работы [114, 117, 121, 126, 131, 140] и др.

Целью исследований является проверка соответствия геометрических характеристик, рассчитанных по методике, описанной в главе 2, п. 2.4 и с использование программного комплекса, а также построение полей массовых концентраций метана, соответствующих верхнему и нижнему пределам его воспламенения, показывающих границы воспламеняемой газозвушной смеси. По построенным концентрационным полям можно сориентироваться с положением основания факела на различных тепловых нагрузках горелки.

Математическое моделирование проводилось для двух крайних режимов работы горелки (20 % и 100 % номинальной мощности соответственно), двух форм щелевой камеры смешения и трёх видов газов (природного газа, биогаза и шахтного газа).

Так как программный комплекс ANSYS Fluent, а также обработчик расчётных данных ANSYS CFD-Post не адаптирован для представления объёмных кон-

центраций веществ в смеси, следовательно, для представления пределов воспламенения метана в массовых единицах требовалось выполнить пересчёт объёмных концентраций метана в массовые.

Результаты математического моделирования работы устройства на природном газе с изменяющимся и неизменяющимся сечением формы щелевой камеры смешения для угла атаки газовых струй 27° показаны на рисунке Ж.1, а) и рисунке Ж.1, б).

Для наглядного представления (визуализации) геометрического размещения горючей газозвушной смеси в щелевой камере смешения горелки были построены изоконцентрационные поверхности, показывающие положение границ нижнего и верхнего пределов воспламенения газозвушной смеси. **Красные границы** – соответствуют верхнему пределу воспламенения газозвушной смеси, **синие границы** – нижнему пределу воспламенения смеси.

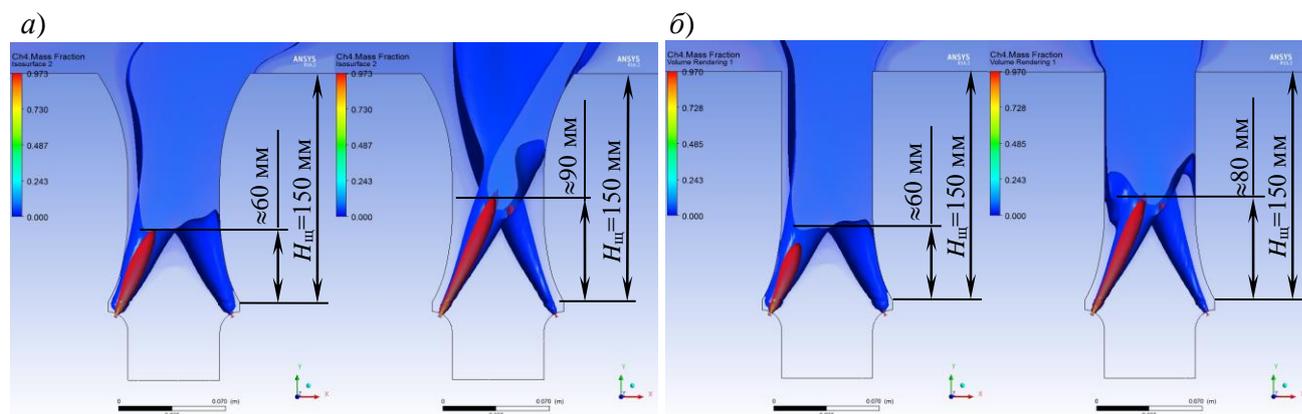


Рисунок Ж.1 – Поля концентрации метана в щелевой камере смешения при работе горелки на природном газе с углом атаки газовых струй 27°
 а – щелевая камера с изменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа); б – щелевая камера с неизменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа)

Все построенные в программном комплексе модели показывают сравнительно небольшое расхождение с расчётными данными.

С изменением тепловой мощности горелки положение струй меняется незначительно, дальность и диаметр раскрытия струй соответствует рассчитанному по методике, описанной в главе 2, п. 2.4. Положение основания факела в зависимости от тепловой мощности горелки немного изменяется во высоте положения.

При достижении 20 % тепловой мощности горелки основание факела размещается на высоте порядка 60 мм от плиты основания щелевых камней, при увеличении мощности до 100 % номинальной основание факела поднимается на высоту порядка $80 \div 90$ мм. Такое поведение объясняется увеличением скорости движения газовой смеси в основании щелевой камеры смешения с увеличением тепловой мощности горелки за счёт роста расходов реагирующей газовой смеси. Увеличение скорости движения реагирующих компонентов смеси способствует некоторому выносу основания факела, вследствие того, что темп изменения скорости движения газовой смеси будет опережать темп роста интенсивности смесеобразования. В зависимости от формы щелевой камеры смешения положение основания факела практически изменяться не будет.

С увеличением угла атаки струй до 60° при работе горелки с нагрузкой 20 % номинальной основание факела будет размещаться на высоте порядка $20 \div 30$ мм от плиты основания, при работе горелки со 100 % нагрузкой основание факела будет размещаться на высоте порядка 40 мм от плиты основания, как показано на рисунке Ж.2, а) и рисунке Ж.2, б).

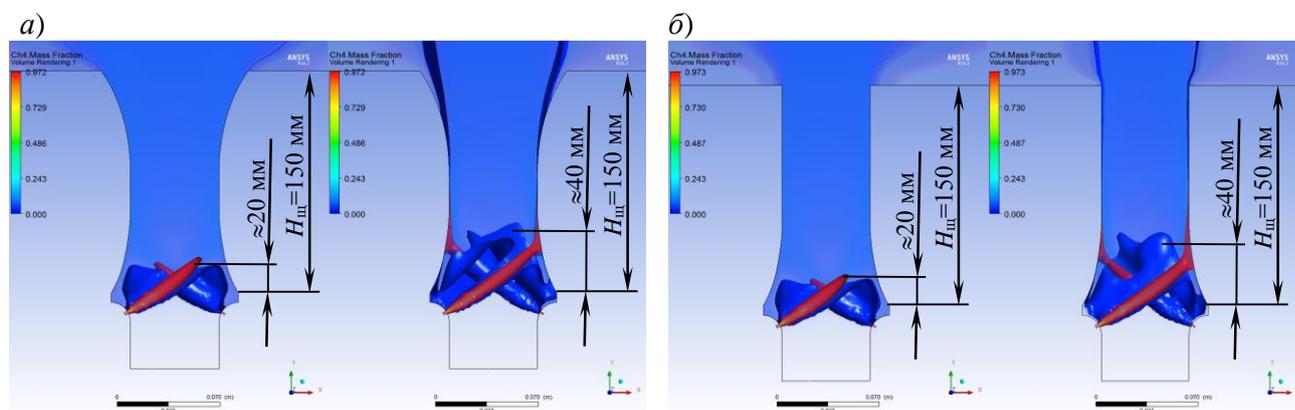


Рисунок Ж.2 – Поля концентрации метана при работе горелки на природном газе с углом атаки газовых струй 60°

а – щелевая камера с изменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа); б – щелевая камера с неизменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа)

Результаты математического моделирования работы устройства на биогазе с изменяющимся и неизменяющимся сечением формы щелевой камеры смешения для угла атаки газовых струй 23° показаны на рисунке Ж.3, а) и рисунке Ж.3, б).

При сжигании биогазов по сравнению с природным газом положение основания факела во всех случаях будет размещаться несколько ниже, и располагаться ближе к коллектору. Такое явление объясняется тем, что в составе топлива присутствует меньшее количество горючих компонентов, которым для образования горючей газозвушной смеси требуется меньшее количество воздуха. При работе горелки с 20 % мощностью основание факела будет размещаться на расстоянии 40 ÷ 50 мм от плиты основания, при работе горелки со 100 % тепловой мощностью основание факела несколько поднимется и будет размещаться на высоте порядка 60 мм от плиты основания. Увеличение подъёма основания факела объясняется доминированием зоны высоких скоростей движения перемешивающих компонентов, где для образования воспламеняемой газозвушной смеси требуется большее расстояние.

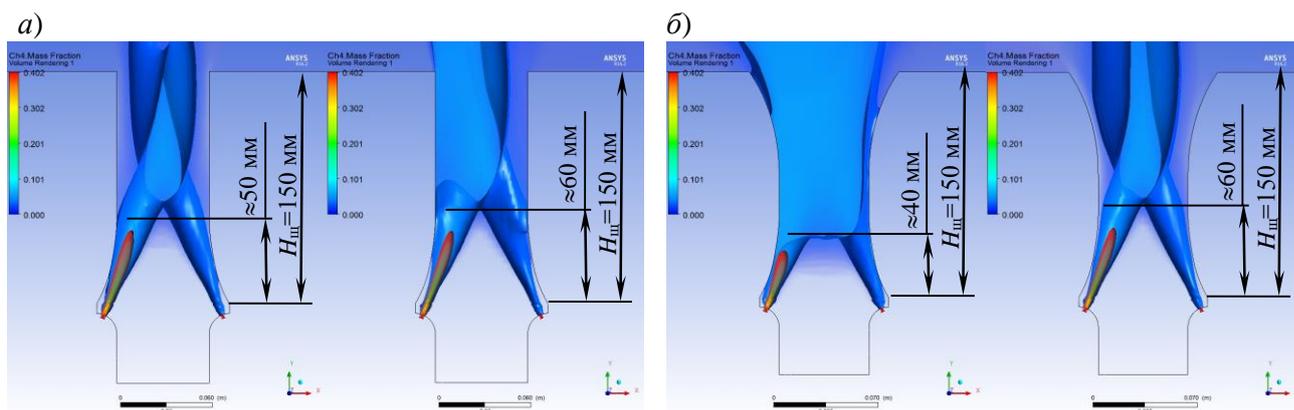


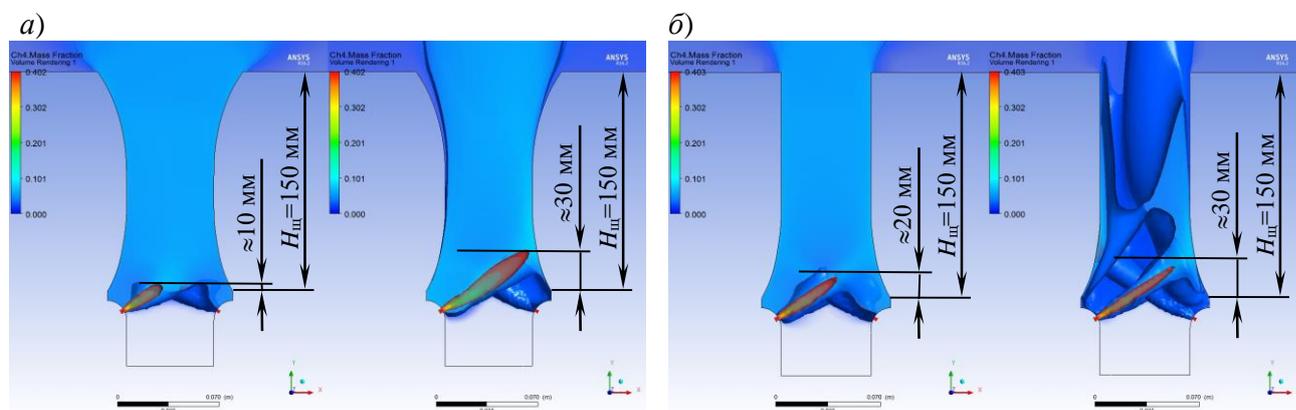
Рисунок Ж.3 – Поля концентрации метана при работе горелки на биогазе с углом атаки газовых струй 23°

a – щелевая камера с изменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа); *б* – щелевая камера с неизменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа)

С увеличением угла атаки струй до 60° при работе горелки с нагрузкой 20% номинальной основание факела будет размещаться на высоте порядка 10 ÷ 20 мм от плиты основания, при работе горелки со 100 % нагрузкой основание факела поднимется на высоту порядка 30 мм от плиты основания, как показано на рисунке Ж.4, *a*) и рисунке Ж.4, *б*).

При сжигании шахтного газа по сравнению с биогазом, как показывает математическое моделирование положение основания факела во всех случаях значительно меняться не будет. Такое явление объясняется тем, что в составе топлива присутствует аналогичное количество горючих компонентов, где для образования горючей газовой смеси требуется примерно равное количество окислителя. Однако, в отличие от биогаза в составе шахтного газа присутствует больше кислорода, который участвует в реакциях окисления, в связи с чем скорости движения воздуха в основании щелевой камеры смешения ниже, чем в случае с использованием биогаза.

Скорость образования воспламеняемой газовой смеси у шахтного газа в связи с наличием в составе топлива окислителя выше чем у биогаза, где в составе топлива окислитель отсутствует, следовательно, основание факела при горении шахтного газа должно размещаться ниже чем у биогазов. Однако, ввиду более низкой скорости подачи воздуха процессы смешения идут менее интенсивно, чем при использовании биогаза, в связи с чем основание факела размещается практически на том же уровне.



Рисунке Ж.4 – Поля концентрации метана при работе горелки на биогазе с углом атаки газовых струй 60°

a – щелевая камера с изменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа); *б* – щелевая камера с неизменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа)

Для угла атаки газовых струй 23° при работе горелки с 20 % мощностью на шахтном газе основание факела размещается на расстоянии порядка 40 мм от плиты основания, при работе горелки со 100 % тепловой мощностью основание

факела поднимется и будет размещаться на высоте порядка 70 мм от плиты основания, как показано на рисунке Ж.5, а) и рисунке Ж.5, б).

С увеличением угла атаки струй до 60° при работе горелки с нагрузкой 20 % номинальной основание факела будет размещаться на высоте порядка 20 мм от плиты основания, при работе горелки со 100 % нагрузкой основание факела будет размещаться на высоте порядка 30 ÷ 40 мм от плиты основания, как показано на рисунке Ж.6, а) и рисунке Ж.6, б).

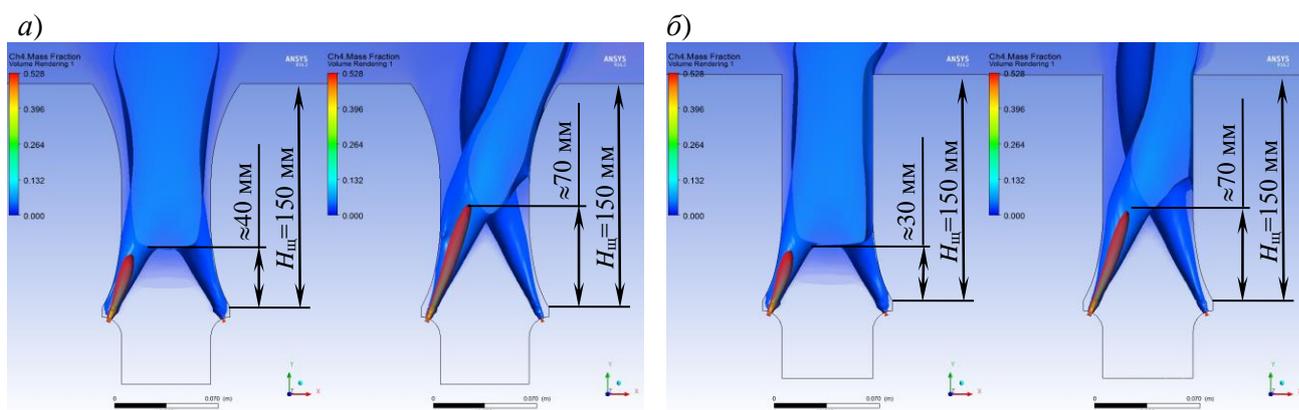


Рисунок Ж.5 – Поля концентрации метана при работе горелки на шахтном газе с углом атаки газовых струй 23°

а – щелевая камера с изменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа); б – щелевая камера с неизменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа)

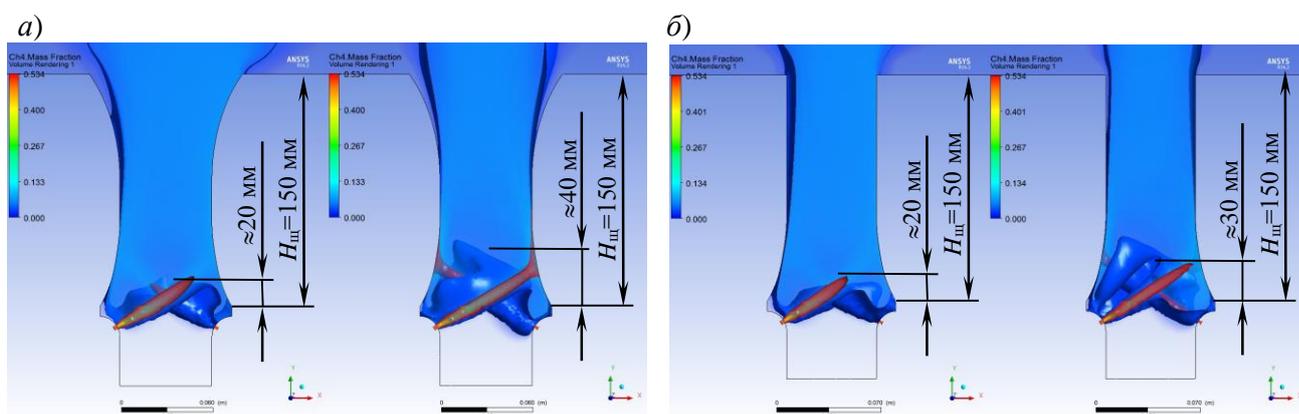


Рисунок Ж.6 – Поля концентрации метана при работе горелки на шахтном газе с углом атаки газовых струй 60°

а – щелевая камера с изменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа); б – щелевая камера с неизменяющимся сечением при 20 % тепловой нагрузки (слева) и 100 % тепловой нагрузки (справа)

На основании проведённого математического моделирования можно сделать вывод, что с увеличением угла атаки газовых струй до 60° основание факела

снижается и приближается к газовым коллекторам, что крайне нежелательно при эксплуатации горелки. С приближением основания факела к коллекторам велика вероятность их деформации в связи с воздействием близко расположенной высокотемпературной зоны горения, поэтому оптимальным углом атаки для горелок с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения будет считаться минимальный угол атаки, рассчитанный по методике, рассмотренной в главе 2, п. 2.4. Такой угол позволит разделить в основании щелевой камеры смешения струи на отдельные не сливающиеся между собой потоки и даст возможность поддерживать основание факела с областью высоких температур на расстоянии от газовых коллекторов, предотвращая их от перегрева.

Для наглядности представления результатов математического моделирования положения основания факела, все данные сведены в таблицу Ж.1.

Таблица Ж.1 – Положения основания факела в щелевой камере смешения

Вид топлива	Щелевая камера смешения с изменяющимся сечением (мощность 100 кВт)		Щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением (мощность 100 кВт)	
	Угол 27° (23°)	Угол 60°	Угол 27° (23°)	Угол 60°
Природный газ	90	40	80	40
Биогаз	60	30	60	30
Шахтный газ	70	40	70	30
	Щелевая камера смешения с изменяющимся сечением (мощность 20 кВт)		Щелевая камера смешения с неизменяющимся сечением (мощность 20 кВт)	
	Угол 27° (23°)	Угол 60°	Угол 27° (23°)	Угол 60°
Природный газ	60	20	60	20
Биогаз	50	10	40	20
Шахтный газ	40	20	30	20

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Моделирование течений в ANSYS Fluent

Решатели ANSYS CFD основаны на методе конечных объёмов, в котором вся расчётная область разбивается на множество локальных элементов (расчётных ячеек) решение которых осуществляется по Навье-Стокса [23, 50, 55].

Для условия установившегося изотермического движения вязкой несжимаемой жидкости без учёта сил гравитации используется система дифференциальных уравнений Навье-Стокса, записываемая в виде [50]:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right); \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right); \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0; \end{cases}$$

или, что тоже самое запись в векторной форме:

$$\begin{cases} \frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla)V = F - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \nabla^2 V; \\ \text{div } V = 0; \end{cases}$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости среды; ρ – плотность; u, v, w – компоненты вектора скорости по осям координат x, y и z соответственно; $\text{grad } p$ – градиент давления.

Уравнения Навье-Стокса, как и любая математическая модель, описывают реальную физическую систему в рамках принятых приближений и допущений. В настоящее время различают два основных подхода моделирования: прямое численное моделирование (DNS) полных уравнений Навье-Стокса и моделирование с использованием осредненных уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу.

Прямое численное моделирование (DNS) в настоящее время для решения практических задач не используется, так как данная модель не позволяет точно описать течение при использовании грубой сетки, а расчёт на подробной сетке, способной выполнить реализацию метода DNS, не позволяют современные технические возможности электронных вычислительных машин, либо займут слишком продолжительное время.

Для осуществления возможности численного решения используются осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье – Стокса [23].

Для решения задачи течения при выполнении моделирования в аэродинамической системе УГГУ использовалась двухпараметрическая модель турбулентности k - ε с модификацией *Realizable*. Модель k - ε решает два уравнения: уравнения переноса турбулентной кинетической энергии (k), и скорости её диссипации (ε). По этим параметрам вычисляются значения турбулентной вязкости, которые затем подставляются в уравнения движения.

Главным достоинством модели k - ε заключается в достаточно хорошем предсказании свойств турбулентных течений в широких диапазонах турбулентности в сочетании невысокими затратами расчётных ресурсов вычислительной машины. К недостаткам относится то, что модель k - ε плохо работает для течений с большой кривизной линий тока и плохо предсказывает течения с вращением и завихренностью для устранения которых в стандартной k - ε модели были разработаны две её модификации: *Realizable* и *RNG* модели [55].

В отличие от стандартной k - ε модели в модели *RNG* имеется: присутствие дополнительного условия в уравнении скорости турбулентной диссипации, что повышает точность решения высоконапряженных потоков; дополнительный параметр, учитывающий циркуляцию турбулентности и повышающий точность вычислений течений с закруткой потока. Модель *RNG* предлагает аналитическую формулу турбулентных чисел Прандтля (в стандартной k - ε модели данный параметр является константой); предоставляет, полученную аналитическим путём дифференциальную формулу эффективной вязкости, которая работает при качественном

сеточном разрешении в области пограничного слоя, что является более приемлемым при расчёте низкорейнольдсовых течений.

Эти особенности делают *RNG k-ε* модель более точной и надёжной для широкого диапазона турбулентных течений, чем в случае со стандартной *k-ε* моделью.

Модель *Realizable k-ε*, использующейся наряду с моделью *RNG k-ε*, в сравнении со стандартной *k-ε* моделью более точно предсказывает распределение: диссипации плоских и круглых струй; вращающихся потоков, пограничных слоев подверженных сильным градиентам давления; отрывных течений; развитых вторичных течений, которая и была принята для численного моделирования течений в воздухораспределительной системе УГГУ.

Турбулентная кинетическая энергия (k) и скорость её диссипации в теплоту (ε) для *Realizable k-ε* модели представлены следующими уравнениями переноса [50]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k;$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon,$$

где k – турбулентная кинетическая энергия; u_i – проекция вектора скорости на ось x ; μ_t – коэффициент турбулентной вязкости; σ_k и σ_ε – турбулентные числа Прандтля для турбулентной кинетической энергии (k) и скорости её диссипации (ε); μ , ν – коэффициент динамической и кинематической вязкости среды соответственно; G_k – генерация турбулентной кинетической энергии, вызванное градиентами осредненного потока; G_b – генерация турбулентной кинетической энергии, вызванная силами плавучести; Y_M – параметр, характеризующий пульсации, вызванные расширением в сжимаемых турбулентных потоках; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, C_1 , C_2 – эмпирические константы модели; S_k , S_ε – источники, определяемые пользователем; S – величина завихренности потока.

Коэффициент динамической (турбулентной) вязкости:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где C_μ – расчётный коэффициент.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}},$$

где A_0 и A_s – константы модели; $U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \Omega_{ij}\Omega_{ij}}$,

где S_{ij} – средняя скорость деформации потока; Ω_{ij} – тензор средней скорости вращения.

Средняя скорость деформации потока S_{ij} :

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

Тензор средней скорости вращения:

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k,$$

где $\bar{\Omega}_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k$,

$\bar{\Omega}_{ij}$ – тензор средней скорости вращения перемещающейся в системе координат с угловой скоростью ω_k .

Константы модели A_0 и A_s :

$$A_0 = 4,04, \quad A_s = \sqrt{6} \cdot \cos \phi,$$

где $\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1} \sqrt{6} \cdot \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{(\sqrt{S_{ij}S_{ij}})^3}$.

Генерация турбулентной кинетической энергии, вызванная градиентами осредненного потока согласно гипотезе Буссинеска:

$$G_k = R_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i},$$

где R_{ij} – тензор Рейнольдсовых напряжений.

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

Генерация турбулентной кинетической энергии, вызванная силами плавучести G_b :

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i},$$

где Pr_t – турбулентное число Прандтля. Для стандартной и *Realizable* k - ε модели турбулентное число Прандтля принимается постоянной величиной и равной 0,85; g_i – проекция вектора ускорения свободного падения; β – коэффициент температурного расширения среды.

Коэффициент температурного расширения среды β :

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p.$$

Параметр, характеризующий пульсации, вызванные расширением в сжимаемых турбулентных потоках Y_M :

$$Y_M = 2\rho\varepsilon \frac{k}{\gamma RT},$$

где γ – удельная звукопроницаемость среды.

Величина завихренности потока S :

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}.$$

Методы получения дискретного аналога

Смысл численного решения дифференциального уравнения заключается в том, чтобы получить в рассматриваемом пространстве значение искомой переменной. В численном методе рассматриваются значения переменных в конечном числе точек расчетной области.

Метод дискретизации сводится к получению системы алгебраических уравнений, которые являются дискретными аналогами исходных дифференциальных уравнений. При этом предполагается, что при мелкой сетке, решение дискретных

уравнений является хорошим приближением к точному решению исходных дифференциальных уравнений. Дискретизация дифференциальных уравнений может выполняться разными методами, при этом используемая схема должна быть устойчивой и сходящейся.

В общем случае процедура решения задачи заключается в следующем. Для каждого локального элемента (ячейки) записывается система законов сохранения массы, импульса и энергии в интегральной форме, которая затем преобразуется в систему алгебраических уравнений относительно искомых величин – плотности, скорости, температуры и др.

Система уравнений, описывающих движение жидкой среды, решается приближённо с помощью метода конечных объёмов, в котором уравнения движения интегрируются по каждой расчётной ячейке (*cell*), построенной сетки, имеющей объём V_{cell} и n граней с площадями F_f [55]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} \cdot V_{cell} + \sum_f \rho_f W_f \phi_f \cdot F_f = \sum_f \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot F_f + S_\phi \cdot V_{cell}$$

где ρ – плотность среды; V_{cell} – объём расчётной ячейки сетки; ρ_f – плотность, усреднённая по поверхности площадью F_f ; W_f – скорость, усреднённая по поверхности площадью F_f ; ϕ – значения искомой величины.

Значения искомых величин ϕ приписаны к центру расчётных ячеек сетки, однако в уравнение также входят значения искомой величины Γ_ϕ и её градиента $\nabla \phi_f$ на гранях ячеек.

Преимущество метода конечных объёмов заключается в том, что в его основе лежат законы сохранения. Поэтому, в отличие от метода конечных разностей, метод конечного объема обеспечивает строгость численной схемы, что позволяет даже на сравнительно грубых сетках получать приемлемые по точности результаты.

Основная идея метода заключается в следующем. При дискретизации уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, расчетная область разбивается

на большое количество непересекающихся элементарных объемов, таким образом, чтобы каждый объем содержал только одну расчетную (узловую) точку. Совокупность элементарных объемов составляет расчетную сетку конечных объемов, предназначенную для CFD-анализа.

Решение системы уравнений представляется в виде набора значений искоемых параметров в центрах этих объемов. На рисунке 3.1 представлен фрагмент расчетной области сетки с пронумерованными ячейками i, j и k .

Интегрирование дифференциальных уравнений производится по каждому элементарному объему. Интегралы вычисляются с использованием интерполяционных формул, при помощи которых определяют значения искоемых переменных между расчетными точками. В результате получают дискретный аналог исходных уравнений в узловых точках, который отражает закон сохранения изучаемых переменных в каждом конечном объеме [23].

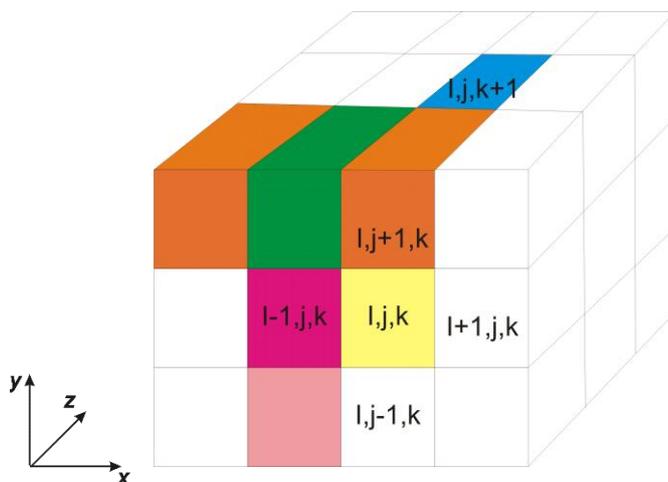


Рисунок 3.1 – Фрагмент расчетной сетки

Прежде чем приступить к расчёту аэродинамической задачи, следует определить цели исследования, построить нужную математическую модель и выбрать метод приближённого решения. После создания математической 3D модели учитывая геометрические её особенности и основные рекомендации производится построение сетки конечных объемов.

При создании геометрии и расчётной сетки учитывались следующие рекомендации:

1. Упрощение геометрии расчётной области математической модели не влияющих на изменение моделируемых течений. Упрощения направлены на создание более простой и удобной для построения конформной сетки конечных объемов,

позволяющей более точно просчитать в расчётной области турбулентные вихревые течения с минимальными затратами расчётных ресурсов вычислительной машины;

2. Создание сгущения сетки к границам модели, наделённым функциями не перемещающейся в пространстве стенки обладающей условиями прилипания приграничного вязкого слоя;

3. Выполнение сгущения производится с коэффициентом увеличения призматических слоёв пристеночных ячеек с множителем не более 1,2.

Для описания профиля скорости течения в узкой пристанной области в теории пограничного слоя используют специальные безразмерные переменные:

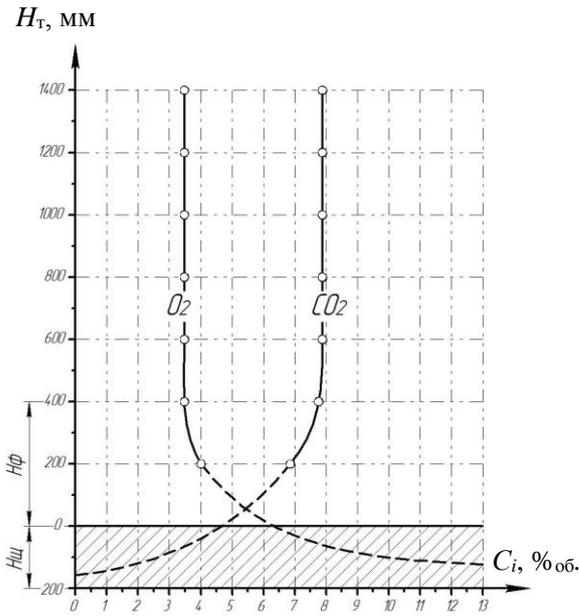
$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}}, \quad y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu}.$$

Значение y^+ для граничащей со стенкой ячейкой при использовании k - ϵ модели турбулентности находится с использованием пристеночных функций, рекомендованных для использования пакетом ANSYS Fluent [55].

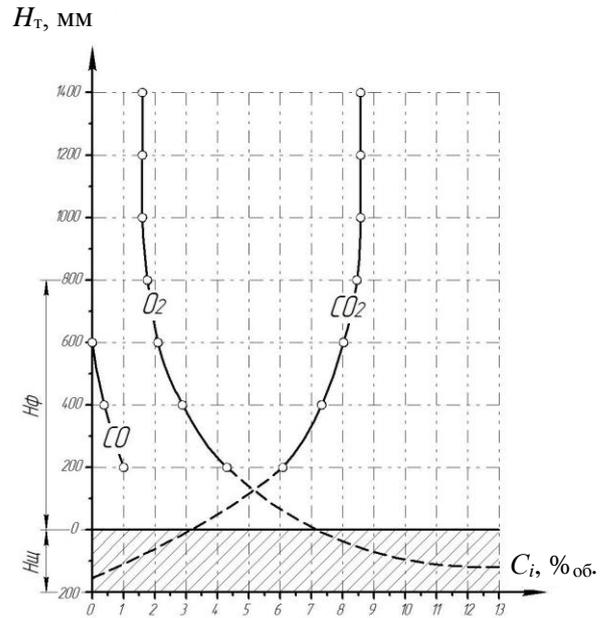
ПРИЛОЖЕНИЕ И

Зависимости изменения концентраций CO_2 , O_2 , CO , (% об.) по высоте точки при сжигании природного газа в УГГУ, оснащённой щелевой камерой смешения с неизменяющимся по высоте сечением

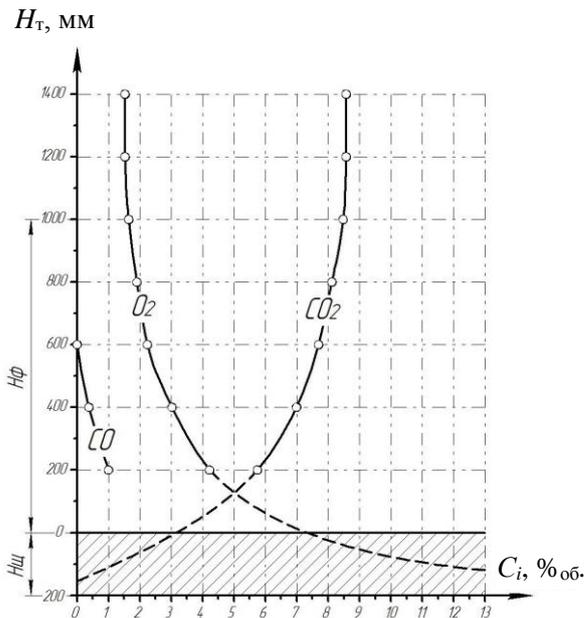
Угол поворота коллектора $\beta - 27^\circ$
Мощность – 20 % номинальной



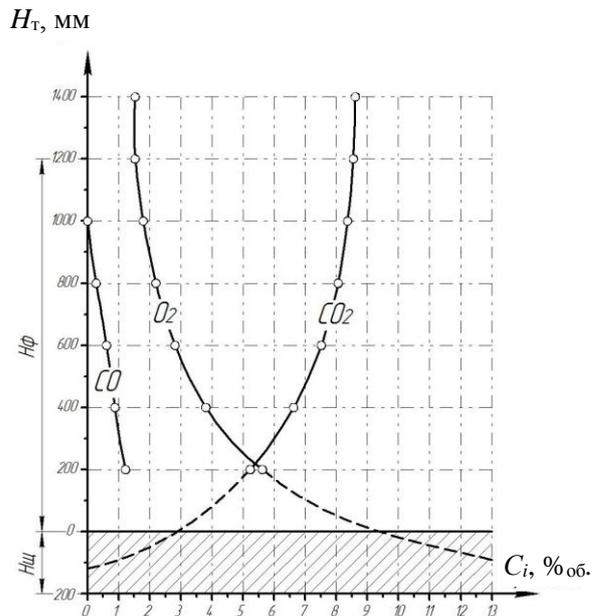
Угол поворота коллектора $\beta - 27^\circ$
Мощность – 50 % номинальной



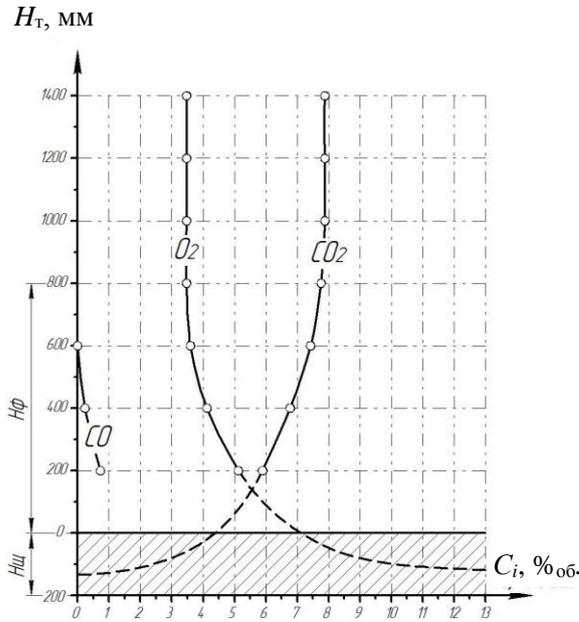
Угол поворота коллектора $\beta - 27^\circ$
Мощность – 80 % номинальной



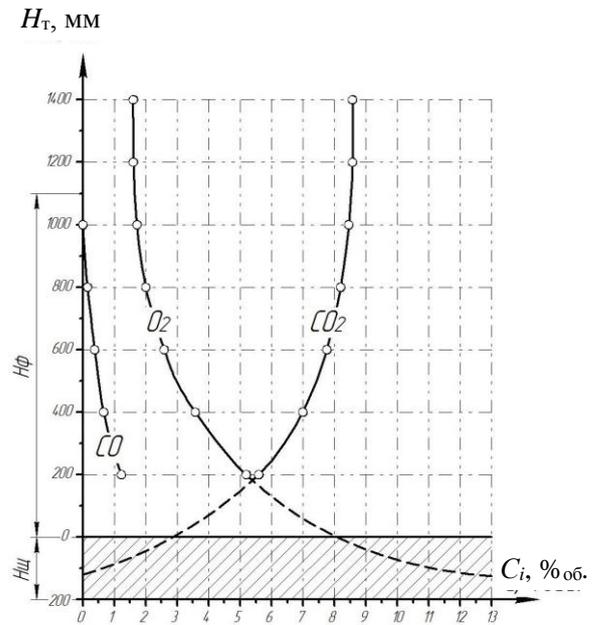
Угол поворота коллектора $\beta - 27^\circ$
Мощность – 100 % номинальной



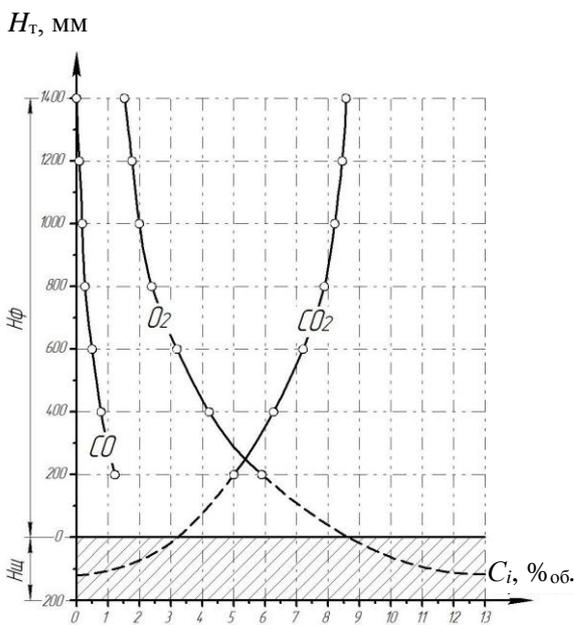
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



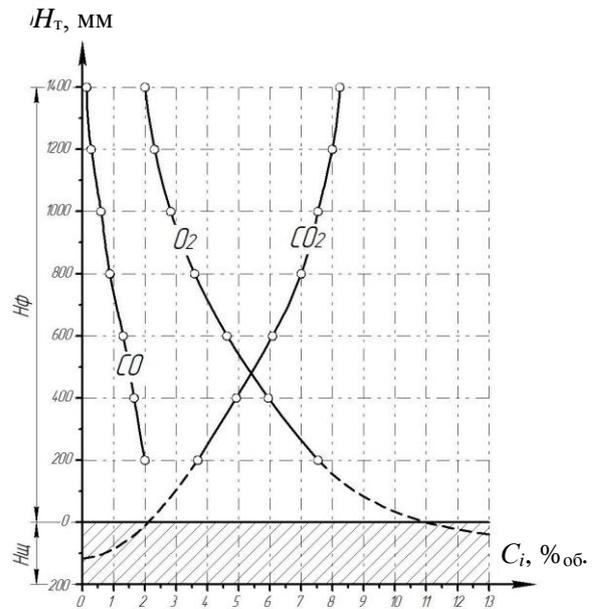
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



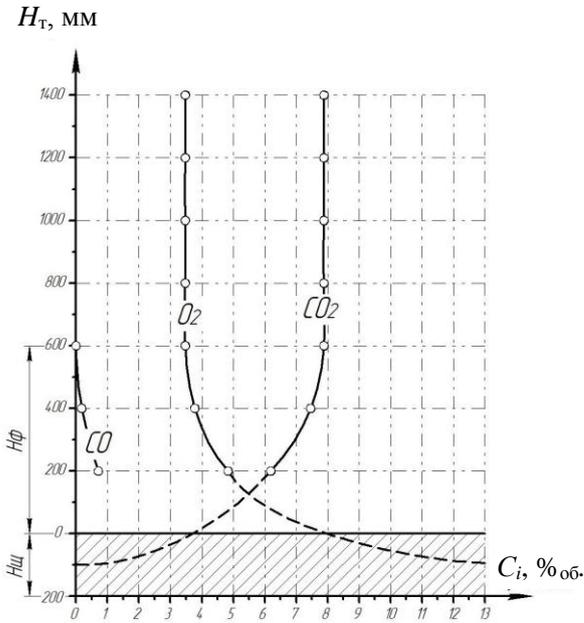
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



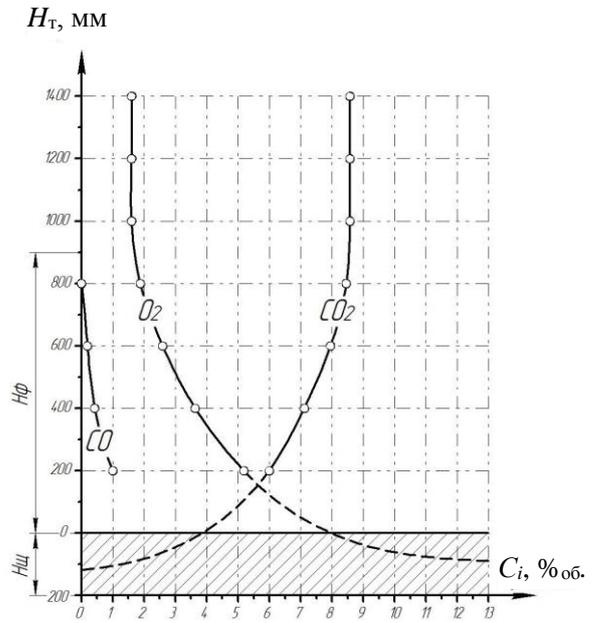
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



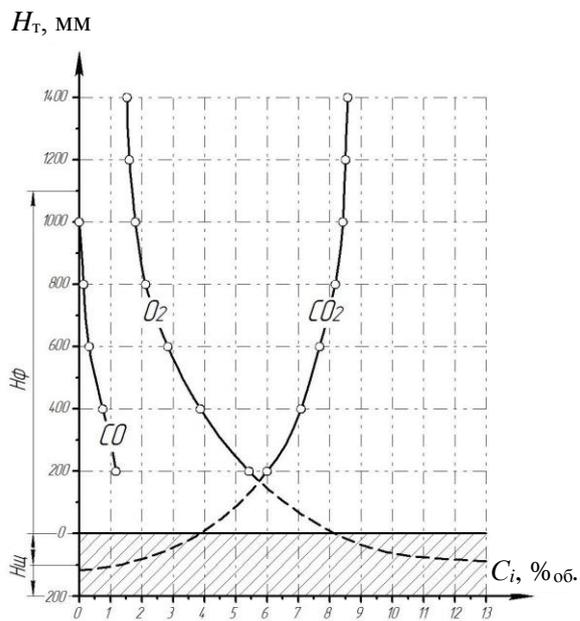
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



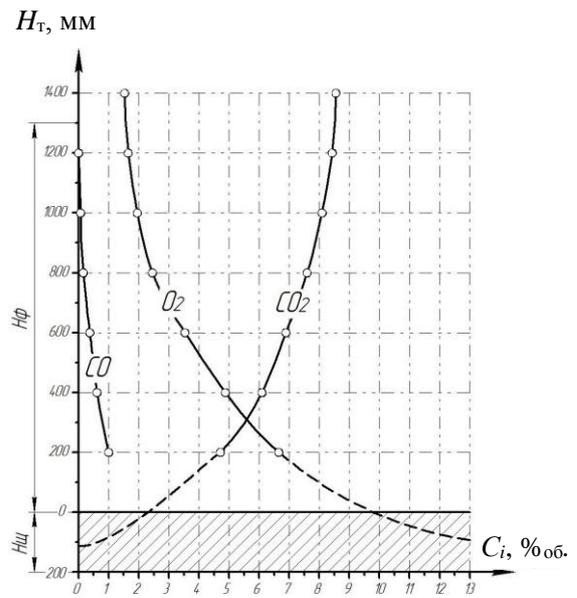
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной

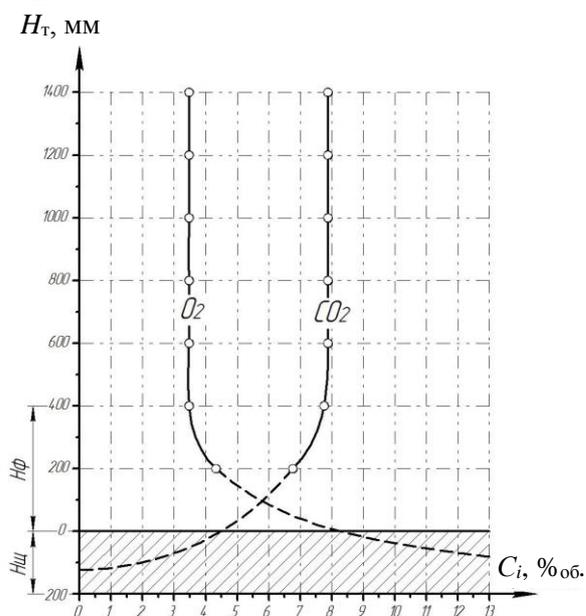


Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной

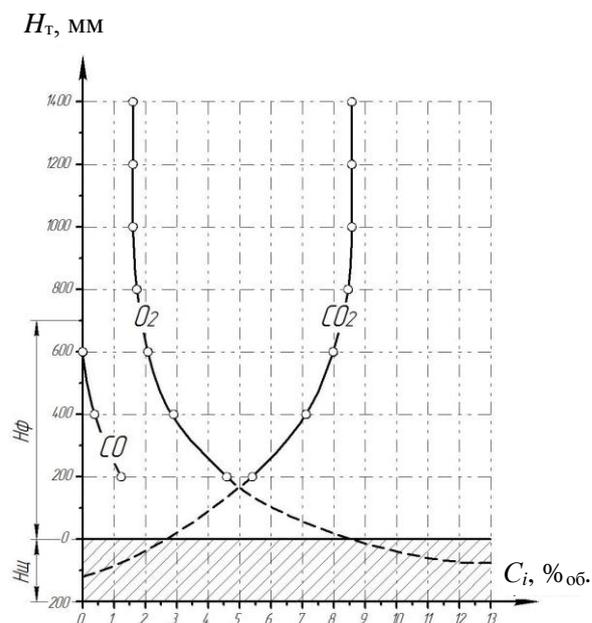


Зависимости изменения концентраций CO_2 , O_2 , CO , (% об.) по высоте топки при сжигании природного газа в УГГУ, оснащённой щелевой камерой смешения с изменяющимся по высоте сечением

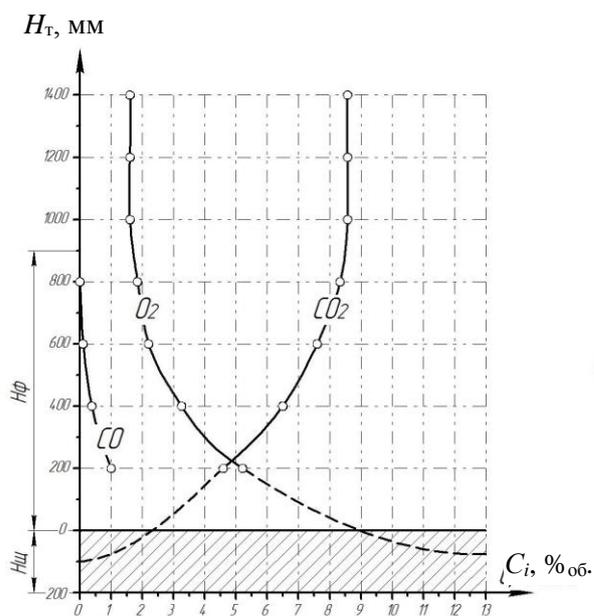
Угол поворота коллектора $\beta - 27^\circ$
Мощность – 20 % номинальной



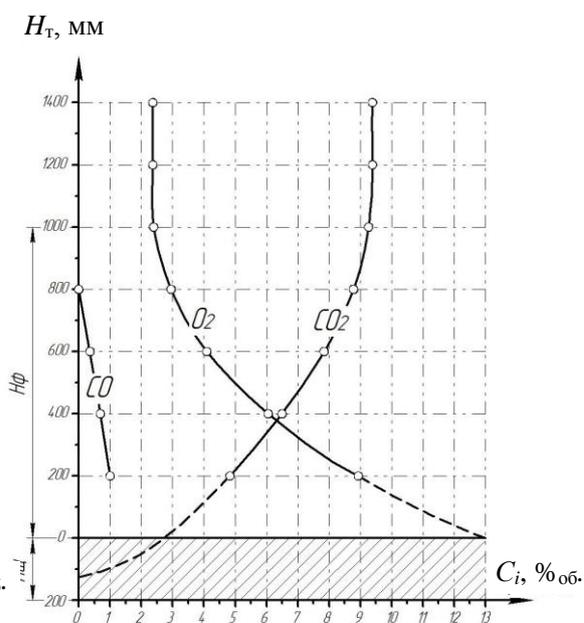
Угол поворота коллектора $\beta - 27^\circ$
Мощность – 50 % номинальной



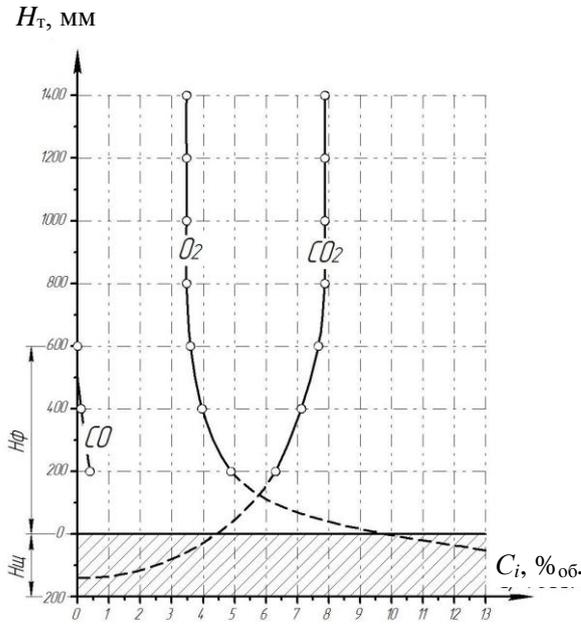
Угол поворота коллектора $\beta - 27^\circ$
Мощность – 80 % номинальной



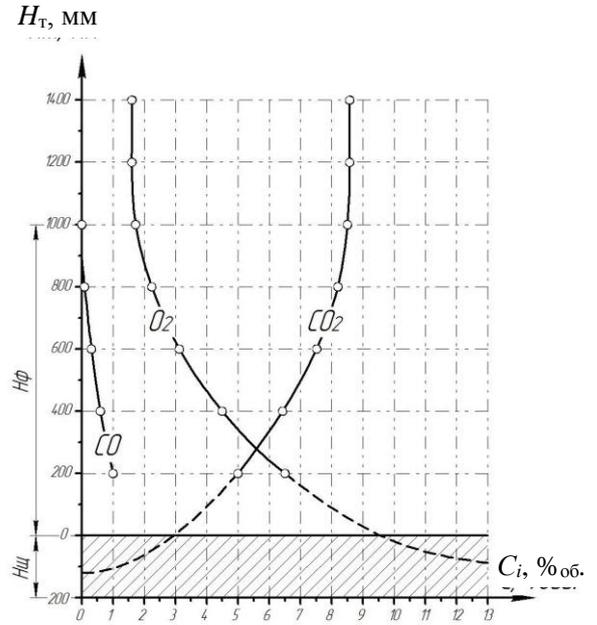
Угол поворота коллектора $\beta - 27^\circ$
Мощность – 100 % номинальной



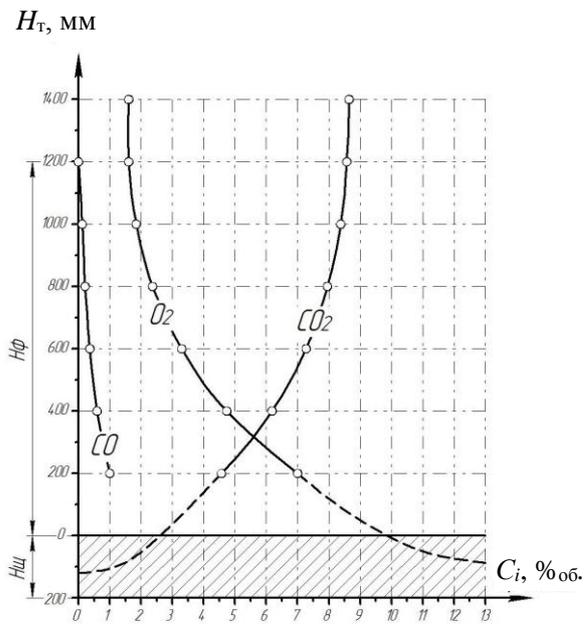
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



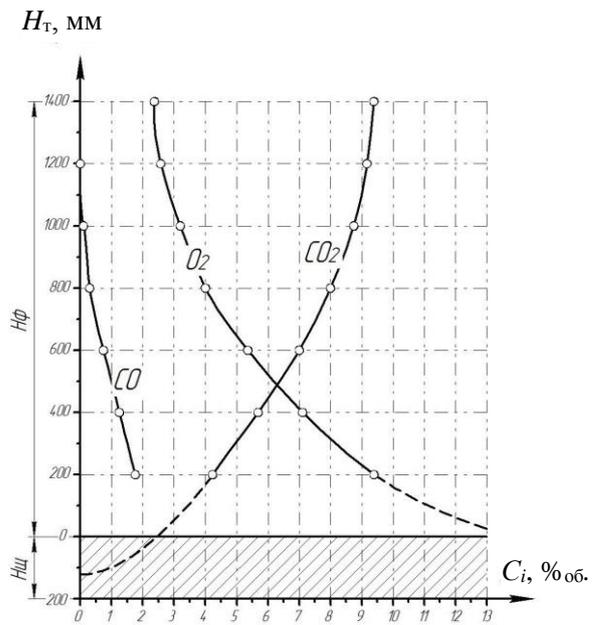
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



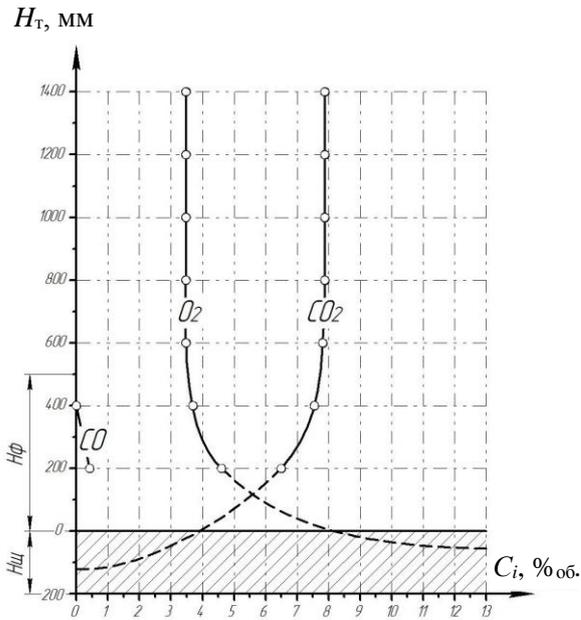
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



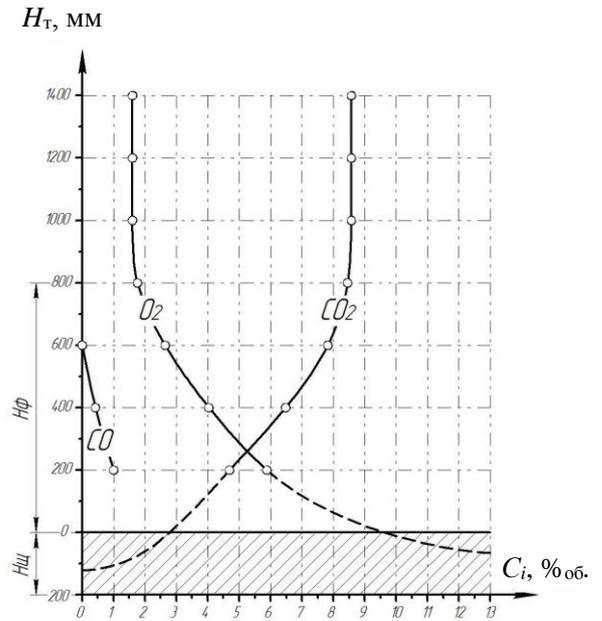
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



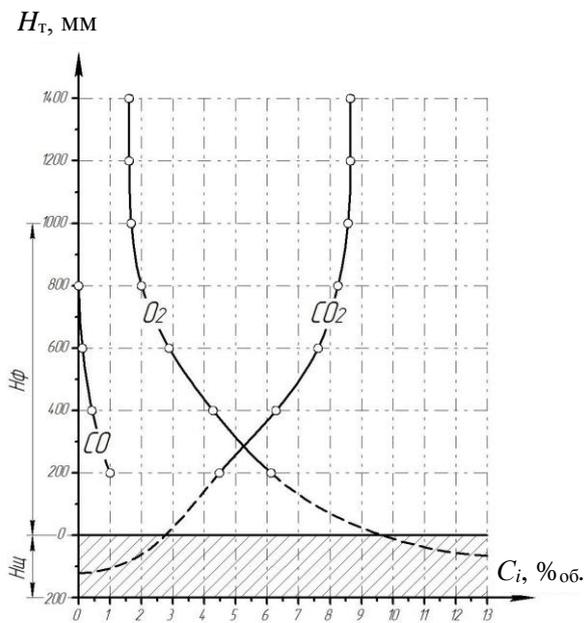
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



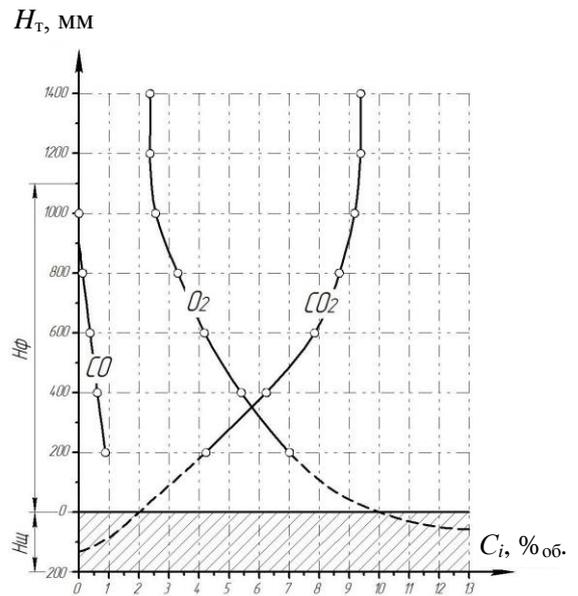
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной

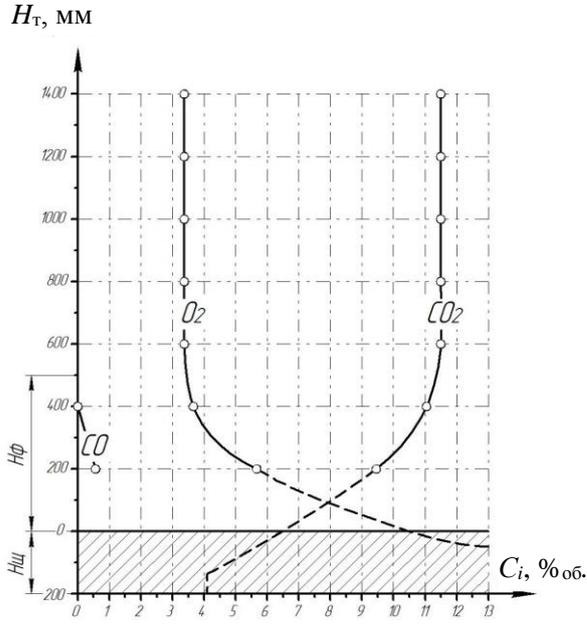


Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной

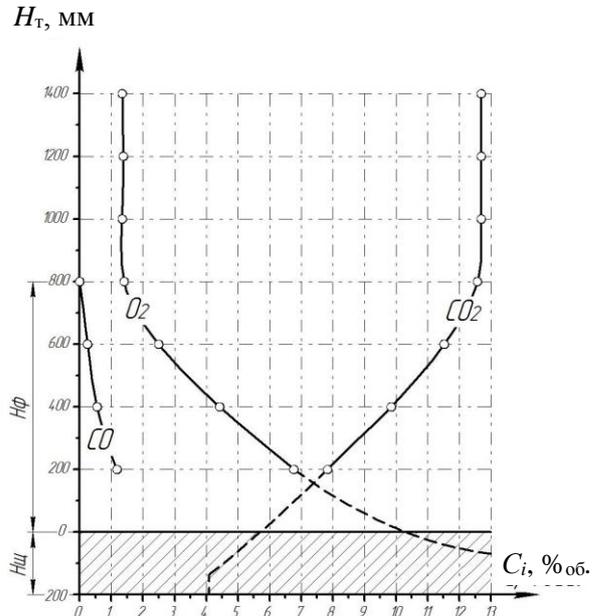


Зависимости изменения концентраций CO_2 , O_2 , CO , (% об.) по высоте топки при сжигании биогаза в УГГУ, оснащённой щелевой камерой смешения с изменяющимся по высоте сечением

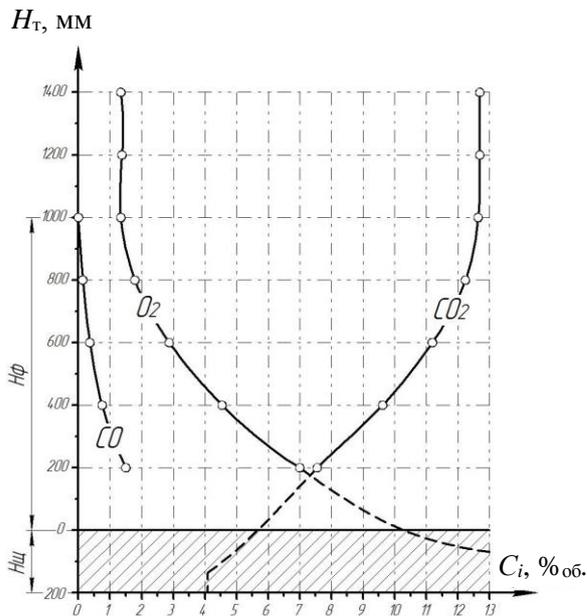
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



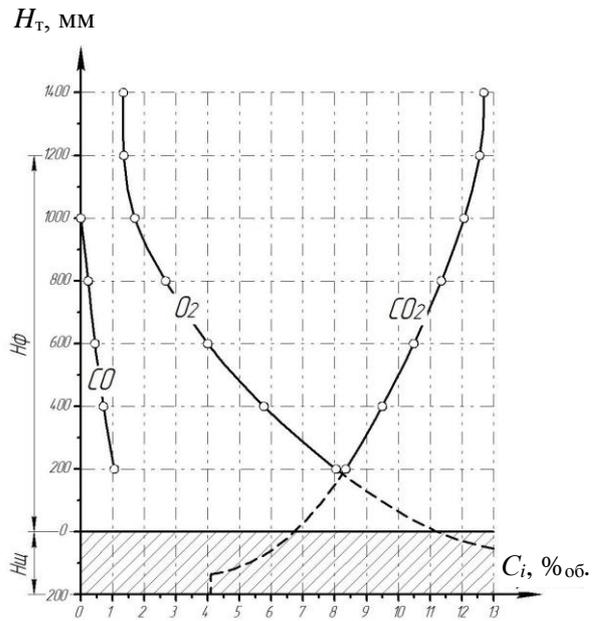
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



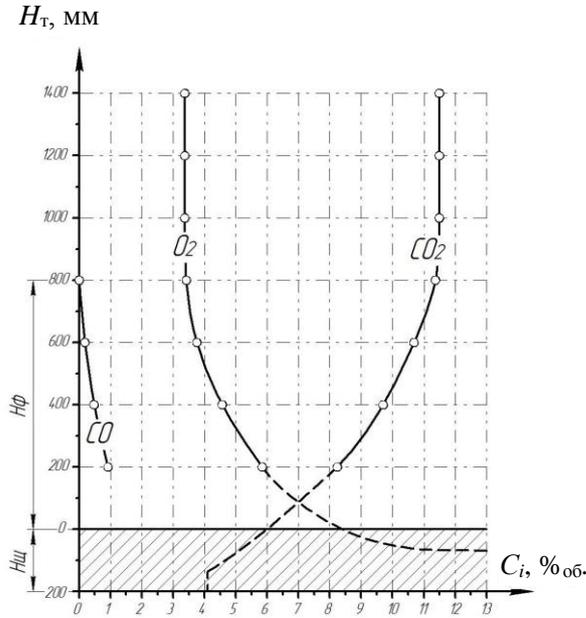
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



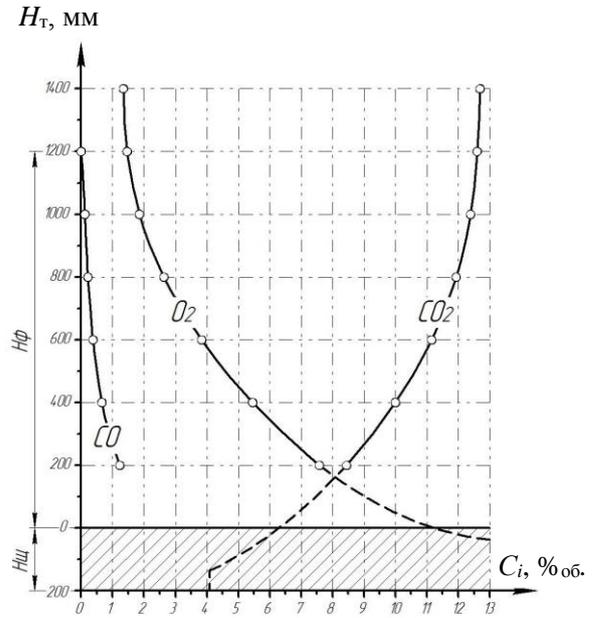
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



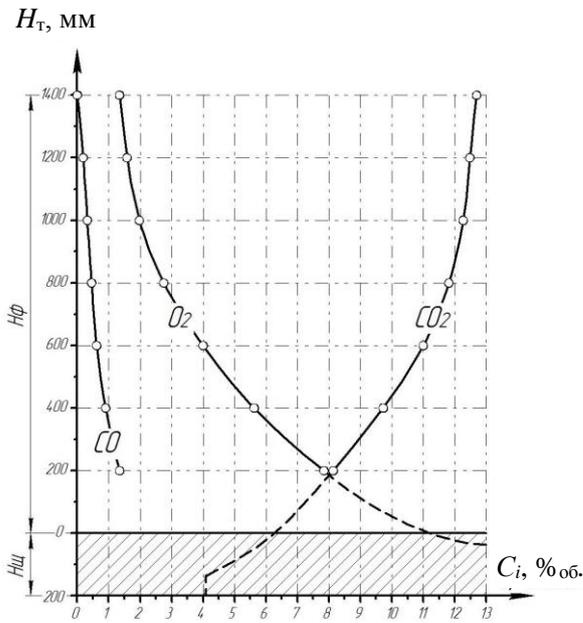
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



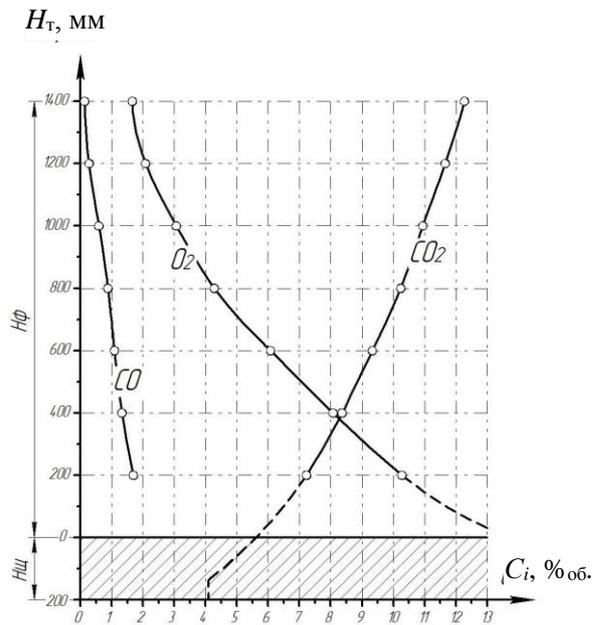
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



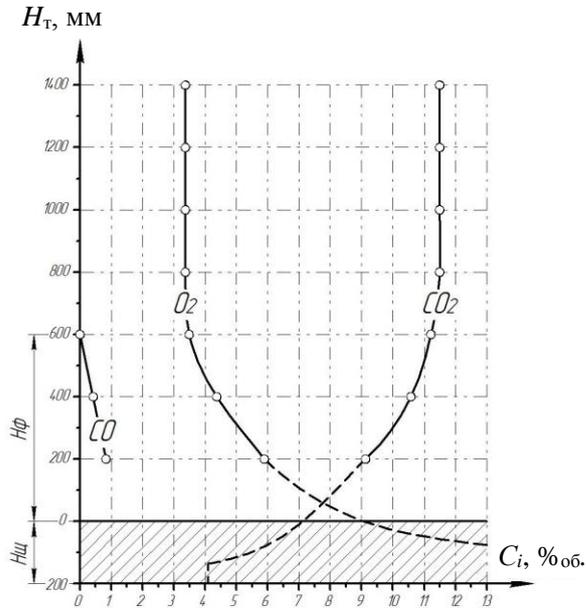
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



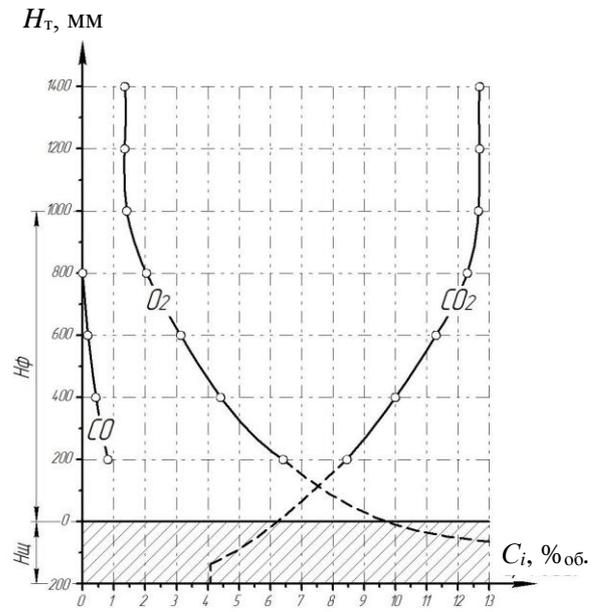
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



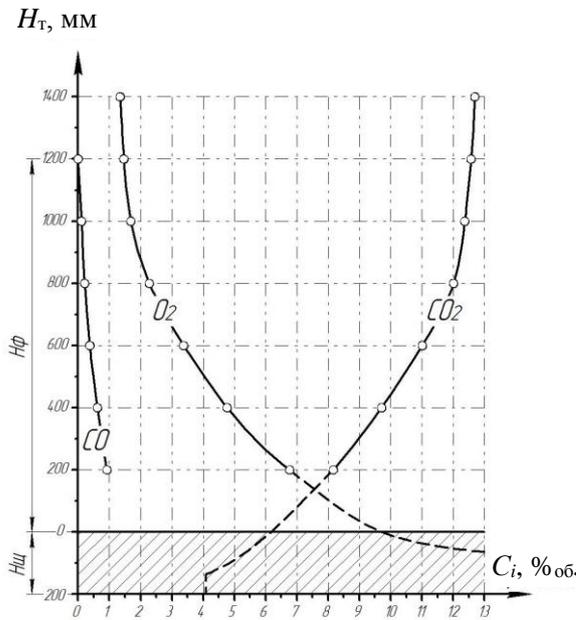
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



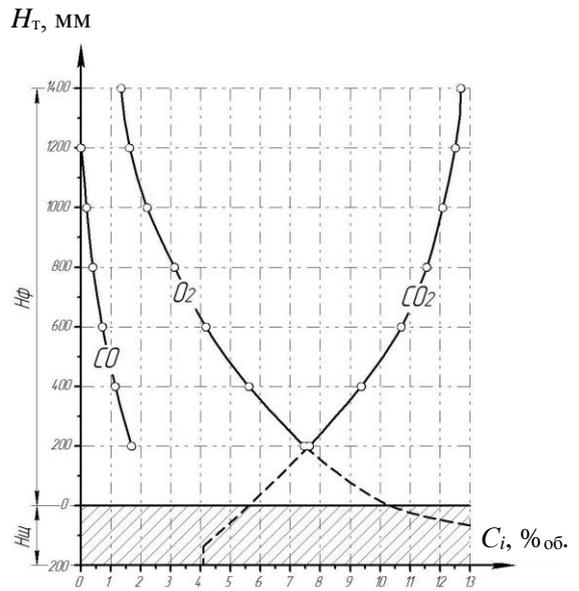
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



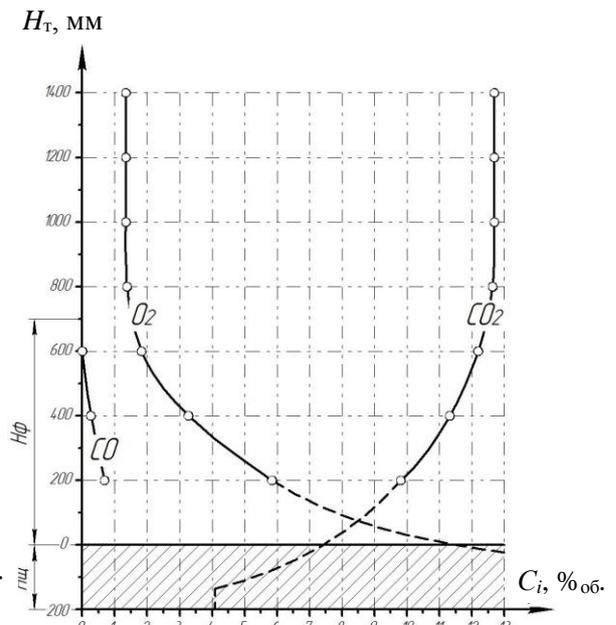
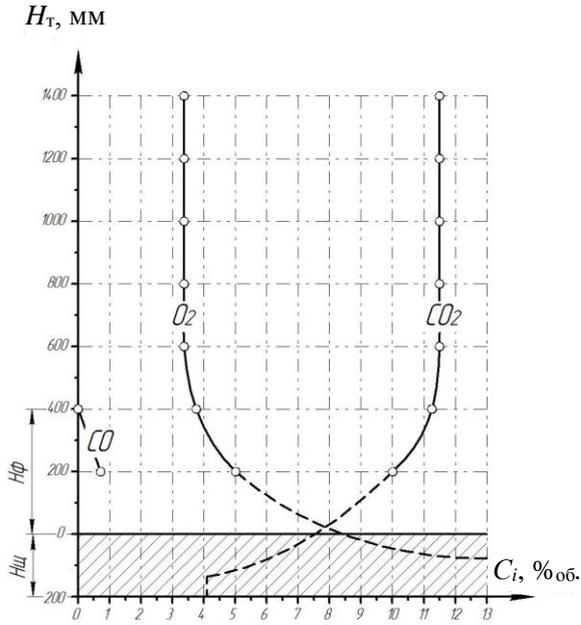
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



Зависимости изменения концентраций CO_2 , O_2 , CO , (% об.) по высоте топки при сжигании биогаза в УГГУ, оснащённой щелевой камерой смешения с изменяющимся по высоте сечением

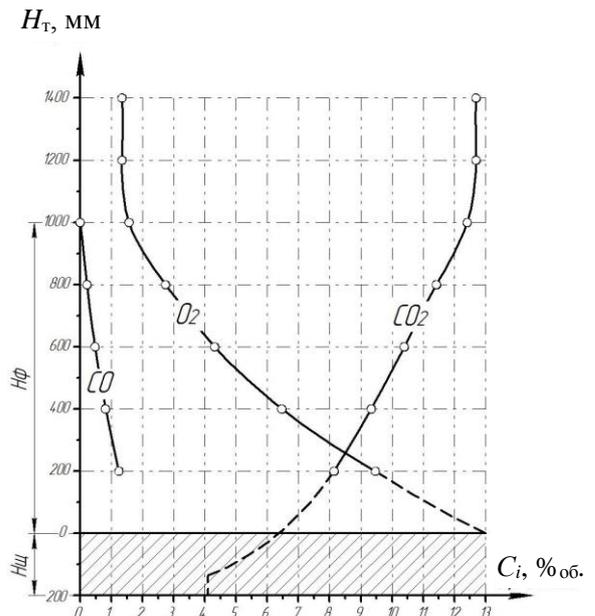
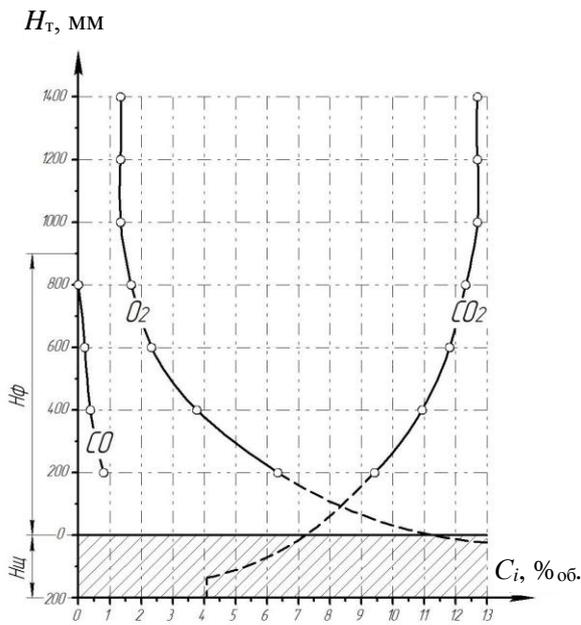
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной

Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной

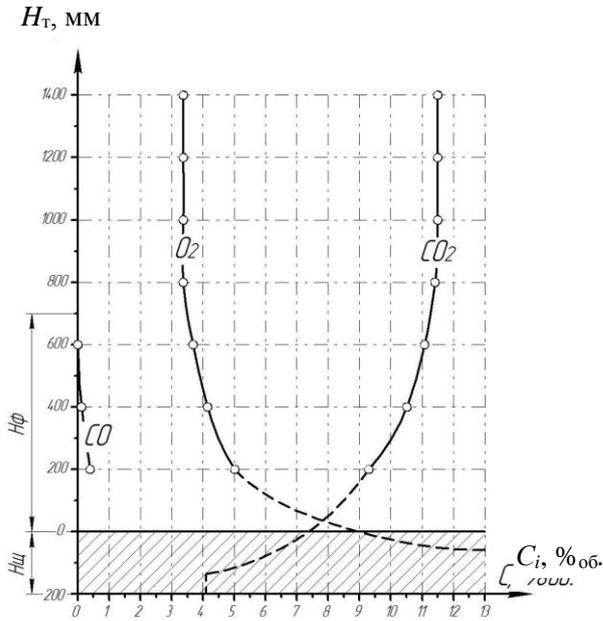


Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной

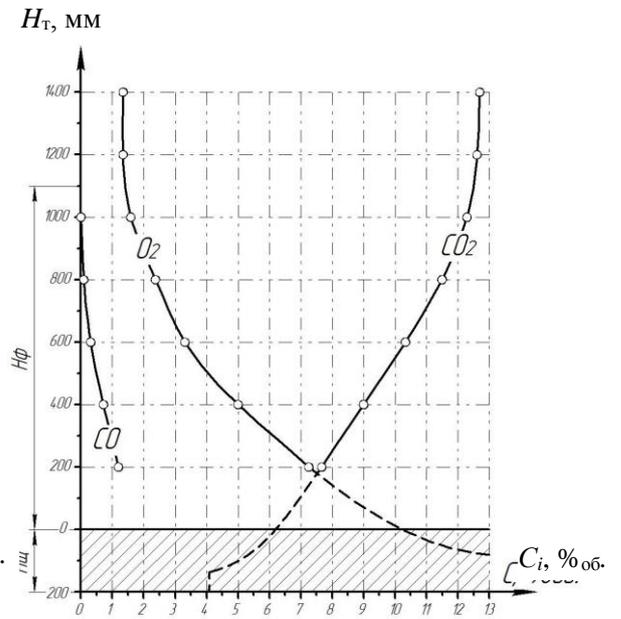
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



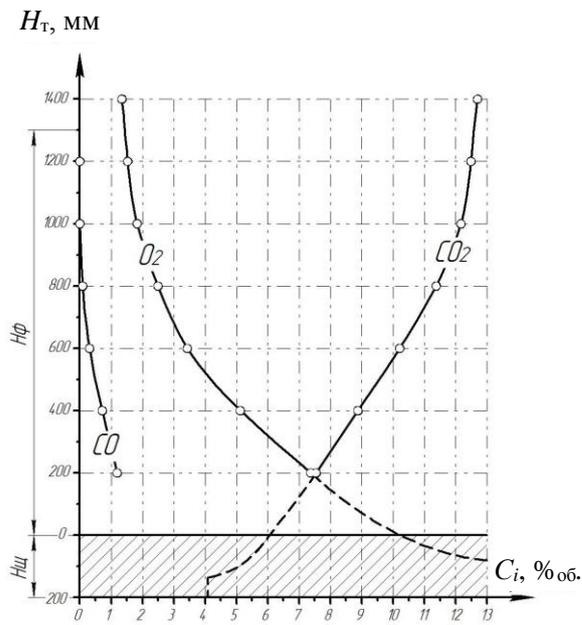
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



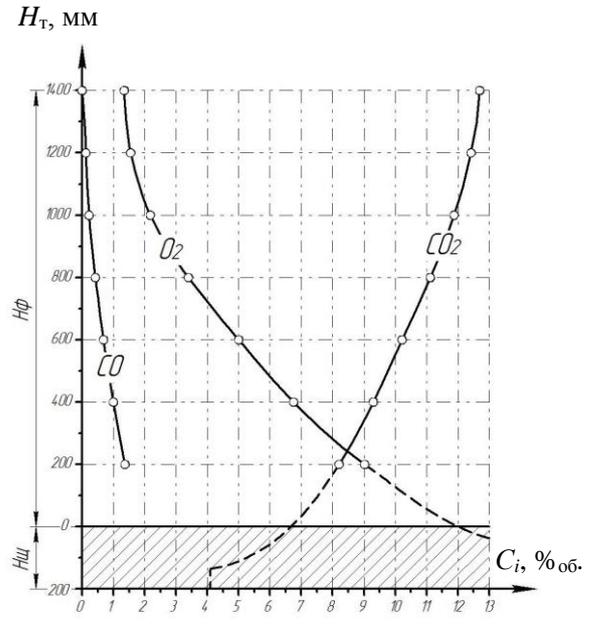
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



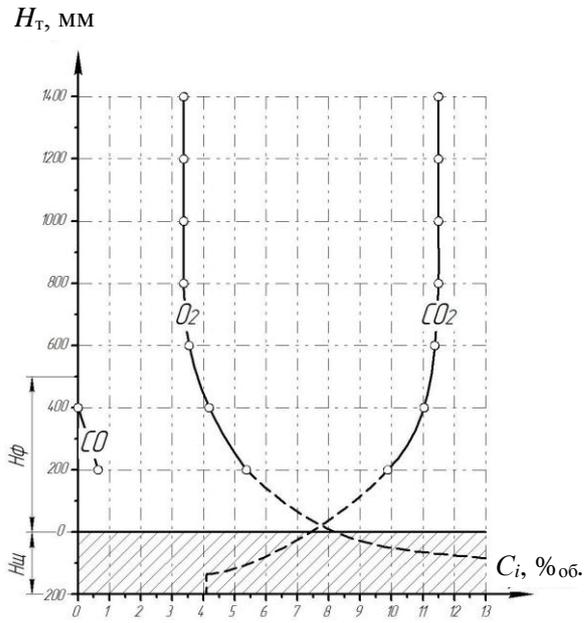
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



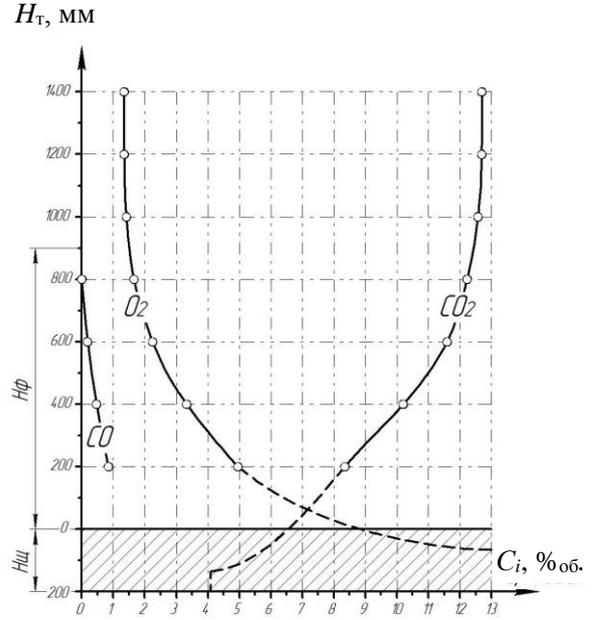
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



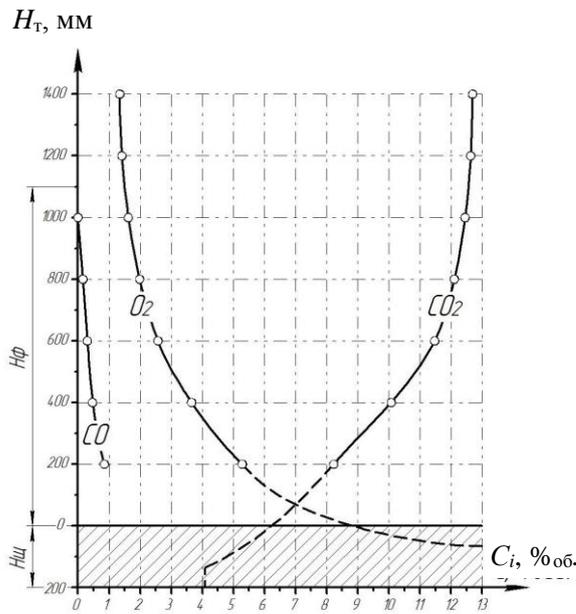
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



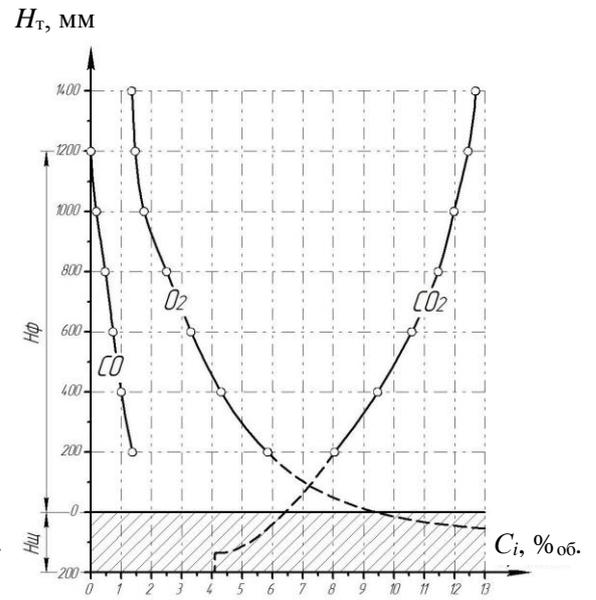
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



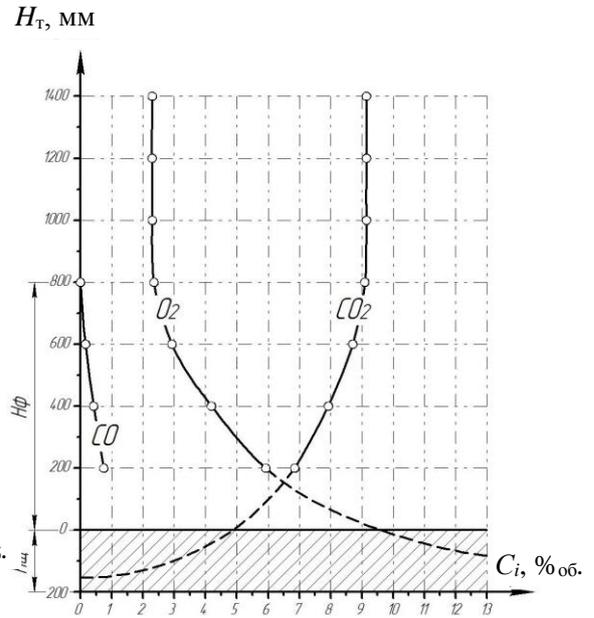
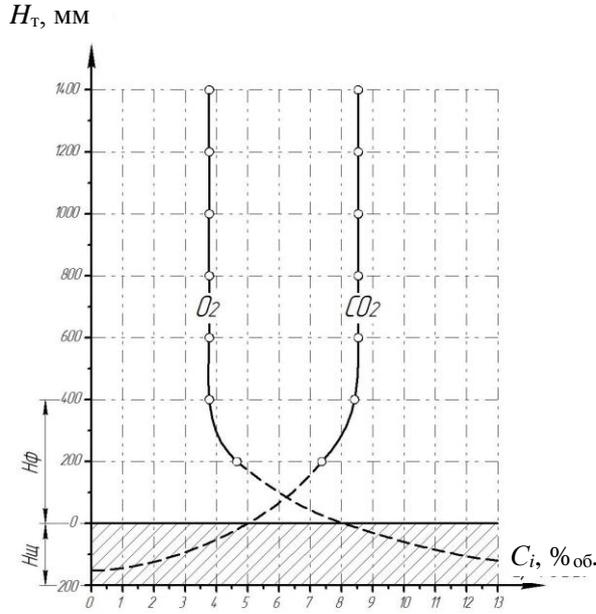
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



Зависимости изменения концентраций CO_2 , O_2 , CO , (% об.) по высоте топки при сжигании шахтного газа в УГГУ, оснащённой щелевой камерой смешения с неизменяющимся по высоте сечением

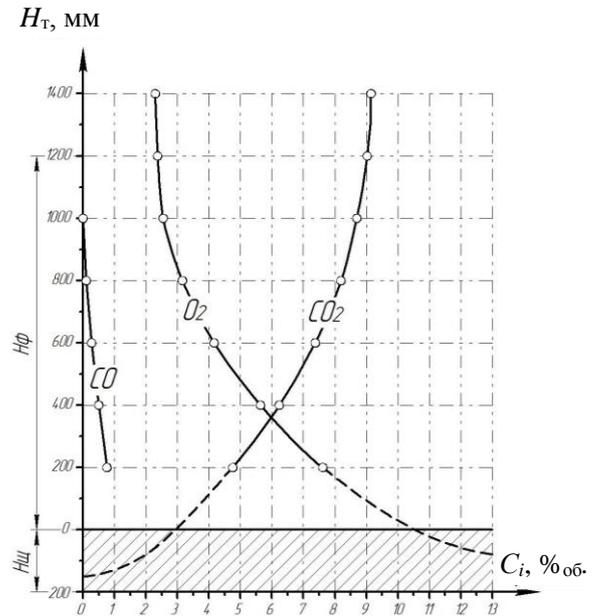
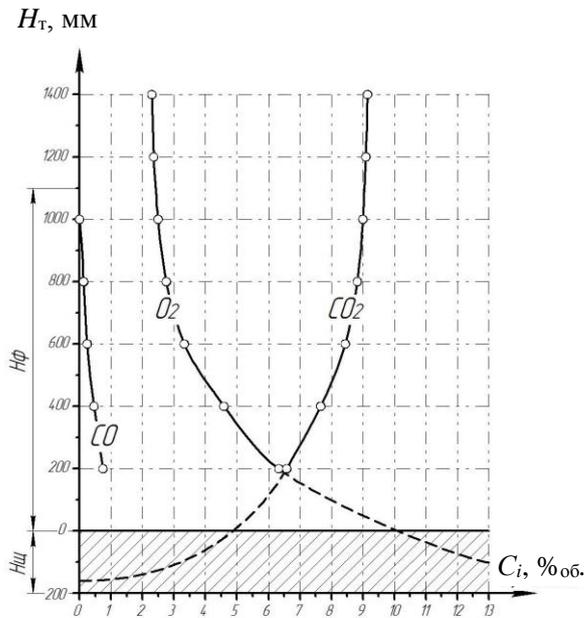
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной

Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной

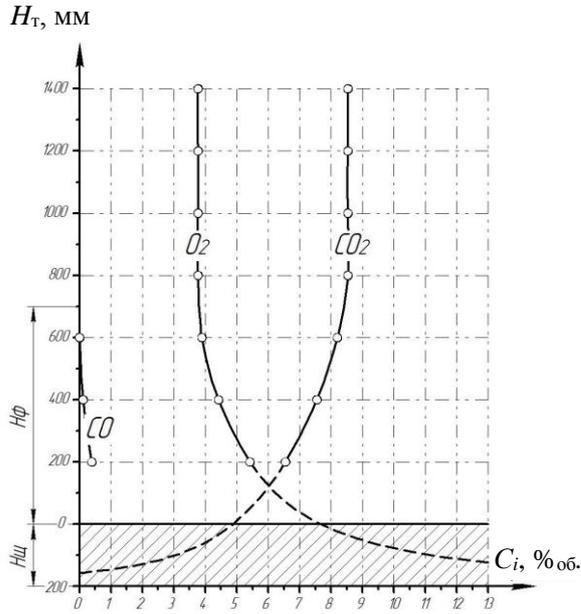


Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной

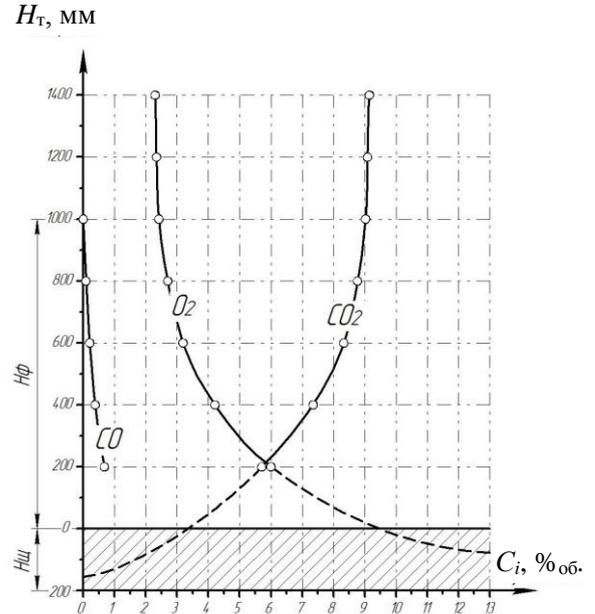
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



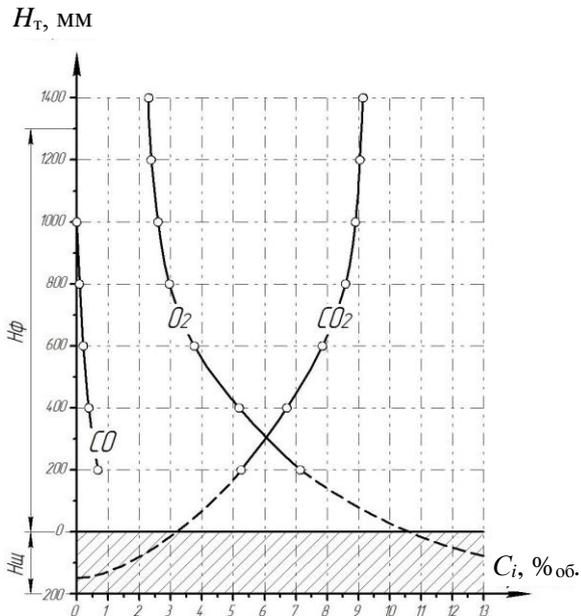
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



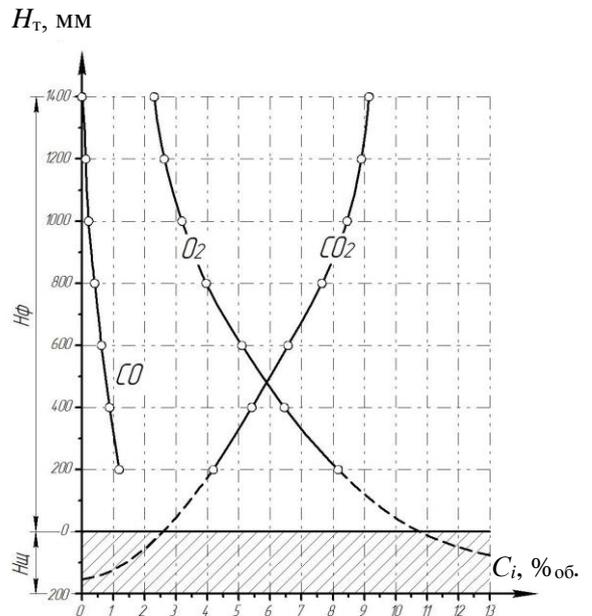
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



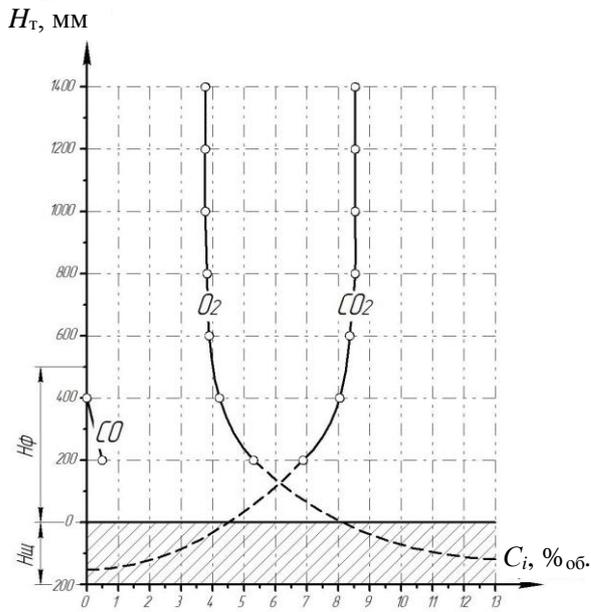
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



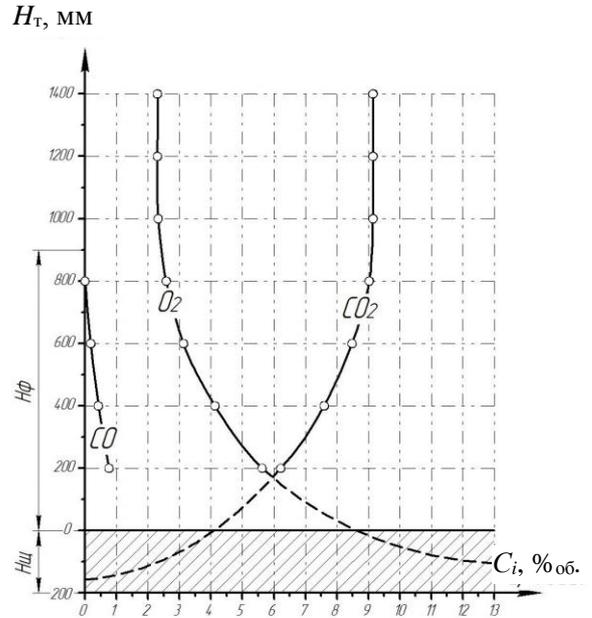
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



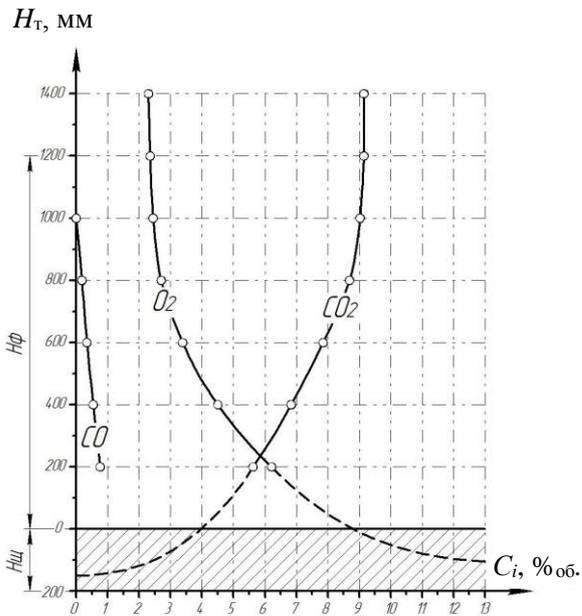
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



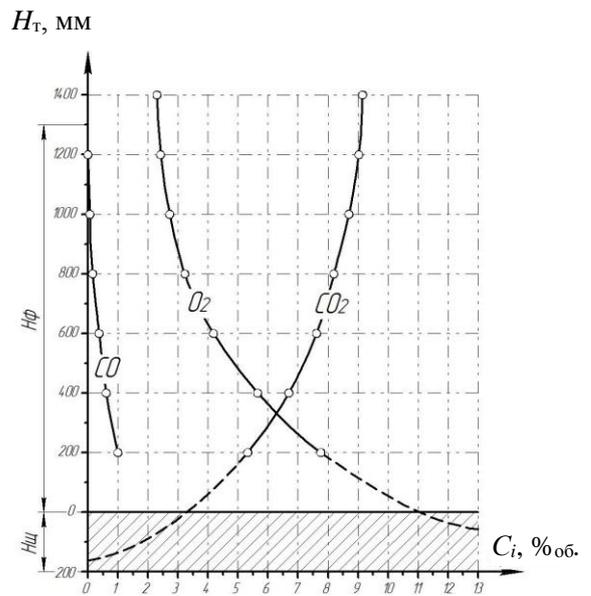
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной

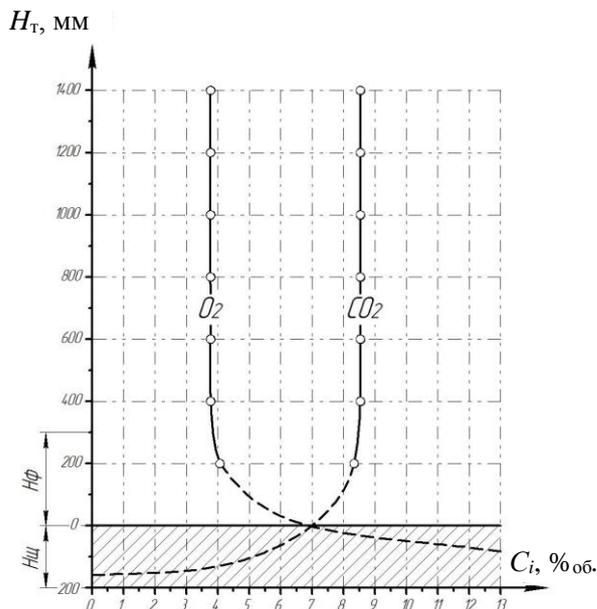


Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной

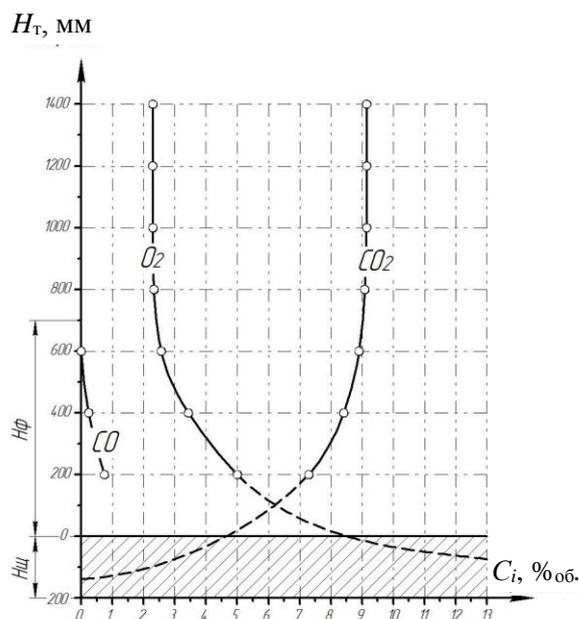


Зависимости изменения концентраций CO_2 , O_2 , CO , (% об.) по высоте точки при сжигании шахтного газа в УГГУ, оснащённой щелевой камерой смешения с изменяющимся по высоте сечением

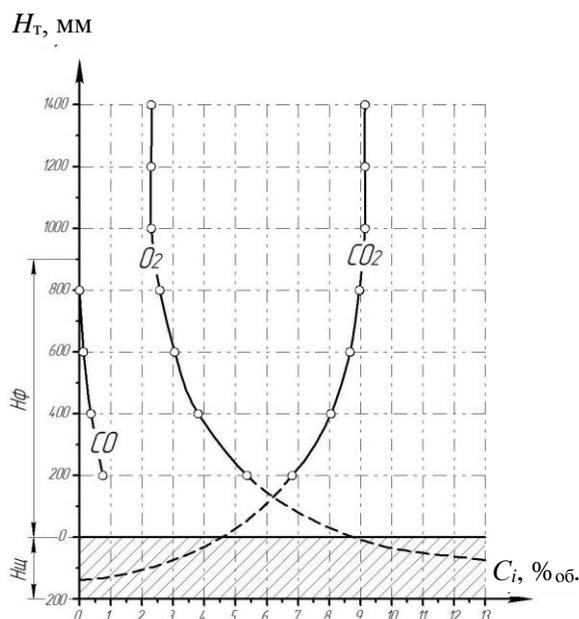
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
Мощность – 20 % номинальной



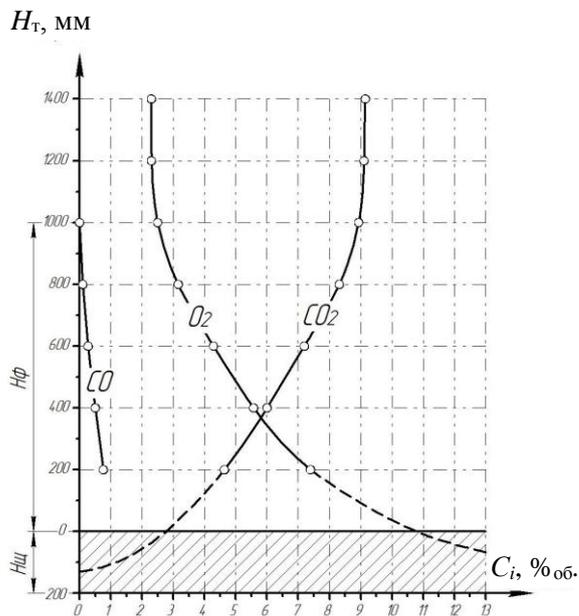
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
Мощность – 50 % номинальной



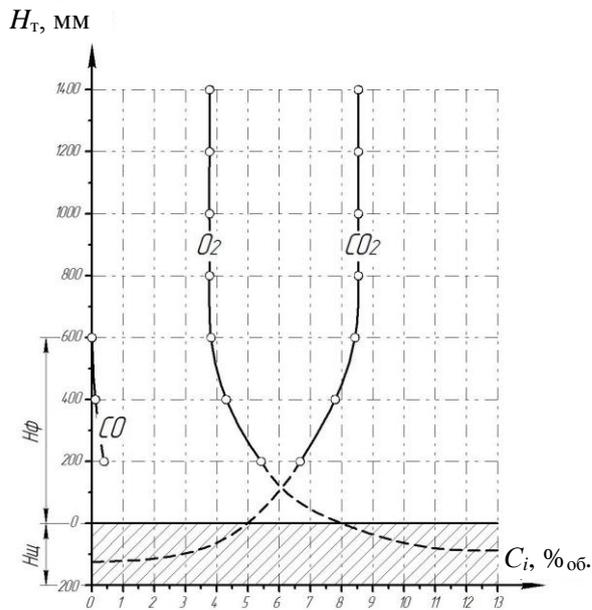
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
Мощность – 80 % номинальной



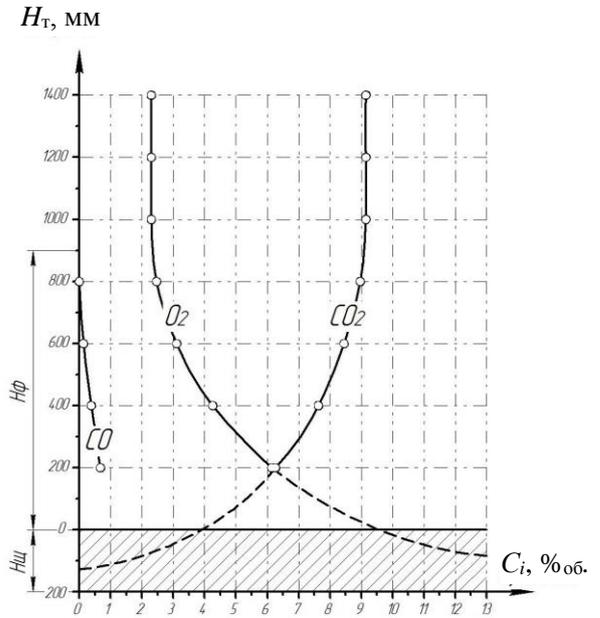
Угол поворота коллектора $\beta - 23^\circ$
Мощность – 100 % номинальной



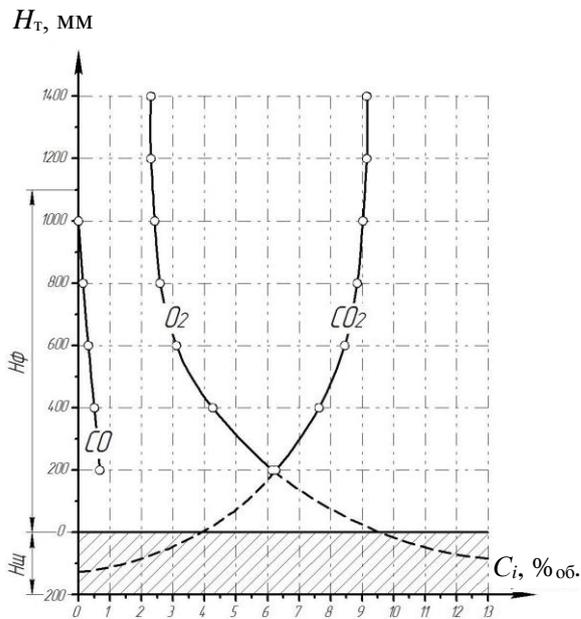
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



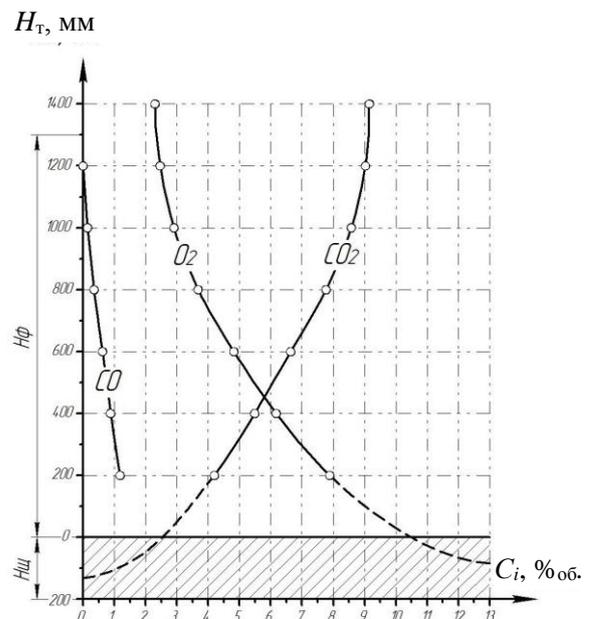
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



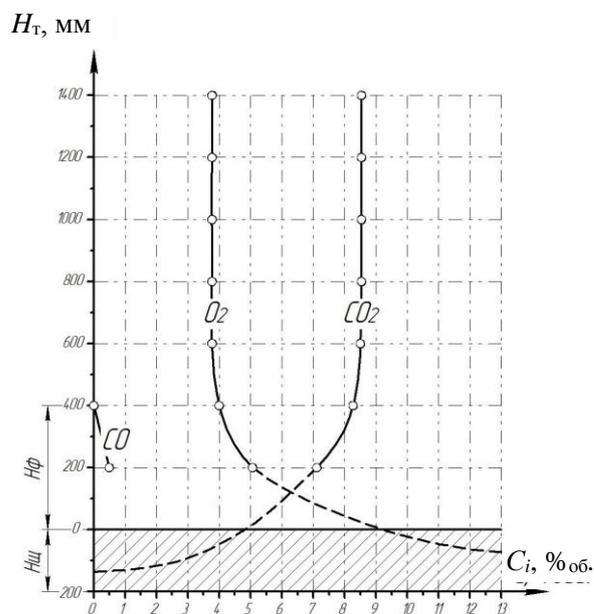
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



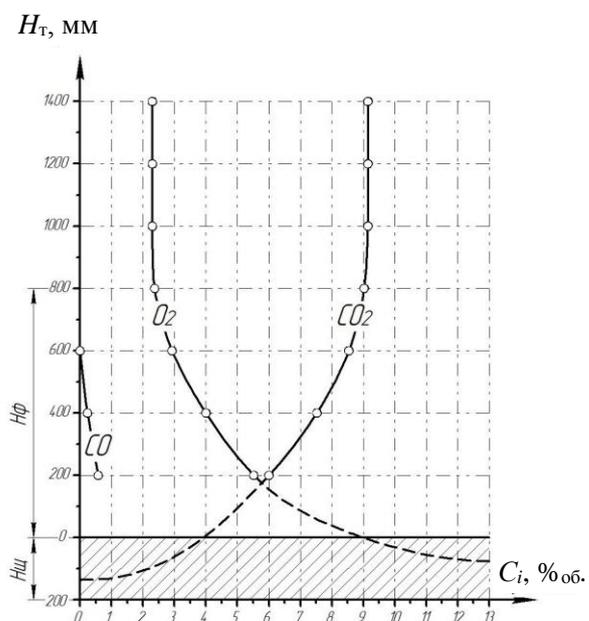
Угол поворота коллектора $\beta - 45^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



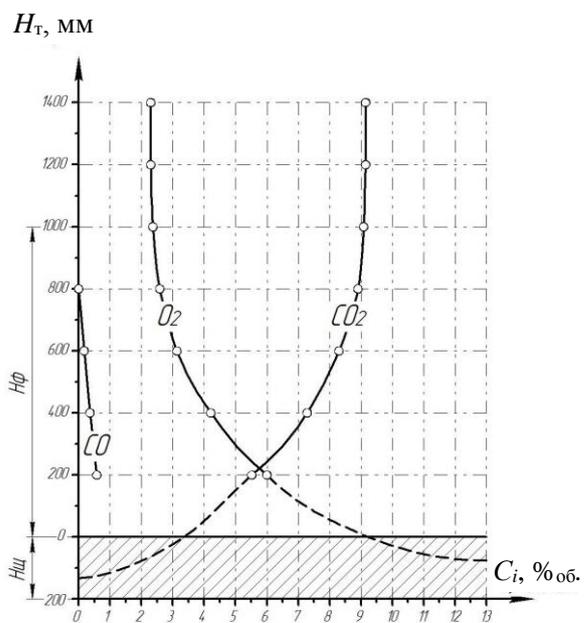
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 20 % номинальной



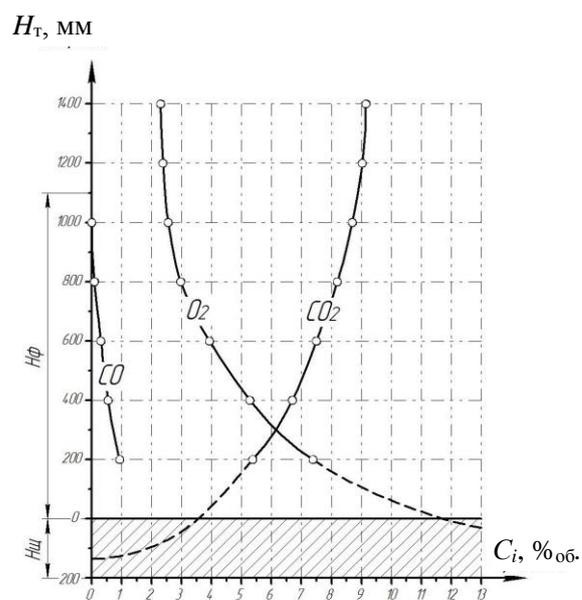
Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 50 % номинальной



Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 80 % номинальной



Угол поворота коллектора $\beta - 60^\circ$
 Мощность – 100 % номинальной



ПРИЛОЖЕНИЕ К

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет»
(СПбГАСУ)

2-я Красноармейская ул., 4, Санкт-Петербург, 190005. Тел: (812) 400-06-67. Факс: (812) 316-58-72. E-mail: rector @ spbgasu.ru
ИНН 7809011023 / КПП 783901001, ОКПО 02068580, ОКВЭД 80.30.1

№ _____

На № _____

от _____



УТВЕРЖДАЮ
Проректор по УР
ФЕБОУ ВО «СПбГАСУ»
Луговская И. Р.

АКТ

о практическом использовании научных результатов
кандидатской диссертации Яковлева В. А. в учебном процессе СПбГАСУ

Мы, нижеподписавшиеся: заведующий кафедрой Теплогазоснабжения и вентиляции к.т.н., доцент Васильев В. Ф., к.т.н., доцент Пухкал В.А. и к.т.н., доцент Суханова И. И. составили настоящий акт о том, что научные результаты кандидатской диссертационной работы Яковлева В. А.:

- усовершенствованная методика расчёта горелочных устройств с принудительной подачей воздуха;
- математические модели распределения потоков движения воздуха в воздухораспределительной системе горелки;
- математические модели распределения концентраций метана в щелевой камере смешения горелки;
- уравнения для расчёта длины факела горелок с принудительной подачей воздуха

используются в учебном процессе на кафедре «Теплогазоснабжения и вентиляции» в лекционном курсе дисциплины «Газоснабжение» направления подготовки 08.03.01 – Строительство (профиль Теплогазоснабжение и вентиляция) и «Теплогенерирующие установки» направления подготовки 13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника.

19 сентября 2016 г

Зав. каф. ТГВ к.т.н., доцент

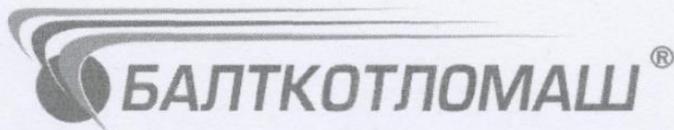
Васильев В. Ф.

к.т.н., доцент каф. ТГВ:

Пухкал В. А.

к.т.н., доцент каф. ТГВ

Суханова И. И.



ООО «БАЛTKOTЛOМАШ» (ООО «БКМ»)

ИНН/КПП 4717008258/781101001

Адрес: 192171, г. Санкт-Петербург, ул. Седова, д.57

Тел.: (812) 320-90-79, 320-90-78

Факс: (812) 560-10-87

E-mail: bkm@bkm-spb.ru

Исх.: № 27 от 22.08.2016г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

**научно-технических разработок кандидатской диссертации
Яковлева Виктора Александровича
обществом с ограниченной ответственностью «Балткотломаш»**

Мы нижеподписавшиеся, Безруких В.Ю., Бычихин Ю.В. составили настоящий акт о том, что во втором квартале 2015 г. на базе предприятия ООО «Балткотломаш», Санкт-Петербург, ул. Седова д. 57 внедрено в проекты блочно-модульных газовых отопительных котельных малой мощности газогорелочное устройство с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения модифицированной конструкции.

Конструкция горелки разработана Яковлевым Виктором Александровичем.

Внедрение данного устройства позволяет в отопительных котельных малой мощности использовать природные газы переменного состава, забалластированные природные газы, биогазы, а также искусственные газы с низкой теплотой сгорания.

Технические показатели качества выпускаемого горелочного устройства соответствуют проектным требованиям.

Конструкция горелки позволяет выполнить быструю и успешную переналадку оборудования на сжигание иного по составу невзаимозаменяемого газа, а также использовать совместную работу котельной с газогенераторной установкой искусственного газа (генераторного газа).

Решение позволяет использовать в производстве современное эффективное оборудование отечественного производства, что без ущерба качества выпускаемой продукции позволяет снизить производственные, а в последствии и эксплуатационные затраты.

Всё изложенное выше позволяет сделать вывод, что газогорелочное устройство с принудительной подачей воздуха и щелевой камерой смешения отвечает своему назначению, значительно повышает эффективность использование газов с разной теплотой сгорания в одной горелке и, поэтому, может быть рекомендована для широкого использования в тепловых установках.

Ген. директор ООО «Балткотломаш» _____

В. Ю. Безруких

Главный инженер ООО «Балткотломаш» _____

Ю. В. Бычихин

