

Некоммерческое акционерное общество  
«Алматинский университет энергетики и связи  
имени Гумарбека Даукеева»

УДК 621.438: 621.45.034

На правах рукописи

**САДЫКОВА САМАЛ БЕКБОЛАТОВНА**

**Разработка и исследование микромодульных воздушных форсунок для  
кольцевых камер сгорания ГТД**

D098 – Теплоэнергетика

Диссертация на соискание степени  
доктора философии (PhD)

Научный консультант  
доктор технических наук,  
профессор Достияров А.М.

Зарубежный научный консультант  
PhD, профессор  
Jordan Hristov

Республика Казахстан  
Алматы, 2021

# СОДЕРЖАНИЕ

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ.....	4
ОПРЕДЕЛЕНИЯ.....	5
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	6
ВВЕДЕНИЕ.....	9
1 ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР.....	17
1.1 Обзор основных направлений улучшения технических и экологических показателей кольцевых камер сгорания ГТД.....	17
1.1.1 Источники загрязнения.....	17
1.1.1.1 Образование оксидов азота.....	17
1.1.1.1.1 Термический механизм образования NO (Механизм Зельдовича).....	17
1.1.1.1.2 Механизм образования быстрых NO (механизм Фенимора).....	18
1.1.1.1.3 Механизм образования топливных NO.....	19
1.1.1.1.4 Механизм образования окиси азота (N <sub>2</sub> O-промежуточный оксид).....	19
1.1.1.1.5 Механизм через NNN.....	20
1.1.1.2 Образование окиси углерода (CO) и несгоревшего углеводорода (УНС).....	21
1.2 Анализ работ по микрофакельным технологиям для фронтальных устройств камер сгорания ГТД. Основные принципы и схемы микрофакельного сжигания (МФС) и их характеристики, преимущества и недостатки.....	23
1.2.1 Влияние топлива.....	23
1.2.2 Камера сгорания с низким содержанием NO <sub>x</sub> .....	26
1.2.3 Концепция микро-смешивания.....	29
1.2.4 Устойчивость пламени.....	32
1.3 Теоретическое и экспериментальное исследование микромодульных форсунок другими авторами.....	35
1.3.1 Смешивание.....	35
1.3.1.1 Пассивные методы смешивания.....	36
1.3.1.2 Усовершенствование активного смешивания.....	39
1.3.2 Примеры экспериментального исследования микромодульных установок.....	40
1.4 Обзор методов численного моделирования динамики турбулентного горения.....	43
1.5 Цель и объект исследования.....	45
1.6 Выводы.....	47
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	49
2.1 Закрученные потоки.....	49
2.1.1 Вихревой срыв и формирование центральной зоны рециркуляции (ЦЗР).....	49
2.1.2 Понятие турбулентности. Физика турбулентного горения.....	50
2.2 Основные уравнения.....	54
2.2.1 Уравнения сохранения массы в декартовых координатах.....	55
2.2.2 Уравнение импульса.....	55
2.2.3 Уравнение энергии.....	56
2.2.4 Общий вид уравнения переноса.....	57
2.3 Моделирование турбулентности.....	58
2.3.1 Модели турбулентности.....	58
2.3.2 Моделирование турбулентных потоков на базе платформы Ansys Fluent.....	59
2.3.3 Выбор модели турбулентности.....	60
2.4 Моделирование горения.....	62
2.4.1 Граничные условия.....	65
2.4.2 Задание сетки.....	66
2.4.3 Решатель.....	68
2.4.4 Сходимость и устойчивость.....	70
2.5 Результаты моделирования турбулентности. Изотермическая модель без учета	

химических реакций горения .....	72
2.6 Результаты моделирования горения. “Горячая” модель с учетом химических реакций горения.....	75
2.6.1 Методы .....	75
2.6.2 Влияние угла выхода топлива на структуру пламени .....	77
2.6.3 Оценка угла закрутки воздуха (входной регистр).....	78
2.6.4 Оценка угла закрутки выходного регистра.....	82
2.7 Выводы .....	85
3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	87
3.1 Изотермический эксперимент .....	87
3.1.1 Обзор экспериментальных исследований с применением термоэлектрического анемометра .....	87
3.1.2 Экспериментальная установка .....	91
3.1.3 Тарировка термоанемометра .....	96
3.1.4 Ход эксперимента.....	98
3.1.5 Результаты изотермического эксперимента .....	98
3.1.6 Дискуссия. Сопоставление результатов модели и эксперимента.....	102
3.1.7 Проверка на достоверность. Сопоставление с аналогами .....	104
3.1.8 Оценка погрешности измерений.....	105
3.1.9 Выводы по результатам изотермического эксперимента.....	107
3.2 Огневые испытания .....	107
3.2.1 Экспериментальный стенд с учетом условий горения .....	107
3.2.2 Методика проведения эксперимента, основные уравнения для определения параметров.....	109
3.2.3 Результаты эксперимента горения.....	112
3.2.4 Оценка погрешности измерения .....	117
3.2.5 Выводы по результатам огневых исследований.....	119
4 АНАЛИТИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКЦИОННЫЕ РЕШЕНИЯ.....	121
4.1 Аналитические решения .....	121
4.1.1 Анализ данных изотермического эксперимента .....	121
4.1.2 Результаты анализа изотермического эксперимента .....	122
4.1.3 Результаты анализа эксперимента с горением .....	127
4.2 Обзор запатентованных в работе конструктивных решений .....	131
4.3 Техничко-экономическое обоснование применения ММВФ .....	136
4.4 Выводы .....	140
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	142
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	143
ПРИЛОЖЕНИЕ А Монография.....	154
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Учебное пособие.....	155
ПРИЛОЖЕНИЕ В Патенты.....	156
ПРИЛОЖЕНИЕ Г Акт внедрения в производство.....	159
ПРИЛОЖЕНИЕ Д Акты внедрения в учебный процесс .....	160
ПРИЛОЖЕНИЕ Е Список научных трудов, опубликованных по теме диссертации .....	162
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж Теоретические модели разных конструкций.....	164

## **НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ**

В настоящей диссертации использованы ссылки на следующие стандарты: «Инструкция по оформлению диссертации и автореферата №377-3 ж», Высший аттестационный комитет. – Алматы, 2004.

ГОСТ 7.1 – 2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

СТ РК ИСО 14661-2011. Турбины тепловые промышленного применения (паровые турбины, газовые турбины со ступенями давления). Общие требования.

СТ РК ИСО 11042-1-2008 Установки газотурбинные. Часть 1. Методы определения выбросов вредных веществ.

СН РК 4.03-01-2011. Газораспределительные системы» (с изменениями по состоянию на 27.04.2021 г.).

СТ РК ISO 3977-5-2012 Турбины газовые. Технические условия на закупку. Часть 5. Применение в нефтяной и газовой промышленности. Дата введения с 2013.07.01.

СТ РК ГОСТ Р 52782-2010 Установки газотурбинные. Методы испытаний. Приемочные испытания. Дата введения с 2012.01.01.



## ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящей диссертации применяют следующие термины с соответствующими определениями:

Газотурбинная установка (ГТУ) – тепловые машины, в которых тепловая энергия газообразного рабочего тела преобразуется в механическую энергию.

Изотермический эксперимент – испытания (исследования), происходящие в физической системе при постоянной температуре.

Интенсивность турбулентности – обычно выражается в процентах. Если пульсации скорости одинаковы по величине по всем направлениям, то такая турбулентность называется изотропной турбулентностью. Интенсивность турбулентности является мерой пульсаций в данной точке потока.

Камера сгорания – объём, образованный совокупностью деталей двигателя или печи (в последнем случае камера сгорания называется топкой), в котором происходит сжигание горючей смеси или твёрдого топлива.

Моделирование – исследование объектов познания на их моделях; построение и изучение моделей реально существующих предметов и явлений (живых и неживых систем, инженерных конструкций, разнообразных процессов – физических, химических, биологических, социальных) и конструируемых объектов (для определения, уточнения их характеристик, рационализации способов их построения и т. п.).

Огневые испытания – определение количественных и качественных свойств предмета испытаний в условиях воздействия на него открытого пламени с целью получения сведений.

Топливо – это горючее вещество, выделяющее при сжигании значительное количество теплоты, которое используется непосредственно в технологических процессах и для обогрева, либо преобразуется в другие виды энергии.

Турбулентность – это физическое явление, при котором в потоке жидкости или газа самопроизвольно возникают фрактальные и линейные волны различных размеров.

Флуктуация – термин, характеризующий любое колебание или любое периодическое изменение.

Фронтное устройство – входная часть жаровой трубы, в которой располагаются топливоподающие устройства и каналы подвода воздуха для обеспечения начального очага горения.

Эмиссия вредных веществ – выброс в атмосферу с отработавшими газами прямых и побочных продуктов сгорания топлива, которые могут быть причиной нежелательного воздействия на окружающую среду.

## ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

- $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания топлива,  $кДж/кг$ ;  
 $\bar{\delta}$  – среднеквадратичные отклонения;  
 $\tau$  – время,  $с$ ;  
 $\mu$  – вязкость,  $кг/(м·с)$ ;  
 $\Delta$  – относительная погрешность, %;  
 $\rho$  – плотность,  $кг/м^3$ ;  
 $\Sigma$  – площадь поверхности пламени в единице объема;  
 $\varepsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии турбулентных пульсаций,  $м^2/с^3$ ;  
 $\lambda$  – теплопроводность,  $Вт/(м·К)$ ;  
 $\delta$  – толщина,  $мм$ ;  
 $\delta$  – функция Кронекера;  
 $\mu_i$  – молярная масса вещества,  $г/моль$ ;  
 $\tau_{ij}$  – тензор вязких напряжений,  $кг/(м·с^2)$ ;  
 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$  – турбулентные числа Прандтля для  $k$  и  $\varepsilon$ ;  
 $\eta_e$  – коэффициент полноты сгорания топлива;  
 $\mu_l, \mu_t$  – ламинарная и турбулентная вязкость,  $Па·с$ ;  
 $a, b, c, d, e$  – коэффициенты;  
 $a_{nb}$  – коэффициенты влияния для соседних ячеек;  
 $a_p$  – центральный коэффициент;  
 $\bar{e}$  – пульсация напряжения,  $В$ ;  
 $\bar{E}$  – напряжение,  $В$ ;  
 $e_0$  – системная погрешность,  $В$ ;  
 $EI_{CnHm}$  – индекс эмиссии несгоревших углеводородов,  $г/кг$ ;  
 $EI_{CO}$  – индекс эмиссии  $CO$ ,  $г/кг$ ;  
 $G$  – расход,  $кг/с$ ;  
 $G_k, G_b$  – генерирование кинетической энергии турбулентности за счет градиентов средней скорости и плавучести соответственно;  
 $h$  – энтальпия,  $Дж/кг$ ;  
 $I_0$  – коэффициент растяжения;  
 $k$  – значение калибра;  
 $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $м^2/с^2$ ;  
 $k_s$  – эмпирический коэффициент смешения;  
 $L_0$  – стехиометрический коэффициент,  $кг/кг$ ;  
 $Ma_T$  – турбулентное число Маркштейна;  
 $O_2$  – концентрация кислорода в продуктах сгорания, %;  
 $p$  – давление,  $Па$ ;  
 $S_{L0}, S_T$  – ламинарная и турбулентная скорость горения,  $м/с$ ;  
 $S_{Mi}$  – сила тела по  $i$ -направлению,  $Н$ ;  
 $T$  – температура,  $К$ ;  
 $t_p$  – коэффициент Стьюдента;

$U$  – вектор скорости,  $м/с$ ;  
 $u, \bar{u}, u'$  – скорость потока, средняя по времени скорость, пульсация средней скорости,  $м/с$ ;  
 $u, v, w$  – проекции скорости на оси  $x, y, z$ ,  $м/с$ ;  
 $\nu$  – кинематическая вязкость,  $м^2/с$ ;  
 $w_g$  – скорость воздуха,  $м/с$ ;  
 $Y_M$  – вклад флуктуирующего расширения сжимаемой турбулентности в общую скорость диссипации;  
 $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $\Delta y$  – среднеквадратичная погрешность косвенного измерения;  
 $\varepsilon$  – интенсивность турбулентности, %;  
 $\theta$  – коэффициент неадиабатности;  
 $\varphi$  – коэффициент эквивалентности;  
 $\omega$  – удельная скорость диссипации энергии турбулентных пульсаций,  $1/с$ ;  
 $E, e$  – удельная полная и внутренняя энергия,  $Дж/кг$ ;  
 $c$  – теплоемкость,  $Дж/кг\cdot K$ ;  
 $C_i$  – объемная доля токсичного вещества,  $ppm$ ;  
 $x, y, z$  – пространственные координаты,  $м$ ;

CFD – Computation Fluid Dynamics;  
DES – Detached Eddy Simulation;  
DLN - Dry Low NO<sub>x</sub>;  
DNS - Direct Numerical Simulation;  
EPA – Environmental Protection Agency;  
IGCC – Integrated Gasification Combined Cycle;  
LES - Large Eddy Simulation;  
LPP – Lean Premixed Prevaporized;  
MWI – Modified Wobbe Index;  
PPM – Parts Per Million;  
RANS - Reynolds-Averaged Navier-Stokes;  
RNG – ReNormalization Group  
RQL – Rich burn, Quick quench, Lean burn;  
RSM – Reynolds Stress Model;  
SCR – Selective Catalytic Recovery;  
SGS – SubGrid Scales;  
SST – Shear-Stress Transport;  
UCICL – University of California Irvine Combustion Laboratory;  
UHC - Unburned Hydro-Carbons;  
WI – Wobbe Index;  
ВРД – Воздушно-Реактивный Двигатель;  
ГТД – ГазоТурбинный Двигатель;  
ГТУ – ГазоТурбинная Установка;  
ЖТ – Жаровая Труба;  
КПД – Коэффициент Полезного Действия;  
КС – Камера Сгорания;

КСГТ – Камера Сгорания Газовой Турбины;  
ММВФ – МикроМодульная Воздушная Форсунка;  
МРП – Месячный Расчетный Показатель;  
МФС – МикроФакельное Сжигание;  
МФУ – МикроФакельное Устройство;  
ППП – Поверхностная Плотность Пламени;  
СКЗ – СреднеКвадратичные Значения;  
ТВС – ТопливоВоздушная Смесь;  
ФУ – Фронтное Устройство;  
ЦЗР – Центральная Зона Рециркуляции.

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность.** В связи с быстрым ростом численности населения спрос на электроэнергию и транспорт привел к новой волне исследований в энергетическом секторе. Для производства и транспортировки энергии требуется сжигать большое количество топлива [1]. Газотурбинные двигатели вот уже несколько десятилетий вносят вклад в производство энергии. Разработка таких двигателей помогла уменьшить потребление топлива, а также уменьшить количество загрязняющих веществ в уходящих газах. Выхлопные газы газотурбинных двигателей делятся на основные и второстепенные [2]. Основные газы всегда описываются в процентных концентрациях, такие как диоксид углерода ( $\text{CO}_2$ ), водяной пар ( $\text{H}_2\text{O}$ ), кислород ( $\text{O}_2$ ) и азот ( $\text{N}_2$ ). Второстепенные газы описываются в миллионных долях (ppm). К ним относятся монооксид углерода ( $\text{CO}$ ), несгоревшие углеводороды (УНС - Unburned Hydro-Carbons), оксиды азота ( $\text{NO}_x$  ( $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ )), оксиды серы ( $\text{SO}_x$ ) и твердые частицы. Нормы выбросов для газотурбинных двигателей стали более строгими, начиная с момента заключения Киотского протокола в 1997 году, из-за их воздействия на окружающую среду и здоровье человека [3].

Конструкция газотурбинного двигателя и состав топлива являются ключевыми параметрами для количественной оценки выбросов. Сегодня производители оборудования газовых турбин разрабатывают новые конструкции для работы в широком диапазоне нагрузок и на различных видах топлива, соблюдая при этом нормы выбросов, а также повышая экономичность по расходу топлива. Данные устройства основываются на нескольких концепциях для конструкции камеры сгорания (КС) при разработке методов охлаждения, а именно размер камеры сгорания может быть уменьшен с увеличением производительности двигателя. Это помогает снизить как содержание влаги, так и выбросы  $\text{CO}$  [4]. Кроме того, выбросы парниковых газов могут быть снижены за счёт улучшения качества топлива и повышения эффективности сгорания. Следовательно, уровень выбросов  $\text{CO}$  и УНС можно контролировать за счёт рабочей нагрузки газотурбинного двигателя. Но основной вклад в общий объем выбросов при любых условиях оказывает  $\text{NO}_x$ . Таким образом, стандарты по выбросам  $\text{NO}_x$  строго регламентированы во всём мире. Стандарты  $\text{NO}_x$ , данные ЕРА [3], приведены в таблице 1.1 для стационарных газотурбинных двигателей. Однако, для удовлетворения вводимых в настоящее время весьма жестких требований и ограничений на вредные выбросы газотурбинных двигателей (ГТД), потребуются существенные изменения конструкции фронта кольцевых камер и внедрение микромодульных форсунок с низкими выбросами  $\text{NO}_x < \text{ppm}$ .

Высокие экологические показатели КС и всей газотурбинной установки (ГТУ) можно получить тремя основными методами [5]:

- применением мокрых КС обычной конструкции с диффузионным факелом и впрыском воды (пара);
- дополнительным использованием каталитической очистки выходных газов ГТУ;

- применением сухого микрофакельного многоступенчатого сжигания обедненной топливной смеси в сухих КС.

Таблица 1.1 - ЕРА Стандарты для выбросов NO<sub>x</sub> стационарных газовых турбин [3]

Уровень выброса NO <sub>x</sub> по стандарту при до 15% O <sub>2</sub> (ppm <sub>v</sub> )		
Тип топлива	Электрическая мощность газовой турбины	Электрическая мощность газовой турбины
Природный газ	42 3 МВт	100 < 3,5 МВт
	25 3-110 МВт	
	15 > 110 МВт	
Другие	96 3 МВт	150 < 3,5 МВт
	74 3-110 МВт	
	42 > 110 МВт	

Первые два метода требуют затрат дополнительных внешних реагентов (вода, катализаторы). Третий метод сводится только к конструкционным решениям, а потому является предпочтительным с позиции отсутствия необходимости в регулярном потреблении внешних ресурсов.

Успешно применяемый сухой метод снижения выбросов NO<sub>x</sub> при минимальных потерях эффективности камеры сгорания - это концепция RQL (Rich Burn, Quick Quench, Lean Burn – Обогащённое горение, быстрое охлаждение, обеднённое горение) [6]. Камера сгорания RQL состоит из первичной зоны обогащённого горения, за которой следуют зона гашения и зона топливного обеднения, как показано на рисунке 1.1. Так как топливо горит стадийно: обогащено, затем обеднено, то образование NO<sub>x</sub> уменьшается [7, 8] из-за относительного снижения температуры пламени. «Богатое» горение в первичной зоне жаровой трубы (ЖТ) обеспечивает стабильное горение при меньшем количестве кислорода для подавления образования NO<sub>x</sub>. Быстрое охлаждение путем разбавления продуктов сгорания значительными объёмами холодного вторичного воздуха позволяет сократить время пребывания смеси в высокотемпературной зоне КС, а следовательно, снизить время на образования вредных веществ в продуктах сгорания. Концепция RQL для сокращения выбросов NO<sub>x</sub> сегодня признана в Мировой практике одной из передовых.

Несмотря на все плюсы данная RQL концепция имеет ряд недостатков:

- требуется кардинальное изменение конструкции обечаек ЖТ;
- повышенное требование к охлаждению фронта КС;
- сверхнизкие уровни выбросов NO<sub>x</sub> не достигаются.

Достойной альтернативой является LPP концепция (Lean Premixed Prevaporized – обедненная, предварительно смешанная, предварительно испаренная). Концепция LPP (рисунок 1.2) предполагает горение предварительно подготовленной топливно-воздушной смеси (ТВС) при больших значениях коэффициента избытка воздуха в зоне горения  $\alpha > 1,5-1,6$ , благодаря чему достигается относительно низкая температура горения (рисунок

1.3) и снижаются выбросы  $\text{NO}_x$  [9].

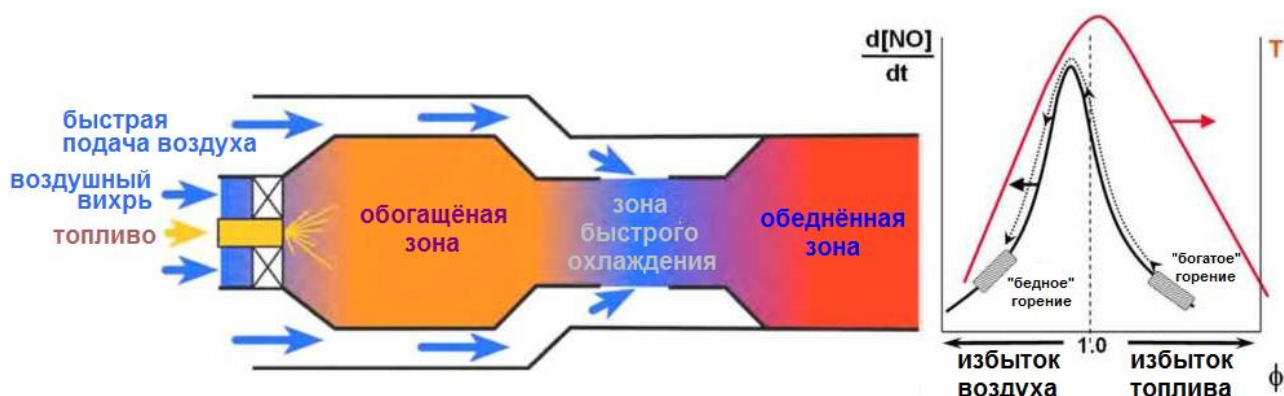


Рисунок 1.1 - RQL концепция горения [6]

В обоих типах воздух делится на два потока. Первый поток поступает в первичную зону для сгорания, а второй отводится в кольцевое пространство для охлаждения и разбавления. LPP конструкция смешивает топливо и воздух перед впрыском в первичную зону, тогда как в остальных конструкциях смешивание происходит только внутри первичной зоны. Меньшая часть воздуха направляется в кольцевое пространство в предварительно смешанных конструкциях, поскольку для снижения температуры пламени требуются более бедные топливно-воздушные смеси (график на рисунке 1.1).

К недостаткам данной концепции относится [10]:

- необходимость разработки принципиально нового фронтного устройства для обеспечения ТВС;
  - сложность поджига КС;
  - вероятность получения нестабильного (пульсационного) горения.
- Возможен срыв пламени. Нарушение устойчивости горения происходит при  $\alpha$  до  $1,5 \div 1,6$  [11].

Для борьбы с последним недостатком в данной работе предлагается совместить концепцию LPP с микрофакельным сжиганием (МФС) путем пропуска большего количества воздуха через камеру смешения ТВС с коэффициентом избытка воздуха в первичном потоке  $\alpha$  до 1,6. В результате чего поток стабилизируется.

Технология «микрофакельного» сжигания газа предполагает горение топлива во множестве малоразмерных факелов при коэффициенте избытка воздуха близкому к стехиометрическому, что принципиально отлично от основного решения исследования. Такая дискретизация процесса горения позволяет достичь высокой полноты сгорания топлива и стабильности горения при равномерном поле температур во фронте КС, что также позволит снизить эмиссию вредных веществ [12].

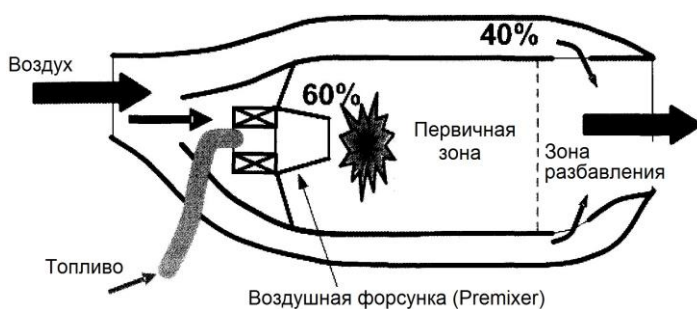


Рисунок 1.2 - LPP концепция горения [9]

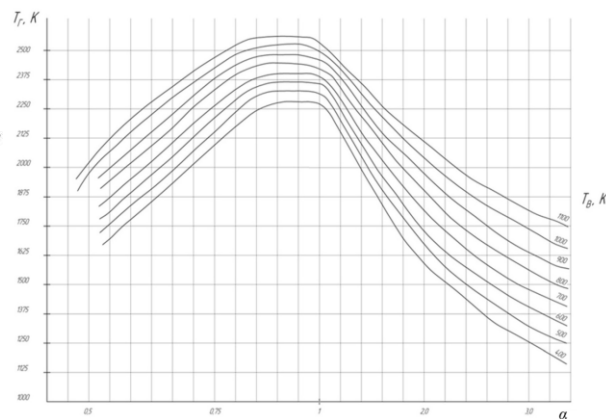


Рисунок 1.3 - Зависимость температуры пламени от коэффициента избытка воздуха

Недостатками данной концепции являются:

- значительное увеличение площади ФУ;
- усложнение системы топливных коллекторов;
- недостаток информации о процессах в данных КС.

Все эти исследования приводят к разработке камер сгорания с низким содержанием  $\text{NO}_x$  на выходе (DLN - Dry Low  $\text{NO}_x$ ), которые имеют потенциал для условно нулевого выброса  $\text{NO}_x$ . Эти камеры сгорания работают по концепции бедного предварительно смешанного сгорания. Сжигание с предварительным смешиванием помогает снизить температуру пламени, тем самым уменьшая образование термического  $\text{NO}_x$ . Другим аспектом образования  $\text{NO}_x$  являются локальные горячие участки пламени, в которых топливовоздушная смесь горит с почти стехиометрическими соотношениями. Для уменьшения горячих участков система LPP должна иметь очень эффективные методы смешивания топлива и воздуха. Поэтому в основе этой системы лежит разработка топливных микромодульных воздушных форсунок (ММВФ), которые улучшают смешивание топлива с воздухом, что поможет уменьшить выбросы, а также сжигать широкий спектр топлив.

В камере сгорания с использованием ММВФ не существует сколько-нибудь определенных границ между первичной и вторичной зонами, как это имеет место в традиционных камерах. Почти весь воздух проходит через модули, а остаток вокруг них. Такая конструкция имеет существенно положительные стороны:

- высокая теплонапряженность объема;
- равномерное поле температур на выходе из камеры сгорания;
- низкие выбросы  $\text{NO}_x$ .

Поэтому разработка и исследование элементов подобных камер сгорания является *актуальной*.

Природный газ является одним из наиболее распространенных видов топлива, используемых в газовых турбинах с бедными предварительно смешанными камерами сгорания. Характеристики выбросов и стабильность горения для природного газа были исследованы и показали улучшенные



характеристики выбросов в течение десятилетий. Поскольку топливо из нефтяных скважин всегда отличается друг от друга, возросла потребность в стационарных газотурбинных двигателях, работающих на широком диапазоне видов топлива с минимальными потерями в производительности.

**Целью** диссертационной работы является разработка и исследование микромодульной воздушной форсунки для кольцевых камер сгорания ГТД с пониженными выбросами  $\text{NO}_x$ .

Для реализации данной цели были поставлены следующие **задачи исследования:**

- провести литературно-патентные исследования причин появления эмиссий вредных газов в топливосжигающих устройствах и основных направлений улучшения технических и экологических показателей кольцевых камер сгорания ГТД;

- разработать конструкцию новой микромодульной воздушной форсунки, позволяющую эффективно сжигать топливовоздушную смесь с низкой эмиссией  $\text{NO}_x$ ;

- выполнить теоретические исследования с использованием пакета программ Ansys fluent, для выбора эффективных углов закрутки потока на входе и выходе из модуля и влияния их на эмиссию  $\text{NO}_x$ ;

- провести изотермическое исследование интенсивности турбулентности входного воздушного потока на качество смешения топливовоздушной смеси;

- провести огневое испытание физической модели ММВФ, с целью определения влияния геометрических параметров лопаточных завихрителей на выбросы токсичных оксидов азота и  $\text{CO}$ ;

- с использованием регрессионного анализа получить аналитические уравнения для расчета коэффициента интенсивности турбулентности и выбросов  $\text{NO}_x$ ;

- провести сравнительный анализ расчетных и экспериментальных значений  $\text{NO}_x$ ;

- сформулировать конструкционные рекомендации для возможного массового создания конструкций, а также оценить экономическую эффективность предлагаемых решений; запатентовать полученные результаты путем подачи заявки на изобретение.

**Объект исследования диссертационной работы:** топливно-воздушные потоки внутри микромодульной воздушной форсунки и за её пределами.

**Предмет исследования в диссертационной работе:** закономерности образования топливно-воздушной смеси и пути повышения интенсивности турбулентности с целью повышения эффективности смешения перед сжиганием и понижения вредных выбросов.

**Методологическая база** основана на: основных законах и закономерностях термодинамики, тепломассообмена и механики жидкости и газа, а также экспериментальных и теоретических данных в области исследования интенсивности турбулентности в кольцевых камерах. В качестве информационных источников были использованы материалы научных статей, международных конференций, монографий, справочные данные, а также данные

собственного численного моделирования и экспериментов.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

- рациональные условия образования топливно-воздушной смеси в кольцевых камерах микромодульных воздушных форсунок камер сгорания газотурбинных установок;
- результаты математического моделирования поля скоростей и интенсивности турбулентности изотермических потоков в микромодульной воздушной форсунке;
- результаты математического моделирования условий горения и выхода вредных выбросов потоков, на примере  $NO_x$  и  $CO$ , в микромодульной воздушной форсунке;
- экспериментальные данные по изучению средней скорости и интенсивности турбулентности изотермических потоков внутри микромодульной воздушной форсунки;
- рациональная конструкция микромодульной воздушной форсунки камеры сгорания газовой турбины.

**Научная новизна работы:**

1) Исследуемая камера была смоделирована на базе платформы Ansys Fluent с применением кода CFD (computation fluid dynamics). Оптимизирован ряд геометрических характеристик, способствующих интенсивному образованию топливно-воздушной смеси за счет повышения степени турбулентности в потоке. Моделирование осуществлялось с учетом процессов горения и без них.

2) Был проведен изотермический эксперимент, в ходе которого измерялось изменение турбулентности (масштаб и интенсивность) воздушного потока внутри микромодульных воздушных форсунок с разными диаметрами микромодулей и разными углами лопастей входного завихрителя, на основании, которого определены оптимальные геометрические параметры микромодулей и выявлены рациональные углы закрутки входного и выходного потоков;

3) Были проведены огневые испытания, которые доказали ценность предлагаемой конструкции и адекватность проведенного ранее математического моделирования. Были получены новые экспериментальные результаты, такие как температурное поле, длина факела, концентрация вредных выбросов и т.д.

4) По имеющимся в работе данным, получена многофакторная регрессионная зависимость интенсивности турбулентности от геометрических характеристик, позволяющая воссоздать поле турбулентности внутри ММВФ, также выведены математические зависимости температуры  $T$ , КПД горения  $\eta$  и эмиссий  $CO$  и  $NO_x$  от таких показателей как интенсивность турбулентности  $\varepsilon$  внутри микромодуля и углов поворота лопаток входного  $\beta_1$  и выходного  $\beta_3$  завихрителей. Установлено влияние степени турбулентности на образование  $NO_x$  и в методику расчета  $NO_x$  внесены поправки. (Приложение А, Б);

5) На новые конструкции ММВФ и КС получены три патента Республики Казахстан (Приложение В);

6) Конкретизация новизны заключается в создании новой конструкции ММВФ, содержащая цилиндрический обвод на входе с завихрителем воздуха, углы которого выявлены теоретико-эмпирическим способом, и магистралью

подвода топлива. Внутри цилиндра на выходе устанавливается последовательно два регистра (завихрители) с определенным шагом на одной оси с завихрителем воздуха, углы которых также проанализированы расчетно и экспериментально.

Устройство может быть использовано в кольцевых камерах сгорания газотурбинных двигателей, для снижения уровня эмиссии  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  при сжигании газового и жидкого топлива и обеспечения устойчивого горения топлива в широком диапазоне нагрузки.

**Практическая ценность.** Конструкция устройства обеспечит организацию предварительного смешивания воздуха и топлива, турбулизацию пламени и стабилизацию процесса горения.

Практическая значимость данного исследования отображается в использовании результатов в учебном процессе (акты внедрения в учебный процесс) и с внедрением в производство (акт внедрения в производство) (Приложение Г). Полученные численные значения, формулы и коэффициенты внедрены в учебный процесс ЕНУ им. Л.Н. Гумилева и АУЭС им. Г. Даукеева с 2021/22 учебного года (Приложение Д).

**Апробация результатов исследований:**

- Международный научно-практический журнал VII «Global science and innovations 2019: Central Asia», Нур-Султан, 25-28 сентября 2019.

- Международная научная конференция: «Technium». – Constanta (Румыния), 2020.

- Научно-практическая конференция: «Угольная теплоэнергетика в Казахстане: проблемы, решения и перспективы развития». - Нур-Султан: Назарбаев университет, 27-28 февраля 2020 г.

- Международная научно-техническая конференция: «I Юбилейные чтения Бойко Ф.К.», посвященная 100-летию Бойко Ф.К. – Павлодар: ПГУ им. С.Торайгырова, 2020.

- VIII Международная научно – практическая конференция: «Актуальные проблемы транспорта и энергетики: пути их инновационного решения». - Нур-Султан: ЕНУ им. Л.Н.Гумилева, 20 марта 2020 г.

- XV Международная научная конференция: «Gulum jane bilim-2020». - Нур-Султан: ЕНУ им. Л.Н.Гумилева, 10 апреля 2020 г.

- Международная научно-практическая конференция «XII Торайгыровские чтения», посвященная 60-летию Торайгыров Университета. – Павлодар: Торайгыров университет, 2020.

**Публикации.** По теме диссертации опубликованы: две статьи в журнале, входящем в базу Web of Science, три статьи в журналах, рекомендуемых ККСОН, а также три патента на изобретение Республики Казахстан, семь докладов в сборниках международных отечественных и зарубежных конференций (Приложение Е).

**Личный вклад автора:** обзор и патентный поиск по теме диссертационного исследования, осуществление математического моделирования на платформе Ansys Fluent, разработка стратегии экспериментальных исследований, подготовка и проведение экспериментов, обработка результатов опытов, подготовка публикаций в научных журналах,

подготовка патентов, апробация результатов работы. Научное направление исследования и идея, определены при участии научного руководителя и зарубежного консультанта.

**Достоверность** подтверждается приведенными результатами сравнения численных методов и экспериментального исследования, а также сравнением с аналогичными исследованиями. Средняя несходимость результатов не превышает 12,5 %. При проведении опытов применялось поверенное оборудование, с высоким классом точности. Среднеквадратическое отклонение измерений не превышает предела допустимой погрешности измерительного оборудования.

## **1 ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР**

### **1.1 Обзор основных направлений улучшения технических и экологических показателей кольцевых камер сгорания ГТД**

#### **1.1.1 Источники загрязнения**

Современные газотурбинные камеры сгорания предназначены для снижения выбросов, таких как  $\text{NO}_x$ , CO и УНС, в соответствии со стандартами ЕРА (Environmental Protection Agency).  $\text{NO}_x$  всегда вызывал серьезную обеспокоенность в связи с его вредным воздействием на окружающую среду и здоровье человека.  $\text{NO}_x$  вступает в реакцию с атмосферой и вызывает кислотные дожди. Он также реагирует с летучими органическими соединениями и разрушает озон. Из-за этих и многих других вредных эффектов возник особый интерес к снижению выбросов  $\text{NO}_x$  при проектировании камер сгорания двигателя. С другой стороны, CO является высокотоксичным газом, который влияет на способность крови переносить кислород. Он образуется в основном при неполном сгорании в камере сгорания газовой турбины. Поэтому в камере сгорания газовой турбины используются зоны разбавления для дожигания CO до  $\text{CO}_2$ . Между тем, УНС также выделяются при неэффективном горении. УНС являются токсичными и образуют ядовитые газы. Он также реагирует с солнечным светом и  $\text{NO}_x$  с образованием смога. Механизмы формирования каждого из этих выбросов представлены и обсуждаются в следующем разделе.

##### **1.1.1.1 Образование оксидов азота**

Оксиды азота образуются в результате реакции между азотом и кислородом в процессе горения. Как правило, азот и кислород не реагируют при комнатной температуре, но высокая температура сгорания (более  $600^\circ\text{C}$ ) провоцирует реакцию. На образование  $\text{NO}_x$  в газотурбинных двигателях влияют несколько факторов, таких как коэффициент избытка воздуха, состав топлива и температура предварительного нагрева воздуха. Чтобы уменьшить образование  $\text{NO}_x$ , необходимо понимать химические реакции, которые приводят к образованию  $\text{NO}_x$ . Существует пять следующих механизмов в камере сгорания газовой турбины [3, 13-15]: тепловой механизм, быстрый механизм, топливный механизм, промежуточный механизм  $\text{N}_2\text{O}$  и механизм NNH.

##### **1.1.1.1.1 Термический механизм образования NO (Механизм Зельдовича)**

Механизм термических  $\text{NO}_x$  был предложен Зельдовичем [16] в 1947 году и показан в уравнениях (1.1, 1.2). Он считается наиболее изученным путем образования  $\text{NO}_x$ . Термин термический в названии механизма относится к количеству энергии, необходимой для разрыва тройной связи между молекулами азота. Таким образом, эта реакция является медленной и требует длительного времени пребывания во время горения при высокой температуре пламени. Также требуется дополнительное количество кислорода, который в основном сконцентрирован в зоне после пламени.



Третья реакция, уравнение (1.3), была предложена Лавуа [17] в 1970 году, которая дополняет две предыдущие и рассматривается как расширенный механизм Зельдовича. Рассматривается влияние радикалов OH на образование  $\text{NO}_x$ .



Коэффициенты реакции для каждого уравнения рассчитываются из выражений (1.4 - 1.9)

$$k_{1f} = 1,8 \times 10^8 \cdot \exp(-38,370/T) \quad (1.4)$$

$$k_{1r} = 3,8 \times 10^7 \cdot \exp(-425/T) \quad (1.5)$$

$$k_{2f} = 1,8 \times 10^4 \cdot \exp(-4,680/T) \quad (1.6)$$

$$k_{2r} = 3,8 \times 10^3 \cdot \exp(-20,820/T) \quad (1.7)$$

$$k_{3f} = 7,1 \times 10^7 \cdot \exp(-450/T) \quad (1.8)$$

$$k_{3r} = 1,7 \times 10^8 \cdot \exp(-24,560/T) \quad (1.9)$$

где  $T$  – температура горячих газов, К;

$k$  - коэффициент реакции (константа),  $\text{м}^3/(\text{моль} \cdot \text{с})$ ;

индекс  $f$  и  $r$  – показатели прямой и обратной реакции.

Представленные уравнения показывает, что скорость реакции  $\text{NO}_x$  сильно зависит от температуры. Также ясно, что термические  $\text{NO}_x$  экспоненциально увеличиваются с ростом температуры пламени. Температура пламени 1800 К, как установлено, является пределом, который определяет количество выделившихся  $\text{NO}_x$ . Это означает, что при температуре ниже 1800 К коэффициент скорости реакции достаточно мал, чтобы обеспечить значительное образование тепловых  $\text{NO}_x$ .

#### 1.1.1.1.2 Механизм образования быстрых NO (механизм Фенимора)

Быстрый механизм  $\text{NO}_x$  был предложен Фенимором [18] в 1971 году на основе его экспериментальных исследований. Он исследовал характеристики выбросов CO-воздуха и  $\text{H}_2$ -воздуха, и результаты показали, что кривая  $\text{NO}_x$  пересекается с нулевым значением. Принимая во внимание, что углеводородное топливо показало положительное пересечение, в то время как реагенты не содержат оксидов азота. Оксиды азота образовывались с более высокой скоростью в зоне реакции до того, как углеводородное топливо было израсходовано. Фенимор пришел к выводу, что радикалы CH будут реагировать с  $\text{N}_2$  с образованием атомарного азота, который позднее реагирует и образует оксиды азота. Фенимор предположил, что реакции, которые доминируют в образовании быстрых  $\text{NO}_x$ , являются такими, как показано в уравнениях (1.10, 1.11).



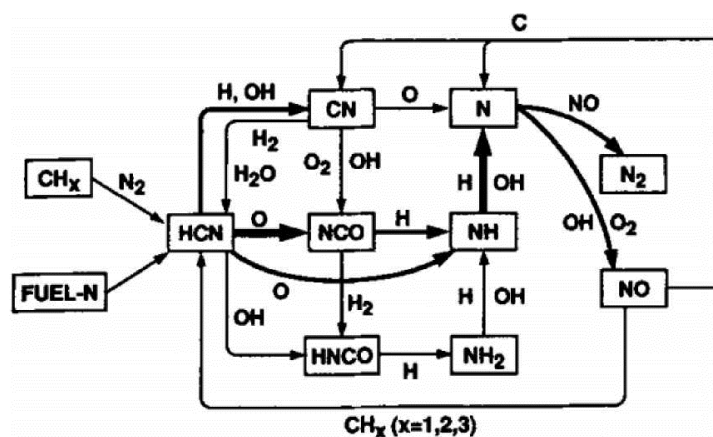


Рисунок 1.4 - Диаграмма распространения реакции, основные этапы образования быстрых  $\text{NO}_x$  [19]

Для сжигания обогащённых топливом углеводородов Боуман [19] представил сложную химическую диаграмму азота, как показано на рисунке 1.4. Диаграмма показывает, что радикально-молекулярный азотный механизм является главным источником быстрых  $\text{NO}_x$ . Влияние давления на быстрые  $\text{NO}_x$  было исследовано в диапазоне давлений от 1 до 3 атм Фенимором [18]. В своей работе он сообщил, что количество  $\text{NO}_x$  увеличивается в квадратичной зависимости от давления. Исследование Корреа [20] также сообщает о влиянии давления на образование быстрых  $\text{NO}_x$ . Тем не менее, Хеберлинг [21] сообщил в своем исследовании, что  $\text{NO}_x$  не зависит от давления после того, как он исследовал более широкий диапазон давлений от атмосферного до 18 атм. Позже в исследовании Кнаубера и Альтемарка [22] было найдено решение о влиянии давления на образование быстрых  $\text{NO}_x$ , заключив, что для коэффициента избытка воздуха менее 0,6 быстрые  $\text{NO}_x$  не зависят от давления.

#### 1.1.1.1.3 Механизм образования топливных NO

Помимо тепловых и быстрых механизмов образования выбросов  $\text{NO}_x$  из азота воздуха, был предложен механизм образования топливных NO для топлив, содержащих азот в составе. Этот механизм топливных NO не применяется при сжигании природного газа, так как в его составе отсутствует азот. Несмотря на этот факт, такие виды топлива, как уголь и биомасса, имеют небольшое количество азота, связанного в составе топлива.

В процессе сгорания соединения азота, такие как HCN и аммиак ( $\text{NH}_3$ ) в топливе, быстро реагируют и образуют радикалы азота. Впоследствии азотные радикалы следуют другим механизмам и реагируют с кислородом и OH с образованием выбросов  $\text{NO}_x$ . На рисунке 1.4 показано распространение реакции, связанной с топливом азота [19].

#### 1.1.1.1.4 Механизм образования окиси азота ( $\text{N}_2\text{O}$ -промежуточный оксид)

Механизм  $\text{N}_2\text{O}$  был предложен Мальте и Праттом [23] в 1974 году. Реакция начинает протекать, когда молекулы азота вступают в реакцию с

радикалом кислорода в присутствии третьего компонента М с образованием  $N_2O$ , как показано в уравнении (1.12)



Затем  $N_2O$  снова окисляется с образованием  $NO$ , как показано в уравнении (1.13). Однако часть  $N_2O$  реагирует с  $H$  и  $CO$  с образованием  $NO$ , как показано в уравнениях (1.14, 1.15).



Корреа [20] и Варнац [14] сообщают в своей работе, что влияние механизма с участием  $N_2O$  не является существенным при коэффициенте избытка воздуха выше 0,8 и иногда может быть проигнорирован. Однако современные газотурбинные камеры сгорания, как правило, работают в обедненных условиях, чтобы снизить температуру пламени и, следовательно, уменьшить долю тепловых  $NO_x$  в общих выбросах  $NO_x$ . Таким образом, механизм  $N_2O$  становится основным путем образования  $NO_x$  при низких температурах в обедненных условиях.

#### 1.1.1.1.5 Механизм через $NNH$

Механизм  $NNH$  [24, 25] - это недавно открытый механизм, который начинается с образования  $NNH$  из молекул азота и радикалов водорода, как показано в уравнении (1.16)



Потом  $NNH$  реагирует с кислородными радикалами и образует  $NO$  и  $N_2O$ , как показано в уравнениях (1.17, 1.18).



Несколько исследований сообщают о влиянии механизма  $NNH$ . Рутар и др. [26] отмечают, что механизм через  $NNH$  оказывает существенное влияние в сверх обеднённых условиях. Салливан и др. [27] сообщили, что в условиях «богатого» топлива, механизм  $NNH$  способствует выбросам  $NO$ , поскольку  $NNH$  образуются в диффузионном пламени и реагируют с кислородными радикалами в зоне пламени.

Предполагается, что в камере сгорания газовой турбины будут иметь место различные механизмы образования  $NO_x$ , вносящие вклад в общее количество выбросов  $NO_x$ . Николь и др. [28] сообщили о другом механизме по общим выбросам  $NO_x$ . В численных исследованиях использовалась горелка с дырчатой пластиной, которая работала при  $P = 10,4$  атм и  $T_{inlet} = 616$  К, с коэффициентами соотношения Топливо-Воздух, варьирующимися в диапазоне от 0,5 до 0,8. На рисунке 1.5 показан результат в виде термических ( $Z$ ), быстрых



(P) и N<sub>2</sub>O-промежуточных механизмов. Не закрашенные фигурки представляют общие выбросы в камеру сгорания, а закрашенные - представляют выбросы модели реактора с хорошим перемешиванием. Следовательно, когда моделировалась горелка, работающая в обедненных условиях, основным источником NO<sub>x</sub> был механизм N<sub>2</sub>O. Тем не менее, при богатом коэффициенте избытка воздуха основной вклад вносил тепловой механизм. Наконец, стоит упомянуть о важности механизма быстрых оксидов азота, когда горелка моделируется с использованием реактора с хорошим перемешиванием, работающего с пределом «обеднения».

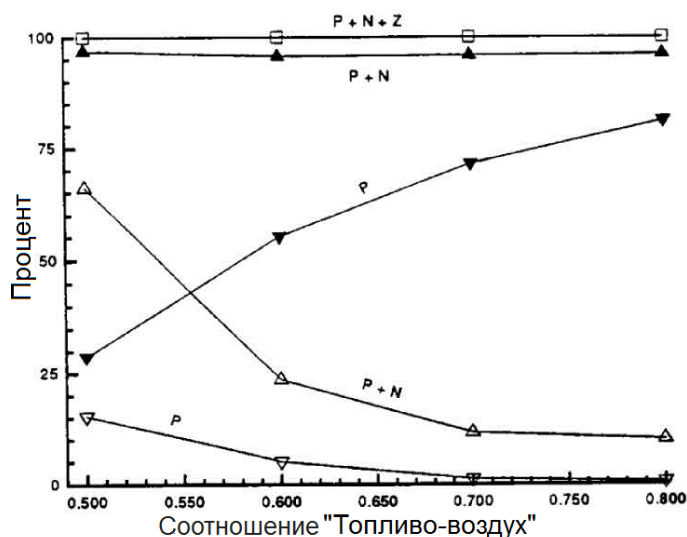


Рисунок 1.5 - Вклад термических, быстрых и N<sub>2</sub>O-оксидов в общий выход NO<sub>x</sub> получен аналитически [26]

### 1.1.1.2 Образование окиси углерода (CO) и несгоревшего углеводорода (УНС)

Процесс горения определяет химическую реакцию как реакцию между топливом и окислителем. Оптимальный сценарий - полное сгорание, при котором всё топливо превращается в углекислый газ (CO<sub>2</sub>) и воду (H<sub>2</sub>O). Несмотря на то, что фактическая камера сгорания имеет эффективность сгорания > 95% для большинства видов топлива, цифра менее 100 % указывает на наличие неполного сгорания. Таким образом, молекулам топлива не хватает времени для реакции с окислителем и превращения в ожидаемые продукты полного сгорания. Следовательно, CO и УНС являются продуктами неэффективного сгорания, которые оказывают негативное влияние на окружающую среду, а также на здоровье человека. УНС - это остаток топлива или более легких углеводородов, образующийся при распаде топлива. Это связано с плохим распылением топлива, коротким временем пребывания, богатыми условиями топлива и быстрым гашением пламени охлаждающим воздухом [3].

Как упоминалось выше, недостаток кислорода является основной причиной недоокисления CO в CO<sub>2</sub>, что происходит по двум причинам – либо

обогащённое сгорание (количество подаваемого топлива превышает стехиометрическое количество), либо неполное сгорание (короткое время пребывания в зоне горения, обеднение топлива и низкая температура пламени). Двумя другими причинами, которые могут вызвать высокое содержание CO, являются плохое перемешивание и высокая температура пламени. Более высокая температура пламени приведет к диссоциации CO<sub>2</sub> с образованием CO. Причины образования CO и УНС относительно схожи друг с другом. Содержание CO и УНС имеет тенденцию к снижению в зависимости от условий эксплуатации, как показано на рисунке 1.6. Из рисунка видно, что, чем выше рабочее давление, тем ниже выбросы CO, поскольку повышение давления устраняет образование CO путем предотвращения диссоциации CO<sub>2</sub>.

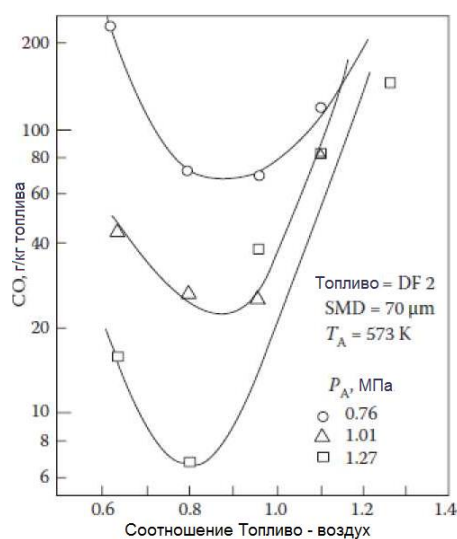
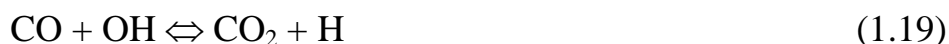


Рисунок 1.6 - Влияние давления и коэффициента избытка воздуха на выбросы CO [3, 29]

Уравнения (1.19, 1.20) показывают механизм окисления CO в CO<sub>2</sub>. Содержащие водород радикалы, такие как H<sub>2</sub>O и OH, помогают увеличить скорость доокисления CO до CO<sub>2</sub>.



На рисунке 1.7 представлены характеристики выбросов для широкого диапазона рабочих температур. Обедненное сгорание имеет более низкую температуру пламени, что помогает снизить уровень NO<sub>x</sub>, одновременно приводя к более высоким выбросам CO. С другой стороны, интенсивное сжигание увеличивает температуру пламени и, следовательно, уровень NO<sub>x</sub>, даже если это приводит к снижению уровня CO. Производители газовых турбин прилагают усилия, чтобы понять, как образуются выбросы, и пытаются достичь баланса между параметрами конструкции, эффективностью работы и характеристиками выбросов.

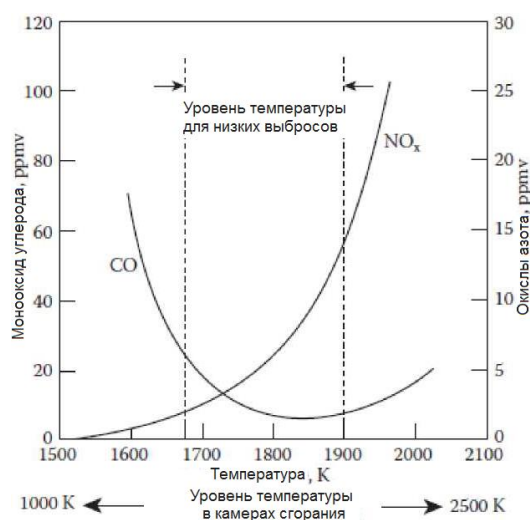


Рисунок 1.7 - Влияние температуры пламени на выбросы  $\text{NO}_x$  и CO [3]

*Из анализа механизмов образования  $\text{NO}_x$  следует, что основной вклад в эмиссию  $\text{NO}_x$  вносит термический механизм. При сжигании предварительно перемешанных смесей возможно добиться значительного снижения термических оксидов азота, чтобы при  $\phi \leq 0,5$  ( $\alpha \geq 2$ ) общий выход  $\text{NO}_x$  составил менее 15-20 ppm.*

## 1.2 Анализ работ по микрофакельным технологиям для фронтных устройств камер сгорания ГТД. Основные принципы и схемы микрофакельного сжигания (МФС) и их характеристики, преимущества и недостатки

### 1.2.1 Влияние топлива

Топливо является основным источником энергии в процессе сгорания и существует в разных видах. Уголь и природный газ были самыми ранними видами топлива, которые использовались в качестве источника энергии. В настоящее время различные виды жидкого и газообразного топлива используются в производстве и транспортировке энергии. Наличие топлива и колебания цен являются основными проблемами для мирового энергетического производства. Производители газотурбинных двигателей стремятся разрабатывать двигатели, которые могут достигать высокого уровня эффективности и надежности, одновременно сталкиваясь с проблемами динамического рынка топлива. На рисунке 1.8 показаны различные типы топлив, которые использовались для работы газотурбинного двигателя GE (General Electric) по всему миру. Природный газ и легкие дистиллятные топлива были наиболее используемыми видами топлива. Тем не менее, нетрадиционные виды топлива также используются в значительном количестве двигателями, и их число увеличивается из-за увеличения разнообразия состава топлива.

Природный газ является наиболее используемым источником в производстве энергии по всему миру. Поэтому производители электроэнергии ищут возможности применять другие виды топлив в своих двигателях. Процесс

газификации угля и топлива из биомассы используется для получения широкого спектра чистых газообразных топлив, известных как синтетические газы (синтез-газ). Этот процесс комбинируется с газотурбинными двигателями и используется для разработки интегрированного комбинированного цикла газификации (IGCC). Топливо для синтез-газа также может быть получено различными способами, такими как реформирование природного газа, замена водяного газа и отделение  $\text{CO}_2$ . Топливо для синтез-газа состоит в основном из водорода ( $\text{H}_2$ ) и монооксида углерода ( $\text{CO}$ ). Он может содержать азот ( $\text{N}_2$ ), диоксид углерода ( $\text{CO}_2$ ) и метан ( $\text{CH}_4$ ) в различных процентах, которые образуют различные топливные композиции. В таблице 1.2 показаны общие виды топлива, сжигаемые в камерах сгорания газовой турбины, а также влияние рабочей теплоты сгорания и коэффициента воспламеняемости.

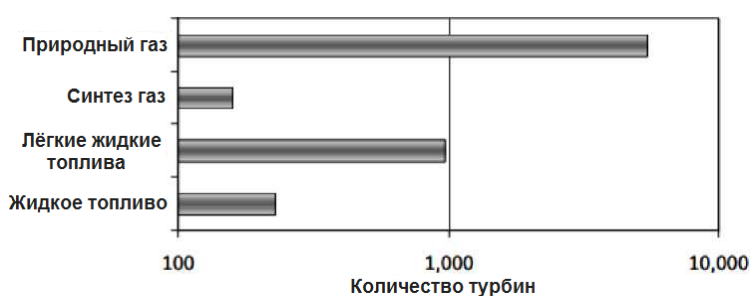


Рисунок 1.8 – Газовые турбины General Electric для различных типов топлив [30]

Таблица 1.2 - Виды топлив, используемые в газотурбинных двигателях [30]

	Основные компоненты	Q, МДж/м <sup>3</sup>		U/L Коэффициент воспламеняемости (289 К, 101 кПа)	
		Min.	Max.	Min.	Max.
Природный газ	$\text{CH}_4, \text{C}_2\text{H}_6$	29,0	44,7	2,2	3,0
LPG (сжиженный газ)	$\text{C}_3\text{H}_8, \text{C}_4\text{H}_{10}$	85,7	119,2	4,0	5,0
IGCC с воздушным дутьём	$\text{H}_2, \text{CO}, \text{N}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{CO}_2$	4,8	7,5	2,4	5,4
IGCC с кислородным дутьём	$\text{H}_2, \text{CO}, \text{H}_2\text{O}, \text{CO}_2$	7,5	14,9	6,0	12,0
Попутный нефтяной газ	$\text{H}_2, \text{C}_2\text{H}_6, \text{C}_3\text{H}_8, \text{C}_4\text{H}_{10}, \text{C}_2\text{H}_4, \text{C}_3\text{H}_6$	11,2	59,6	3,0	18,0
Доменный газ	$\text{H}_2, \text{CO}, \text{N}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{CO}_2$	2,8	4,7	1,5	3,0
Коксовый газ	$\text{H}_2, \text{CO}, \text{N}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{CO}_2$	11,2	18,6	6,0	8,0

Свойства и состав топлива являются основными факторами, которые влияют на производительность двигателя, особенно для тех, которые содержат  $\text{H}_2$ .  $\text{H}_2$  является экологически чистым источником энергии и не содержит углеводородов. С 1950-х годов ракеты для исследования космоса работали на  $\text{H}_2$ , поскольку он имеет более высокую теплотворную способность на единицу массы, чем любое другое топливо. В 2010 году первая газовая турбина, работающая на чистом  $\text{H}_2$ , была введена в эксплуатацию в г. Фусина (Италия) [31].  $\text{H}_2$  как топливо для газотурбинных камер сгорания оказывает существенное влияние на эксплуатационные характеристики и выбросы [32, 33]. На рисунке

1.9 показано влияние  $H_2$ -содержащих топлив и метана на выбросы  $NO_x$  и  $CO$ . Для данного коэффициента избытка воздуха на графике уровень  $NO_x$  значительно возрастает для топлива из синтез-газа из-за наличия  $H_2$ .  $H_2$  вызывает повышение температуры пламени, что увеличивает количество термических  $NO_x$ . Тем не менее, он оказывает положительное влияние на пределы воспламеняемости камеры сгорания, смещая его в сторону более разреженного и, таким образом, сокращая выбросы  $NO_x$ . В результате окисление  $CO$  до  $CO_2$  уменьшается, а содержание  $CO$  повышается. Таким образом, существенный компромисс между  $NO_x$  и  $CO$  должен быть решен, как объяснено ранее в предыдущем разделе.

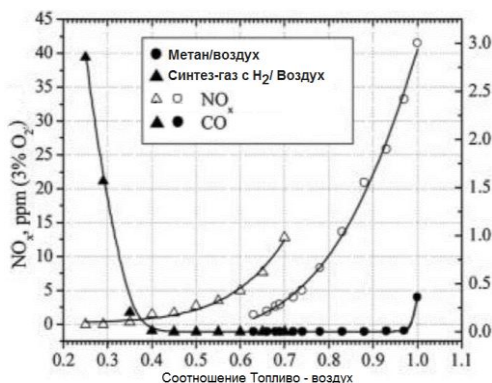


Рисунок 1.9 - Характеристики выбросов метана и водородсодержащего топлива [34, 35]

Производители газовых турбин когда то использовали индикатор, известный как индекс Воббе (Wobbe Index, WI), для характеристики различных составов природного газа, который впоследствии использовался и для других газообразных топлив [36-41]. Изменение состава топлива происходит, когда топливо поступает из разных скважин. WI - это соотношение между теплотворной способностью газообразного топлива ( $Q$ ,  $кДж/м^3$ ) и его удельным весом, как в уравнении (1.21). WI только отражает взаимозаменяемость топлива для горелок с фиксированным перепадом давления и не указывает на какие-либо изменения в характеристиках сгорания или аэродинамике.

$$WI = \frac{Q}{\sqrt{\frac{P_{\text{топ}}}{P_{\text{воз}}}}} \quad (1.21)$$

где единица измерения  $Q$  - [BTU/scf] (British thermal unit = 0,2931 Вт).

Позже, индекс был изменен, чтобы применять более низкую теплотворную способность и температуру газа. Индекс стал называться Модифицированным Индексом Воббе (MWI) по уравнению (1.22).

$$MWI = \frac{Q}{\sqrt{T_{\text{гор}}} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{топ}}}{P_{\text{воз}}}}} \quad (1.22)$$

где единица измерения  $Q$  - [BTU/scf], а  $T_{гор}$  - в [°R] (Шкала Реомюра).

Камеры сгорания требуют фиксированного количества энергии от топлива с минимальными колебаниями. Колебания энергии или мощности горелки являются функцией WI или MWI. Поэтому WI можно использовать для оценки производительности газовой турбины без значительных модификаций двигателя. В таблице 1.3 приведены значения WI для чистого газообразного топлива, представленные в [34, 40].

Таблица 1.3 - Диапазон значений индекса Воббе для разных типов газообразного топлива [34, 40]

Тип топлива	WI, МДж/м <sup>3</sup>
Синтез-газ	24-29
Природный газ	48-53
Попутный нефтяной газ	72-87
Метан	47-53
Водород	40-48
Монооксид углерода	13

### 1.2.2 Камера сгорания с низким содержанием NO<sub>x</sub>

Основными компонентами газотурбинных двигателей являются компрессор, камера сгорания и непосредственно турбина. Функция двигателя состоит в том, чтобы производить энергию, которая может использоваться для различных целей, таких как авиация, транспортировка топлива или производство электроэнергии. Компрессор создает давление воздуха, который затем подается в камеру сгорания. Камера сгорания действует как источник энергии двигателя. Она предназначена для смешивания топлива с воздухом и воспламенения смеси. Другими словами, она преобразует химическую энергию смеси в тепловую, которая затем преобразуется турбиной в механическую энергию.

Камера сгорания является сердцем газотурбинного двигателя, поэтому её конструкция имеет решающее значение для стабильной работы двигателя в целом при различных нагрузках, а также для показателей выбросов. Поскольку нормы выбросов становятся более строгими, производство газовых турбин стремится сократить выбросы, используя несколько методов, такие как впрыск воды / пара и селективное каталитическое восстановление (SCR). Каждый метод имеет свои плюсы и минусы, поэтому изобретатели прилагают усилия для понимания источников и механизмов выбросов, которые помогают им дополнительно исследовать процесс сгорания и разрабатывать концепции сгорания, которые уменьшают выбросы. Сухое горение с низким содержанием выбросов NO<sub>x</sub> является одной из последних концепций [42-48]. В середине 1970-х годов компания General Electric начала разработку концепции DLN и внедрила ее в конструкцию своей камеры сгорания [49, 50]. Эти камеры сгорания были направлены на снижение температуры пламени путем сжигания топлива в самых скудных обеднённых условиях в основной зоне, что приводит к снижению тепловых выбросов NO<sub>x</sub> (концепция RQL). На рисунке 1.10 показано

влияние отношения топливо-воздух на выбросы  $\text{NO}_x$  [48]. В самой «бедной» части соотношения топливо-воздух топливо расходует часть воздуха в зоне реакции, а оставшееся количество воздуха используется для охлаждения температуры пламени. С другой стороны, обычные камеры сгорания работают при почти стехиометрических соотношениях топливо-воздух, что приводит к диффузионному горению и, как следствие, к более высоким выбросам  $\text{NO}_x$ .

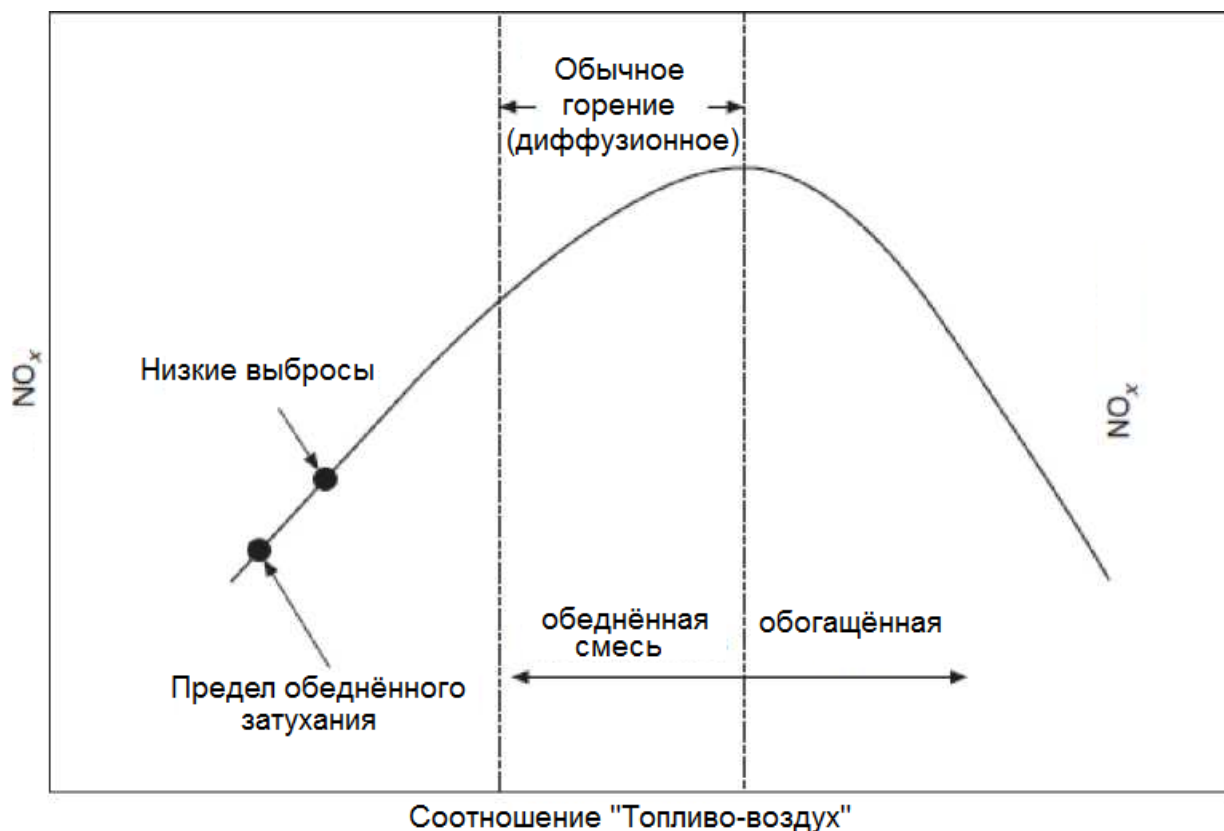


Рисунок 1.10 - Влияние соотношения «топливо-воздух» на выбросы  $\text{NO}_x$  [48]

В дополнение к снижению температуры пламени, эти камеры сгорания модернизировались для обеспечения и улучшения предварительного перемешивания топлива перед сжиганием, а не во время (концепция LPP), что оказывает огромное влияние на выбросы. Плохое смешивание приводит к образованию в пламени богатого топливом очага, что является основной причиной существования локальных горячих зон. Горячие зоны имеют более высокую температуру пламени, что увеличивает образование тепловых  $\text{NO}_x$ . Леонард и Стегмайер [51] из «GE Aviation» исследовали влияние качества смешивания на выбросы  $\text{NO}_x$ . Таким образом, они разработали три инжектора с почти идеально (приблизительно) смешанным, хорошо смешанным и неоптимизированным предварительно смешанным потоком. На рисунке 1.11 представлен результат смешивания как функция эмиссии  $\text{NO}_x$  на оси Y и температуры пламени на оси X. На графике показаны три кривые, каждая из которых представляет результат отдельного смесителя. При данной температуре пламени эмиссия  $\text{NO}_x$  резко возрастает с уменьшением качества смешивания.



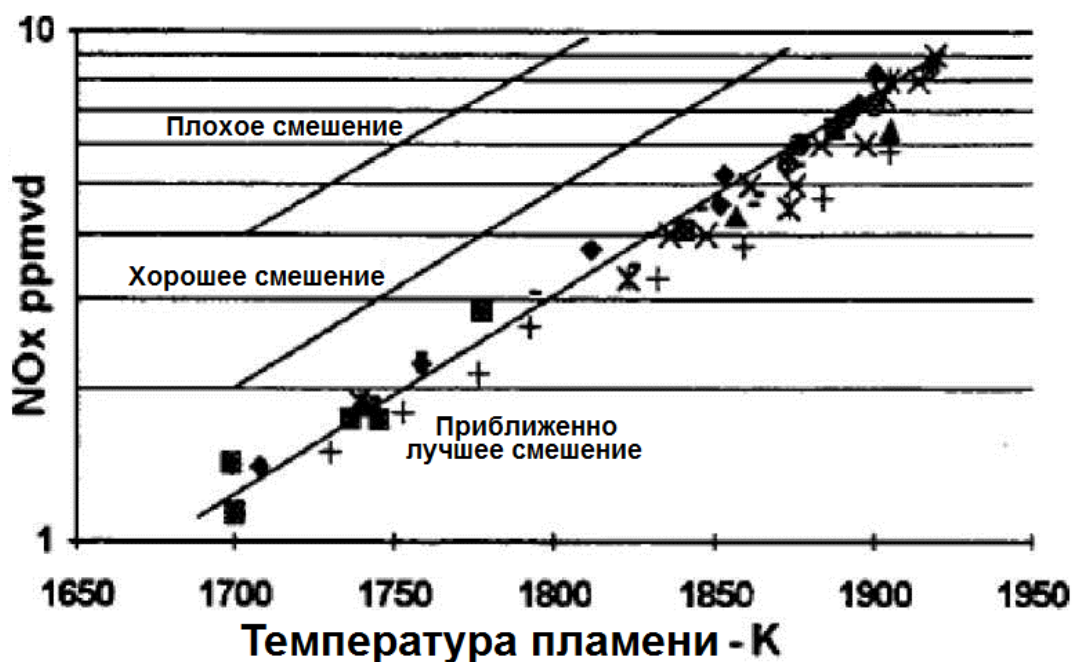


Рисунок 1.11 - Влияние смешивания топлива и воздуха на выбросы  $\text{NO}_x$  [51]

Поэтому, качество смешивания камер сгорания должно быть исследовано до сжигания. Для этого применяются два метода измерения и количественного определения качества смешивания. Первый метод - это метод точечного измерения, при котором образец извлекается из потока на выходе из инжектора. Сетка мультиизмерения требуется для сканирования всего выходного потока из инжектора. Этот метод точен, но занимает много времени. Второй метод представляет собой метод измерения в плоскости, при котором плоскость потока фиксируется камерой. Захваченное изображение затем обрабатывается для количественной оценки смешения на выходе из инжектора.

В сухих камерах сгорания с низким уровнем выбросов  $\text{NO}_x$  используется концепция обедненного предварительно смешанного сгорания, которая помогает контролировать уровень выбросов. Помимо влияния смешивания и обедненного сгорания на выбросы, стоит упомянуть влияние давления на выбросы  $\text{NO}_x$ . Несколько исследователей пришли к выводу, что повышение давления оказывает негативное влияние на выбросы  $\text{NO}_x$ . Однако Леонард и Стегмайер [51] экспериментально определили рабочий диапазон, в котором давление сгорания начинает вносить вклад в выбросы. При испытании рабочее давление варьировалось от 1 до 30 бар. Различные формы меток используются на графике для представления изменения давления. Хорошее и равномерное смешивание топлива с воздухом обеспечивалось при всех испытанных. Рабочее давление не оказывает существенного влияния на выбросы  $\text{NO}_x$  в диапазоне температур пламени менее 1900 К. Таким образом, для камеры сгорания DLN, так как она работает при температуре менее 1900 К, образование  $\text{NO}_x$  не изменяется в зависимости от рабочего давления. Кроме того, они исследовали влияние температуры воздуха на входе и времени пребывания на выбросы  $\text{NO}_x$ . Они пришли к выводу, что для хорошо смешанного пламени и температур ниже 1900 К выбросы  $\text{NO}_x$  не зависят от обоих факторов.



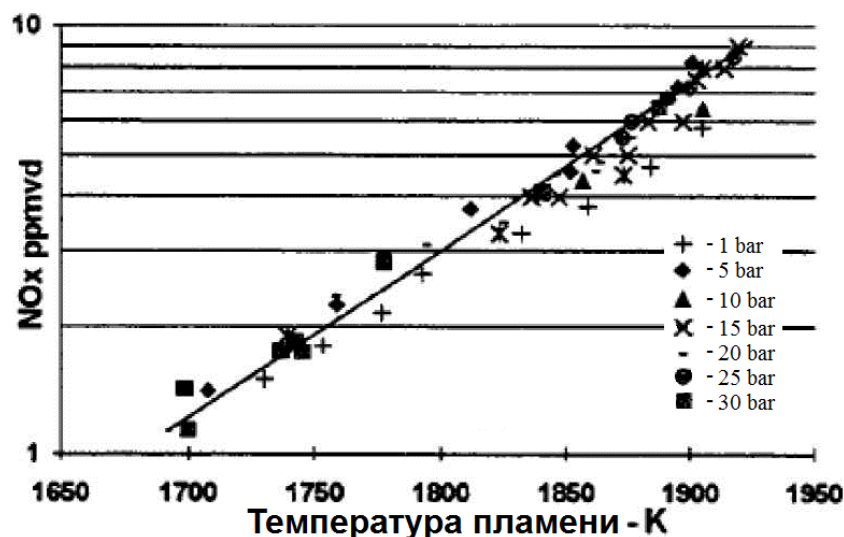


Рисунок 1.12 - Влияние рабочего давления хорошо перемешанной топливно-воздушной смеси на выбросы NO<sub>x</sub>

### 1.2.3 Концепция микро-смешивания

На стадии проектирования камеры сгорания газовой турбины было рассмотрено несколько концепций и методов для введения и впрыскивания воздуха и топлива в камеру сгорания. Варианты определяют окончательную конфигурацию смесителя. Так как основная цель - это выбрасывать меньше NO<sub>x</sub>, время пребывания и объем камеры сгорания являются важными факторами, влияющими на тепловые механизмы NO<sub>x</sub> и N<sub>2</sub>O, соответственно. Таким образом, разделение зоны реакции на меньшие зоны помогает разбить большую зону рециркуляции, создаваемую обычными завихрителями, с известными как концепция микросмешивания. В этой концепции топливо впрыскивается через несколько точек впрыска в каждой воздушно-топливной форсунке, которая расположена на некотором расстоянии до выхода из форсунки. Это расстояние определяется на основе необходимого времени пребывания для достижения полностью предварительно смешанного состояния на выходе из инжектора, предотвращая при этом любое самовоспламенение или обратную вспышку.

Йорк и др. [52] разработали новый инжектор, используя концепцию микросмешивания для топлива с высоким содержанием водорода. В их конструкции достигается баланс между работой без вспышек, рациональным перепадом давления и низким уровнем выбросов. На рисунке 1.13 показан вид в разрезе и фотография малогабаритного многотрубного смесителя, а также фотография большого мультитрубного смесителя. В обеих конфигурациях смесителя топливо впрыскивается через кольцевой коллектор на периферии. Эмиссионные характеристики обоих смесителей были испытаны на водородном топливе при различных давлениях. Результат показал единичные значения NO<sub>x</sub> для обоих смесителей. Они также сообщили, что малогабаритный смеситель может быть использован для достижения сверхнизких выбросов NO<sub>x</sub> в современных газотурбинных камерах сгорания, работающих на водородном топливе.

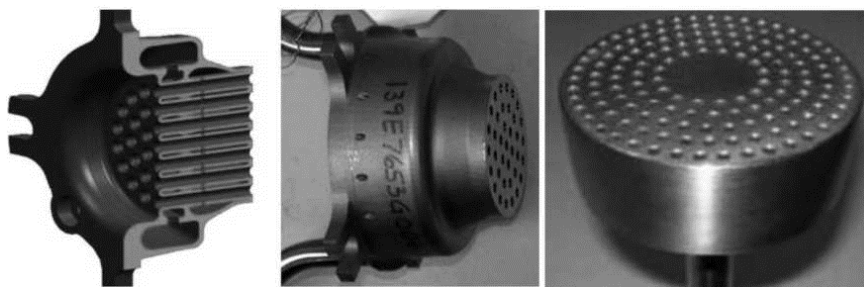


Рисунок 1.13 - Модель в поперечном сечении, мелкомасштабные и крупномасштабные фотографии многотрубного смесителя для топлива с высоким содержанием водорода [52]

Кроме того, лаборатория сжигания в Калифорнийском университете в г. Ирвин (UCICL) и отделение газотурбинных топливных систем в Parker Hannifin совместно разработали новый инжектор для бедного предварительного смешения с микроперемешиванием [53]. На рисунке 1.14 показаны 16 отверстий, расположенных в виде двух концентрических кругов, с одним пилотным стаканом в центре. Было исследовано качество смешивания, характеристики горения, пламя и выбросы для водородсодержащих топлив при различных давлениях и температурах предварительного нагрева.



Рисунок 1.14 - Полноразмерные 16-ти отверстие инжекторы [53]

Микросмеситель на 16 отверстий был протестирован на природном газе и на смеси водорода и природного газа. Диапазон выбросов для природного газа составлял от 1 до 7 ppm (промилле) при температуре пламени 1822 К в зависимости от степени насыщенности топливом (соотношение топливо - воздух). Кроме того, на рисунке 1.15 показан результат выброса  $\text{NO}_x$  для топлива, состоящего из 50%  $\text{H}_2$  и 50% природного газа и 0% разбавления при различных давлениях и перепадах давления в смесителе [53]. График показывает независимость выбросов  $\text{NO}_x$  от давления или перепада давления при экспоненциальной зависимости от адиабатической температуры пламени, как и ожидалось для таких предварительно смешанных потоков. Выброс  $\text{NO}_x$  в 6 ppm был достигнут при температуре пламени 1750 К, что доказывает способность концепции снижать уровни выбросов.

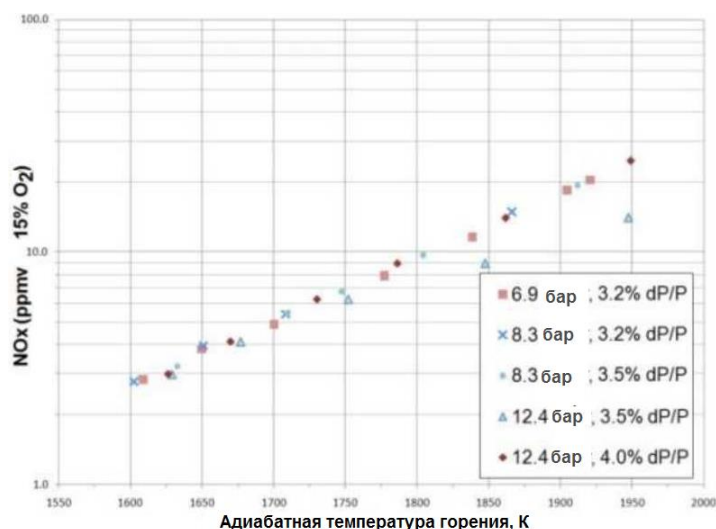


Рисунок 1.15 - Влияние статического давления на выбросы  $\text{NO}_x$  для 50%  $\text{H}_2$  - 50% природного газа и 0% топлива для разбавления при различных перепадах давления [53]

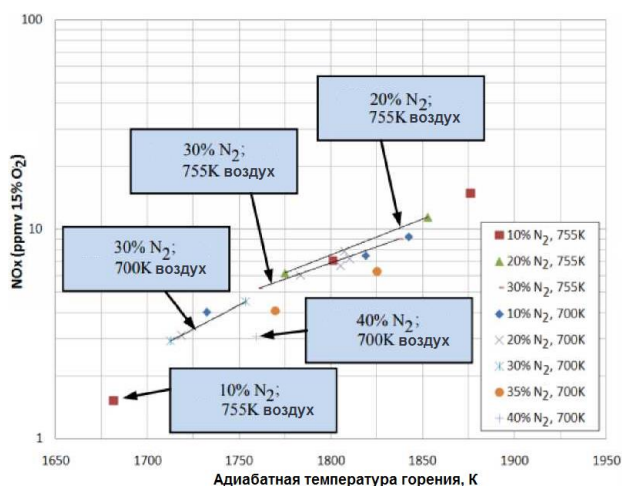


Рисунок 1.16 - Влияние разбавления  $\text{N}_2$  на выбросы  $\text{NO}_x$  для топливных смесей 50%  $\text{H}_2$  - 50% природного газа при различных температурах предварительного нагрева воздуха [53]

Кроме того, они [53] исследовали влияние подмешивания азота и углекислого газа в состав водород / природный газ в разрезе выбросов  $\text{NO}_x$ . Для разбавления азотом топливную композицию держали фиксированной 50%  $\text{H}_2$ -50% природный газ, а содержание  $\text{N}_2$  варьировали от 10 до 40%. Температура предварительного нагрева также варьировалась от 700 до 755 К. Выбросы  $\text{NO}_x$  снизились на 1,5 ppm при той же температуре 1750 К для случая с 30% разбавлением азота в топливе. Сравнивая результаты на рисунках 1.15 и 1.16, они пришли к выводу, что разбавление азотом значительно снижает выбросы  $\text{NO}_x$ .

Также, влияние диоксида углерода на выбросы  $\text{NO}_x$  показано на рисунке 1.17. Состав топлива в этих случаях был различным [53]. Результаты также показали уменьшение выбросов  $\text{NO}_x$  с увеличением процента разбавления для

того же состава топлива и температуры пламени. Исследователи пришли к выводу, что  $\text{CO}_2$  в качестве разбавителя более эффективен, чем  $\text{N}_2$ , из-за его общей способности уменьшать теплоту, что приводит к снижению выбросов тепловых  $\text{NO}_x$ .

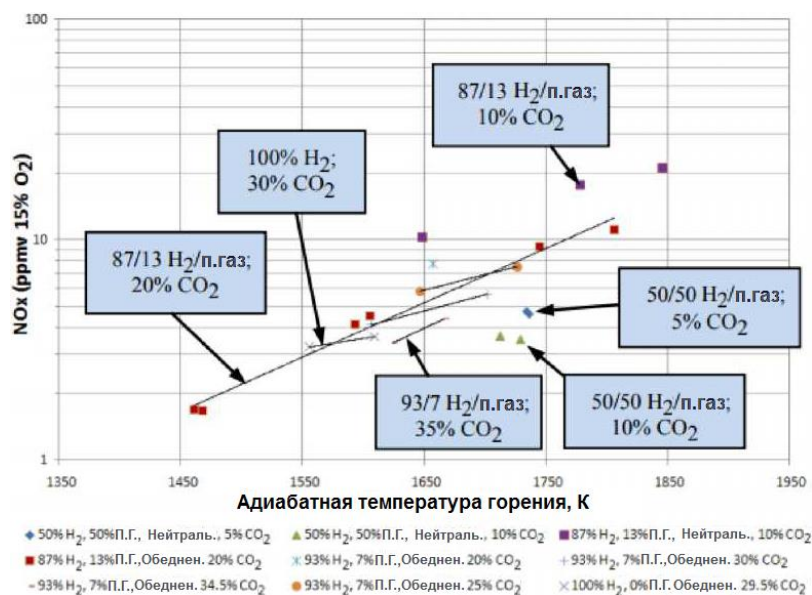


Рисунок 1.17 - Влияние подмешивания  $\text{CO}_2$  на выбросы  $\text{NO}_x$  для топливных смесей  $\text{H}_2$ -природный газ [53]

Таким образом, *деление факела на множество микрофакелов дает положительный результат по снижению вредных выбросов*, за счет улучшения распыления (в случае с жидким топливом) и перемешивания, но для достижения сверх низких уровней выбросов  $\text{NO}_x$  и высокой эффективности горения необходимо также обеспечить оптимальное предварительное перемешивание топлива и воздуха, которое устраняет локальные зоны повышенных температур. На основании данного анализа в предлагаемой в диссертации конструкции ММВФ будет рекомендована подача топлива через множество отверстий взамен одного.

#### 1.2.4 Устойчивость пламени

Устойчивость пламени определяется как состояние, при котором пламя существует и одновременно отсутствует там, где оно не должно быть, внутри предварительного смесителя, и при этом продолжает гореть на выходе из него. Предварительный смеситель рассчитан на работу при умеренных температурах, и воздействие на него более высокой температуры в течение длительного времени может привести к его повреждению, что впоследствии отразится на лопастях турбины. Обратное пламя и самовоспламенение - две общие причины, влияющие на наличие пламени в предварительной камере смешения. Самовоспламенение может произойти, если топливо и воздух хорошо смешаны, а температура достаточно высока. С другой стороны, может произойти распространение пламени обратно в предварительный смеситель. Это возможно

при повышении уровня водорода или неметановых углеводородов и в результате увеличения скорости пламени. Присутствие пламени в предварительном смесителе трудно погасить при нормальных условиях потока в первичной зоне, которая обычно предназначена для подготовки топлива. Таким образом, исследование предварительных смесителей для удержания пламени в экстремальных условиях и с различными составами топлива является обязательным условием для безопасности двигателя.

Исследования [30, 54, 55] сообщают о двух методах по изучению устойчивости пламени для разработанных ими смесителей. В обоих способах необходимо было установить водородную горелку до смесителя. Оптическая техника способна эффективно фиксировать данные, если испытательный стенд имеет возможность оптических тестов. В связи с этим, камера была установлена ниже по потоку от смесителя, чтобы фиксировать распространение внутреннего пламени. В другом методе несколько термопар привариваются к внутренней поверхности смесителя и регистрируются колебания температуры.

Йорк и др. [52] проверили свой смеситель для удержания пламени с топливом  $H_2/N_2$ , содержащим 2-4%  $CH_4$  по объему. На рисунке 1.18 показаны фотографии теста на огнестойкость. На рисунке 1.18 (a) представлен случай, когда горелка была зажжена. Затем на рис. 1.18 (b) показана нормальная работа смесителя через 5 секунд. Принимая во внимание, что для топливной смеси с более низким содержанием  $CH_4$  на рисунке 1.18 (c) показаны условия удержания пламени.

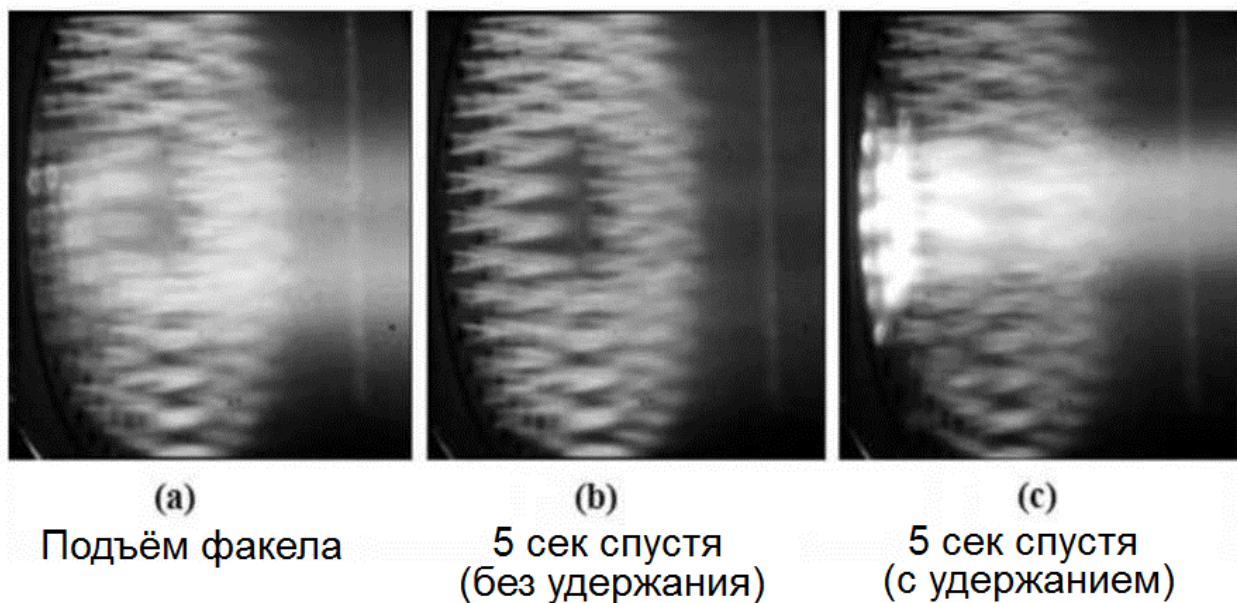


Рисунок 1.18 - Испытания на огнестойкость мультипоточного смесителя с топливом  $H_2/N_2$ , содержащим 2-4%  $CH_4$  по объему [52]

Учитывалось также влияние давления и содержания метана в смеси на устойчивость пламени в мультипоточном смесителе. На рисунке 1.19 показаны результаты испытания на огнестойкость, штриховые линии - это граница между



вариантом устойчивого и не устойчивого пламени. При давлении 10 атм смеситель прошел испытание на устойчивость для топлив, содержащих не менее 3%  $\text{CH}_4$  в составе. Кроме того, рассматривалось увеличение содержания  $\text{CH}_4$  с 3% до 5% по объему в топливной смеси при повышении давления от 10 атм до 17 атм для мультиточечного смесителя.

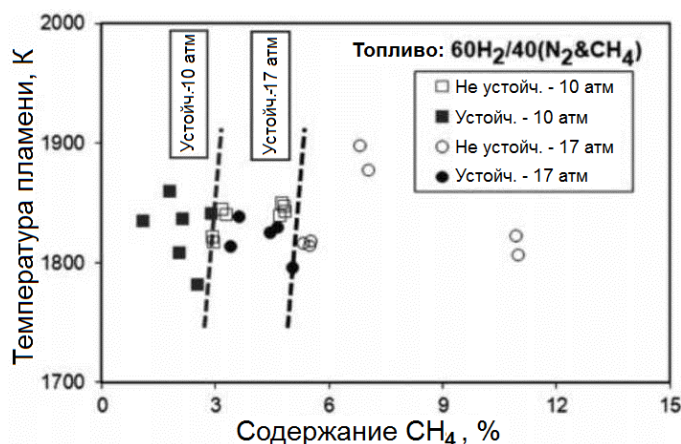


Рисунок 1.19 - Влияние давления на удержание пламени для мультиточечного смесителя с топливом  $\text{H}_2/\text{N}_2$ , содержащим  $\text{CH}_4$  [52]

Последним этапом исследование показало влияние содержания  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$  в топливной смеси на устойчивость пламени в одном и том же смесителе. Эти испытания проводились путем поддержания практически постоянного количества водорода по объему для всех условий и замены других компонентов смеси. Кроме того, давление и температура пламени были одинаковыми для всех испытаний. Рисунок 1.20 (а) показывает, что эффект увеличения  $\text{CO}$  в смеси при уменьшении  $\text{CH}_4$  пренебрежимо мал, чтобы не удерживать пламя. С другой стороны, процентное содержание  $\text{CH}_4$  уменьшилось с 3% до 1,5%, в то время как количество  $\text{CO}_2$  увеличилось с 0% до 25%, как показано на рисунке 1.20 (b). Экспериментально была получена линейная зависимость для удержания пламени между  $\text{CO}_2\%$  и  $\text{CH}_4\%$  для мультиточечного смесителя.

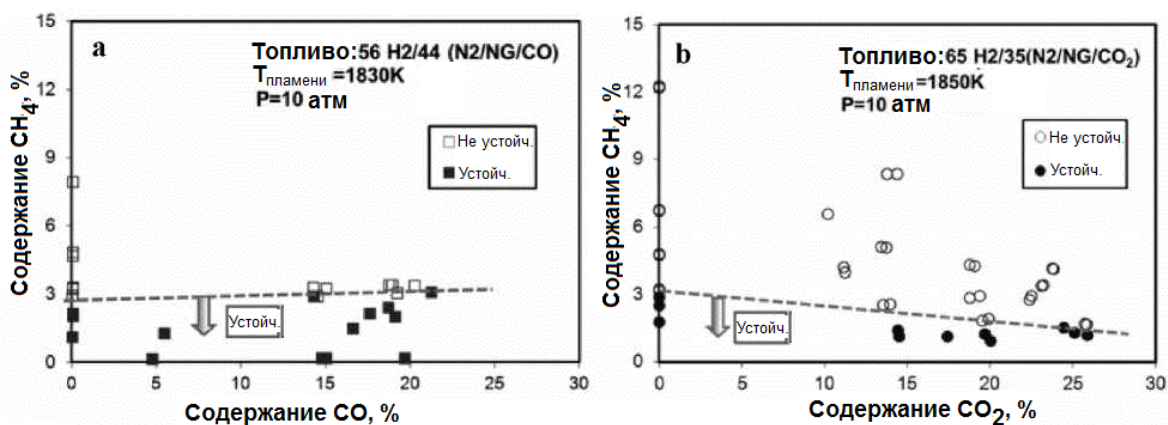


Рисунок 1.20 - Влияние добавления  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$  к топливу  $\text{H}_2/\text{N}_2$ , содержащему  $\text{CH}_4$ , на устойчивость пламени для мультиточечного смесителя при  $P = 10$  атм [52]



Рисунок 1.21 - Влияние составов  $H_2$ /Природный газ на устойчивость пламени при проектировании камер сгорания с низким содержанием  $NO_x$  [30]

Кроме того, Кэмбелл и др. [30] сообщили в своей работе о влиянии состава топлива на запас прочности (устойчивости) пламени. Проблема устойчивости пламени возникает при использовании синтез-газа и водородсодержащих топлив из-за увеличения скоростей пламени таких топлив. Их результаты показывают запас устойчивости пламени в камерах сгорания с низким содержанием  $NO_x$  как соотношение между процентным содержанием водорода в топливной смеси и скоростью через отверстие горелки, как показано на рисунке 1.21. Опытная камера сгорания обладает способностью работать без какой-либо необходимости удерживать пламя для топлива с содержанием водорода до 48% в составе.

При рассмотрении влияния самой конструкции на устойчивость пламени следует заключить, что создать дополнительный прецедент для повышения интенсивности турбулентности в зоне смешения и при этом сохранить и усилить устойчивость горения позволяют плохообтекаемые тела, микрофакельные устройства (МФУ) и лопаточные завихрители. *Плохообтекаемые тела создают высокое аэродинамическое сопротивление, МФУ – двумерные турбулентные вихревые потоки, а лопаточные завихрители, имея меньшее сопротивление, создают трехмерные турбулентные вихревые потоки, которые более эффективны по сравнению с двумерными.* Таким образом, выбор в пользу лопаточных завихрителей очевиден.

### 1.3 Теоретическое и экспериментальное исследование микромодульных форсунок другими авторами

Для успешного теоретического изучения микромодульных конструкций необходимо разобраться в вопросах смешивания потоков топлива и воздуха.

#### 1.3.1 Смешивание

Улучшение смешивания топлива и воздуха, как выше упоминалось, может привести к снижению выбросов  $NO_x$ , повышению эффективности сгорания, сокращению размеров камеры сгорания, уменьшению нестабильности сгорания и увеличению срока службы двигателей [55]. По этим причинам

многочисленные исследования посвящены смешиванию топлива и воздуха. Как правило, существует два вида методов улучшения смешивания топлива и воздуха: пассивный метод и активный. Пассивные методы опираются на структуры, размещенные в потоке, которые создают завихрение и турбулентность как в больших, так и в малых масштабах. Примеры включают в себя премиксеры, вихревые лопасти, плоскости разгрузки, трубки Вентури и т.д., которые создают области высокого сдвига и неустойчивости потока. Активные методы контролируют поток топлива и воздуха для достижения лучшего смешивания. Пассивные методы просты и эффективно работают, когда система работает в стационарных нормальных условиях, но имеют низкую производительность при быстрых переходных режимах. Активные методы обеспечивают наиболее стабильные характеристики сгорания при нестандартных условиях эксплуатации, но являются более сложными.

### **1.3.1.1 Пассивные методы смешивания**

Предварительный смеситель (премиксер) является важным компонентом камер сгорания, который функционирует путем приведения топлива (реагента) в молекулярную близость с воздухом (окислителем). Смешивание в молекулярном масштабе очень важно для горения, поскольку химическая реакция горения может протекать только в том случае, если молекулы топлива и окислителя взаимодействуют напрямую. Есть несколько важных факторов, которые играют большую роль в производительности предварительного смешивания [56]. К ним относятся время пребывания, скорость рассеивания энергии турбулентности, а также подача и положение топлива.

Время пребывания - это период времени с момента первого вступления в контакт и до начала протекания химической реакции. Чем дольше время пребывания, тем лучший эффект будет достигнут с помощью премиксера.

Скорость рассеивания энергии турбулентности  $\varepsilon$  является еще одной важной характеристикой премиксера. Чем выше турбулентность и сдвиг между потоками топлива и воздуха, тем быстрее происходит смешивание топлива и воздуха и тем выше скорость протекания реакции сгорания. Тщательное перемешивание двух или более разнородных потоков текучей среды происходит в зоне турбулентного сдвига, определяемой пересечением потоков. Эта область может быть описана как динамическое взаимодействие массы и скорости каждого потока или импульса. Поверхность взаимодействия будет изменяться в соответствии со своей турбулентностью пропорционально величине поперечных сил вдоль микро-масштабной зоны контакта.

Способ подачи топлива и воздуха также оказывает большое влияние на скорость смешивания. Как правило, смешивание более эффективно достигается путем размещения питающей трубы в области, где уровень турбулентности является высоким.

Общепринято, что чем выше уровень перемешивания, тем интенсивнее и полнее сгорание. Основываясь на механизме смешивания, предварительные смесители можно разделить на три вида: смеситель с предварительным смешиванием, механический премиксер и инжекционный смеситель.



### 1.3.1.1.1 Эжекционное смешение

Эжекция - это явление, использующее поток с высокой скоростью (топливо) для создания другого потока газа (окружающий воздух). Поскольку скорость топлива рассеивается, скорость воздушного потока должна увеличиваться, чтобы обеспечить условие сохранения импульса. Газоструйный предварительный смеситель Вентури (инспиратор) (рисунок 1.22) [57] является типичным примером применения эжекции. Он использует кинетическую энергию газа для создания потока первичного воздуха. Это единственный тип предварительного смешивания, с которым не требуется воздуходувка или компрессор. Этот вид предварительного смешивания в основном используется в газовых горелках на большинстве бытовых газовых приборов. Процесс смешивания прост, но не особенно эффективен. Промышленность, которой требуется лучшее перемешивание, редко использует инжекционное смешивание.

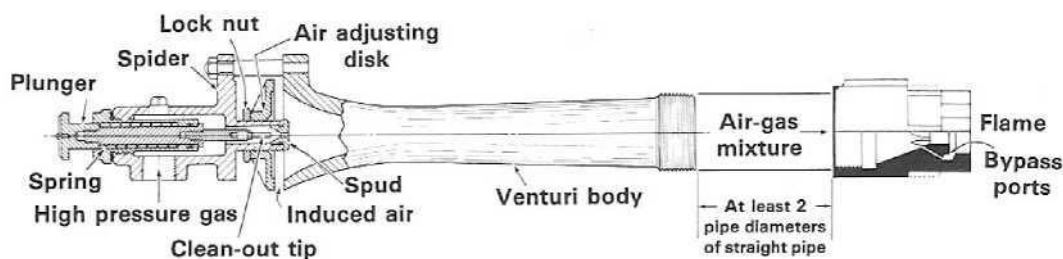


Рисунок 1.22 - Газоструйный премиксер (инспиратор) [59]

### 1.3.1.1.2 Механический премиксер

Механический премиксер впрыскивает топливо непосредственно во впускное отверстие устройства с постоянным потоком, такого как компрессор, вентилятор или воздуходувка. Движущиеся механические детали (лопасти или лопатки) перемешивают топливоздушную смесь. Этот вид смесителя подвержен обратным токам. Токи в механическом смесителе могут привести к разрушениям в результате воспламенения смеси внутри смесителя.

### 1.3.1.1.3 Инжекторное смешивание

Инжекторные смесители подмешивают высокоскоростной поток топлива в воздушный поток. Инжекторные смесители различаются по относительным направлениям потоков топлива и воздуха (т.е. впрыск в параллельном потоке, впрыск в поперечном потоке и встречный поток). Для всех вариантов смешивание достигается с помощью высокотурбулентного сдвига слоя между потоками топлива и воздуха. Воздух и газ не смешиваются, пока газ не покинет отверстие для впрыска. Модель Бродвелла-Бридентала [58] предложена для решения задач молекулярного перемешивания и химической реакции в таких потоках при большом числе Рейнольдса. Ряд исследований описывают эксперименты по измерениям смешивания струй, согласующиеся с моделями [59-61]. Исследования коаксиальной струи показали, что отношение импульса, площадь и абсолютная скорость являются доминирующими переменными, влияющими на перемешивание в слое сдвига [62-64]. Основная цель всех

инжекционных предварительных смесителей заключается в том, чтобы добиться равномерного смешивания топлива и воздуха путем оптимизации соотношения импульсов воздуха и потока топлива, а также общей геометрии и расположения отверстий впрыска в предварительном смесителе.

Когда топливо впрыскивается параллельно с воздухом (прямоток), воздух и топливо взаимодействуют друг с другом в тонком сдвиговом слое, разделяющем два газовых потока. Высокая турбулентность увеличивает площадь и интенсивность сдвига слоев и способствует перемешиванию. В свою очередь, турбулентный поток является функцией разности импульсов (рисунок 1.23) между потоками. При больших различиях в скорости между двумя потоками граница потоков сама турбулизируется, компоненты двух потоков активно смешиваются. Если разница импульсов не значительна, то относительная толщина границы раздела мала по сравнению с полным поперечным сечением, и скорость перемешивания уменьшается.

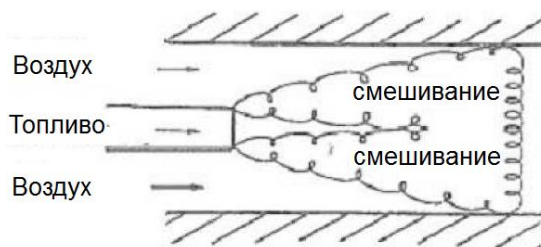


Рисунок 1.23 - Смешение сонаправленных потоков

В случае впрыска с перекрёстным потоком, который широко используется в камерах сгорания [65], топливо впрыскивается перпендикулярно воздушному потоку. Энергия сдвига, генерируемая между двумя проточными потоками, больше, чем при прямотоке. Угол пересечения потоков, относительная дифференциальная скорость потоков, а также плотность потоков - все это факторы, которые влияют на скорость смешивания между двумя потоками [66]. Доерр и др. подробно описывают смешивание с впрыском поперечного тока с использованием устройства, показанного на рисунке 1.24 [67]. В статье делается вывод, что в случае нереагирующего многократного смешения струй в перекрёстном токе эффективность перемешивания сильно зависит от отношения поточных импульсов течений.

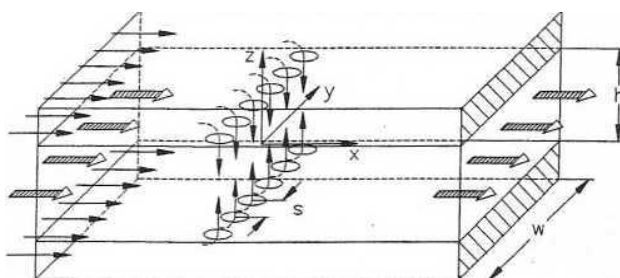


Рисунок 1.24 - Схема смешивания нескольких струй при перекрёстном токе [67]

Для смешивания в противотоке топливо подаётся в направлении, противоположном потоку встречного воздуха, как показано на рисунке 1.25. Такой тип смешивания наиболее трудно достижим на физическом оборудовании при прямотоке и перекрёстном токе. Исследования сжигания в противотоке редко встречаются в научной литературе. Секунков сфокусировал внимание на расстоянии проникновения круглой струи в противоположный ток [68]. Экспериментальная работа, выполненная Лам и Чан, описывает данные по мгновенному полю концентрации проникающего потока, расстоянию проникновения для одной единственной противоточной круглой струи [69]. Противоток усиливает распространение струи, что полезно для перемешивания [70]. Относительная скорость имеет наибольшее значение для случая противотока. Кроме того, изменение импульса топлива является наибольшим, а сила турбулентности является максимальной.

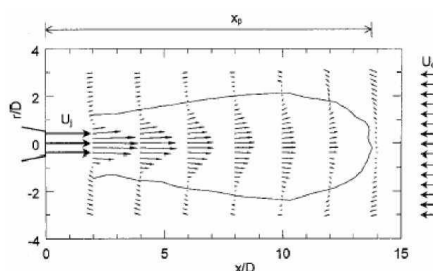


Рисунок 1.25 - Векторы средней скорости и контур нулевой средней осевой скорости [70]

### 1.3.1.2 Усовершенствование активного смешивания

В дополнение к пассивным методам, описанным в текущей главе, также в мире были разработаны методы активного смешения. Вторичные форсунки использовались для обеспечения желаемого пространственного и временного контроля потока топлива или воздуха. Топливо впрыскивается с постоянной частотой через окружные отверстия, параллельные основной воздушной струе на плоскости выхода, чтобы улучшить смешивание топлива и воздуха. В результате смешивание улучшается, о чем свидетельствует уменьшение сажи и увеличение выделения энергии [71].

Акустическое воздействие - еще один метод, который широко изучался для улучшения перемешивания, в первую очередь путем усиления интенсивности турбулентности [72]. Акустическое воздействие усиливает взаимодействие между струйными потоками и воздухом в сдвигах слоёв. Форма струй и распределение скоростей в кольцевом потоке также изменяются в результате акустического воздействия. Все это обеспечивает существенное улучшение процесса перемешивания [73].

Синтетические струйные приводы используются для активного управления распределением смеси, всасывая все газы со всех направлений и выбрасывая газы в направленную струю с гораздо более высокой скоростью. Чистый перенос массы-потока синтетических струйных приводов равен нулю. Привод представляет собой полость с отверстием и подвижной стенкой -

вибрирующая мембрана или поршень. Частота перемещения стенки может контролироваться электронно [74-76]. В одном из вариантов реализации данной концепции использовалась пара исполнительных механизмов, установленных на выходе из струйного сопла, для подачи и всасывания жидкости в слое сдвига. Действие основано на сигнале обратной связи от датчика. Датчик принимает сигнал разности давлений по диаметру сопла, с задержкой по времени. Закон управления с обратной связью разработан для постоянного контроля параметров струи и обновления исполнительного механизма в режиме онлайн, чтобы можно было улучшить качество смешивания [77].

### **1.3.2 Примеры экспериментального исследования микромодульных установок**

Анализ причин образования токсичных компонентов в топливосжигающих устройствах показал, что традиционные методы организации процесса горения не обеспечивают требуемых характеристик оборудования, дальнейшее повышение эффективности ГТД и характеристик других топливосжигающих установок может быть достигнуто за счет реализации микрофакельного сжигания топлива [11, с. 19].

Микрофакельное горение, как особый вид сжигания топлива в камерах сгорания, привлекло внимание исследователей относительно недавно, хотя в области газовых турбин уже в 1953 г. был получен патент № 876936 Федеральной республики Германия [11, с.20]. К настоящему времени наметился ряд направлений, по которым ведутся разработки, внедрения устройства микрофакельного сжигания топлива. Важным во всех схемах является «размазывание» факела по фронту и по объему, т.е. равномерное распределение факелов по сечению.

Одним из перспективных направлений применения принципа микрофакельного сжигания топлива в камерах сгорания является использование в них пневматических форсунок, каждая из которых включает устройства для подачи топлива и воздуха, турбулизатор и стабилизатор пламени. Такой путь характерен для авиационных двигателей. Например, в камере сгорания ГТД НК-8 [11, 78], размещенных в два яруса при среднем диаметре камеры сгорания 800 мм, а в камере сгорания высокотемпературного ГТД [79, 80, 81], используются трехъярусный фронт из 120 моделей диаметром 38 мм. Интенсификация тепло - и массообменных процессов испарения и горения рассредоточенной массы топлива, а также уменьшение времени пребывания, характерные для использованного микрофакельного фронта камеры сгорания, привели наряду с улучшением основных характеристик камер сгорания на рабочих режимах к снижению выбросов оксидов азота. Кроме того основная часть воздуха (90%) в таких камерах сгорания подается непосредственно через фронтное устройство, что существенно снижает её длину.

Недостатками таких микромодульных конструкций является сложность систем подвода топлива к модулям, большое влияние технологических отклонений на работу камеры сгорания, что может привести к большой неравномерности температурного поля перед турбиной ( $\delta=0,3...0,34$ ) [11, с 21].

Кроме того, в связи с предварительным смесеобразованием модули такого типа имеют относительно узкий диапазон эффективной и малотоксичной работы. На частичных нагрузках в них увеличиваются выбросы CO, CH<sub>4</sub>, что приводит к необходимости отключения части модулей, а это, в свою очередь, к увеличению неравномерности температурного поля перед турбиной.

Наиболее разработанным к настоящему времени является широко известный в практике горелочных устройств струйно-стабилизаторный метод сжигания топлива [81-84]. К достоинствам таких устройств по сравнению с другими конструкциями микрофакельного горения относится свойство саморегулируемости [81], далеко сдвигающее границу бедного срыва пламени и устраняющее необходимость в отдельном дежурном факеле, а также возможность комбинированного сжигания топлива [85, 86] и предварительно подготовленных смесей с низким содержанием горючего [87, 88], мягкий пуск без забросов температуры и хлопков. Характерной особенностью струйно-стабилизаторных фронтных устройств является практически полное заполнение рабочего объема микрофакелами. При этом нет необходимости в разделении воздуха на первичный и вторичный, что предопределяет пониженный уровень температур факела в камере и, наряду с улучшением NO<sub>x</sub>, по тракту горения.

В сравнении с традиционным одnogорелочным струйно-стабилизаторный фронт обеспечил снижение образования NO до уровня 60-70 млн<sup>-1</sup> при P=1,6 МПа и  $\alpha_{\Sigma} = 4$  [83].

Микрофакельное горение как особый вид сжигания топлива в топливосжигающих устройствах привлекло пристальное внимание исследователей относительно недавно, хотя основа МФС была известна ранее и использовалась в различных горелках при сжигании газообразного топлива.

Так, в горелке Уралмашзавода [89] воздух вводится в зону горения через перфорацию в стенках камеры, а газ - системой отверстий. В центре находится свеча зажигания, применяемая для разбега горения. Однако такая горелка не обеспечивает полного выгорания при низких избытках воздуха. Недостатком также является сильная зависимость диапазона устойчивой работы от абсолютного расхода газа. Такими горелками оборудованы: сушильные камерные печи, калориферы инфракрасного излучения. Известна горелка фирмы «Махон» (США) [90], основными элементами которой являются: газовый коллектор и перфорированный уголкообразный стабилизатор с углом примерно 50° при вершине газ или смесь газа с некоторым количеством воздуха подается из коллектора одним или двумя-тремя рядами отверстий, сориентированных вдоль по потоку, а воздух поступает в зону горения частично через перфорацию стенок, а частично из потока, обтекающего кромки стабилизатора.

Таким образом, по принципу организации рабочего процесса горелки фирмы «Махон» представляют собой МФУ. Конструктивно горелки выполнялись в виде стандартных секций, которые могут становиться фланцами друг с другом, образуя линейные горелки или решетки разной формы и разной тепловой мощности. Один погонный метр длины такой горелки обеспечивает тепловую мощность до 1,6 МВт [90]. При скоростях воздуха более 20 м/с

полнота сгорания топлива заметно падает. Связано это со снижением стабилизирующего эффекта, а также взаимная ориентация воздушных и газовых струй не обеспечивали полностью их взаимодействия. Горелки фирмы «Махон» нашли применение для прямого подогрева воздуха, используемого в целях обогрева производственных помещений, сушки лакокрасочных покрытий в автомобильной и ряде других областях промышленности, а также для термического обезвреживания промышленных газовых выбросов. Горелка фирмы «Mid Continent» (США) практически не отличается от горелки фирмы «Махон». Газ поступает струями из коллектора, а воздух - в основном из обтекающего стабилизатор потока, а частично эжектируется через ближний к газовому коллектору ряд отверстий стабилизатора.

В Киевском политехническом институте по авторскому предложению В.А. Хриistica и Г.Н. Любчика созданы оригинальные конструкции микрофакельных газовых горелок, обеспечивающие высокую интенсивность процессов смесеобразования, горения и обладающие свойством саморегулируемости состава сгорающей смеси при переменных режимах. Аналогичной конструкцией является газовая горелка фирмы «John Zink» (США). Микрофакельный принцип сжигания газа также присутствует в конструкциях горелок: фирма «Токуо gas» (Япония), фирмы «Вансо» по патенту № 697586 Бельгии, фирмы «Аероматик» по патенту № 79161 Англии. Все горелки основаны на микродиффузионном сжигании газа в условиях взаимодействия с плохообтекаемыми телами – стабилизаторами [11, с.24].

В качестве общих недостатков можно отметить: сложность подвода топлива к многочисленным микрофакельным элементам, компоновке, например, во фронтальном устройстве кольцевой камеры сгорания (громоздкость коллекторных систем), заметное влияние технологических отклонений в изготовлении малогабаритных элементов (модулей) на структуру формируемой микрофакельную зону частей, ограниченный диапазон устойчивой работы из-за малых размеров стабилизаторов пламени.

Микрофакельная технология применима также к горелочным устройствам, применяемым жидкое топливо. Близкой по принципу организации горения топлива микрофакельному способу является схема сжигания горючей смеси с плохообтекаемыми телами - традиционными стабилизаторами пламени, как известно, широко используемыми в основных и форсажных камерах сгорания авиационных ГТД. В материалах [11, с. 25] описывается также камера сгорания ВРД, использующая МФУ, скомпонованное на основе лопаточного аппарата и системы стабилизаторов пламени. При этом с целью сокращения длины камеры сгорания и обеспечения лучшего смесеобразования впрыск топлива в ней предусмотрен через группы отверстий, рассредоточенных по высоте полых лапок (с попеременно чередующимися хордами), установленных в виде кольцевой обоймы при входе в диффузор топливосжигающего устройства. Удержание пламени по мере сгорания осуществляется на кольцевых U-образных профилях, помещенных друг относительно друга по длине входного диффузора и концентрично расположенных относительно центральной оси камеры сгорания (оси двигателя).

Аналогичный принцип стабилизации пламени использован и в кольцевой камере сгорания ВРД, снабженной микрофакельным фронтным устройством [11, с. 25]. Собственно фронтное устройство камеры сгорания здесь собирается из многочисленных топливосжигающих элементов, работающих принципу «воздушной» форсунки. Наборы таких «форсунок» в виде лопаточного аппарата, скомпонованного из уголковых стабилизаторов, снабженных диффлекторами, установлены в одном диффузоре камеры сгорания. Они обеспечивают равномерную (оптимальную) раздачу топлива по окружности и высоте рабочей зоны камеры сгорания и одновременно надежно стабилизируют формируемую систему микрофакелов. Принцип «воздушной форсунки», реализуемый здесь, позволяет повысить качество сжигания топлива (в том числе и по показателям токсичности и дымности продуктов сгорания).

#### 1.4 Обзор методов численного моделирования динамики турбулентного горения

Турбулентность рассматривается как проблема механики жидкости и газа в связи с ее нелинейностью поведения, не смотря на то, что тема уже изучается более ста лет. Одной из характеристик турбулентного потока является то, что в глобальной структуре существуют потоки различного масштаба, и каждый масштаб функционирует по-разному среди прочих. В то время как крупномасштабные вихри переводят кинетическую энергию среднего потока в турбулентную кинетическую энергию, мелкомасштабные вихри рассеивают турбулентную кинетическую энергию во внутреннюю энергию (рисунок 1.26) [91]. Методы численного расчета турбулентных движений в зависимости от соотношения «точно» разрешаемой и моделируемой части энергетического сектора турбулентности можно разделить на три категории: прямое численное моделирование (DNS - Direct Numerical Simulation), моделирование больших вихрей (LES - Large Eddy Simulation) и усредненное по Рейнольдсу моделирование Навье-Стокса (RANS - Reynolds-Averaged Navier-Stokes).

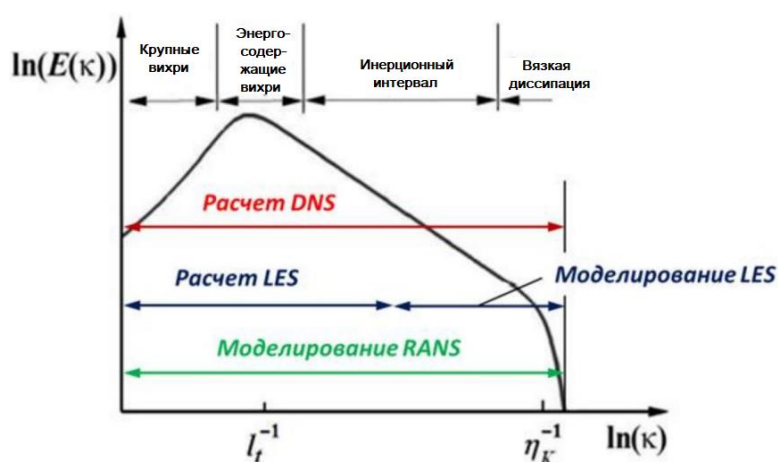


Рисунок 1.26 - Зависимость спектральной плотности кинетической энергии турбулентности  $E$  от волнового числа  $k$

DNS метод относится к вихреразрешающим подходам, в рамках которого нестационарное трёхмерное уравнение Навье-Стокса решается напрямую, независимо от характера течения: двухмерное или трехмерное, стационарное и нестационарное. При этом предъявляются высокие требования к вычислительной сетке, на которой должен разрешаться полный диапазон пространственно-временных масштабов турбулентности (рисунок 1.26). Поэтому DNS метод из-за ограниченности вычислительных ресурсов используется только для решения задач при низких числах Рейнольдса ( $Re < 10^5$ ) и простой геометрии. Процессы горения в камерах сгорания газовых турбин характеризуется высокими значениями турбулентности ( $Re > 10^5$ ) и сложной геометрией, в связи с чем протекающие в них процессы невозможно исследовать методом DNS.

LES метод также относится к вихреразрешающим подходам, который получается пространственным осреднением уравнений Навье-Стокса с использованием некоего фильтра, зависящего от шагов вычислительной сетки [92]. В LES участие крупных энергонесущих структур (вихрей) в импульс и теплопередачу вычисляется точно (напрямую), и моделируется только эффект наименьших масштабов турбулентности, так называемых вихрей подсеточного масштаба (SubGrid Scales – SGS). Поскольку малые масштабы, как правило, более однородны и универсальны, и на них меньше влияют граничные условия.

Так как в LES методе моделируются мелкие вихри (рисунок 1.26), то есть описание их влияния на более крупные масштабы, то минимальные размеры расчетных сеток и временной шаг могут быть намного больше, чем для DNS. Поэтому при заданном числе узлов сетки возможно проводить расчеты с более высокими числами Рейнольдса с подходом LES, чем при DNS методе [93]. Тем не менее, время расчета LES метода сравнимо относительно с DNS методом.

RANS метод представляет собой численное решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, которые замыкаются с помощью полуэмпирических моделей турбулентности. Замыкание происходит путем установки связи между тензором рейнольдсовых напряжений с тензором осредненных скоростей деформации, который чаще всего определяется гипотезой Буссинеска [94].

Для несжимаемой жидкости уравнения Рейнольдса получаются из уравнений Навье-Стокса с использованием следующего осреднения:

$$\bar{f}(t) = \frac{1}{2T} \int_{t-T}^{t+T} f(\tau) d\tau, \quad (1.23)$$

где  $\bar{f}$  – осредняемая функция,  $t$  – время, а  $2T$  – период осреднения, который предполагается достаточно большим по сравнению с временными масштабами всех турбулентных неоднородностей, присутствующих в рассматриваемом течении, и достаточно малым по сравнению с характерным временным масштабом осредненного течения. Для сжимаемого газа осреднение проводится по Фавру, при котором плотность и давление осредняются по Рейнольдсу, а для



остальных переменных вводятся средневзвешенные значения  $\bar{f} = \overline{\rho f} / \bar{\rho}$ .

Осреднение уравнения Навье-Стокса приводит к появлению дополнительной переменной, так называемой турбулентной вязкости, из-за которого система решаемых уравнений получится не замкнутой. Для её замыкания используются полуэмпирические модели турбулентности, которые подробно раскрываются во второй главе данной работы.

В RANS методе все турбулентные вихри моделируются (рисунок 1.26). При это по сравнению с LES, DNS методами RANS менее требователен к вычислительным ресурсам, как с точки зрения объёма памяти, так и производительности (таблица 1.4). Поэтому RANS подход широко применяется для численного моделирования инженерных задач.

Таблица 1.4 - Вычислительные ресурсы и перспективы практического применения различных подходов к моделированию турбулентных течений [93, 95]

Подход	Необходимое число узлов сетки	Необходимое число шагов по времени	Готовность
Steady RANS	$10^7$	$10^4$	1985
DES*	$10^8$	$10^4$	2000
LES	$10^{11,5}$	$10^{6,7}$	2045
DNS	$10^{16}$	$10^{7,7}$	2080

\*DES (Detached Eddy Simulation - моделирование отсоединенных вихрей)

Как пишут авторы [96], правильный выбор моделей турбулентности обеспечит достаточно высокую точность расчета методом RANS. Поэтому в настоящей работе исследования процессов горения топлива в микромодульной воздушной форсунке будет проводиться с использованием RANS подхода.

### 1.5 Цель и объект исследования

Основываясь на литературном обзоре, цель диссертационной работы заключается в разработке новой микромодульной воздушной форсунки для кольцевых камер сгорания ГТД с низким содержанием  $\text{NO}_x$ . Кроме того, разработанное устройство должно обладать способностью работать с широким спектром видов топлива, включая природный газ и отдельные типы жидких горючих. Тем не менее, микромодуль должен обладать высокой надёжностью и гарантировать стабильность при горении и низкий уровень выбросов при любых условиях эксплуатации. Для этого необходимо осуществить экспериментальные исследования аэродинамических потоков, оценить качество смешивания, смоделировать процесс горения с учётом турбулентности воздушного потока и замерить объёмы выбросов. Результаты и анализ выходных данных каждого исследования позволит оптимизировать параметры ММВФ.

Основная идея состоит в том, чтобы улучшить смешивание воздуха с топливом за счет увеличения интенсивности турбулентности в воздушном

потоке на фоне увеличенной площади поверхности контакта между воздухом и топливом в микрофакеле, что поможет уменьшить образование «горячей» области, и как следствие уменьшить образование  $\text{NO}_x$ . Для этого, во-первых, используется завихритель с одинаково изогнутыми под определённым углом лопастями в каждом отверстии для подачи воздушного потока. Во-вторых, определяется зона впрыска топлива в поток воздуха и направление его тока. В-третьих, определяются условия препятствия распространения пламени назад вовнутрь форсунки. Предотвращение обратного тока пламени осуществляется путём установки ещё двух ярусов разнонаправленных завихрителей, которые одновременно играют роль препятствия проскока пламени и дополнительного смесителя ТВС.

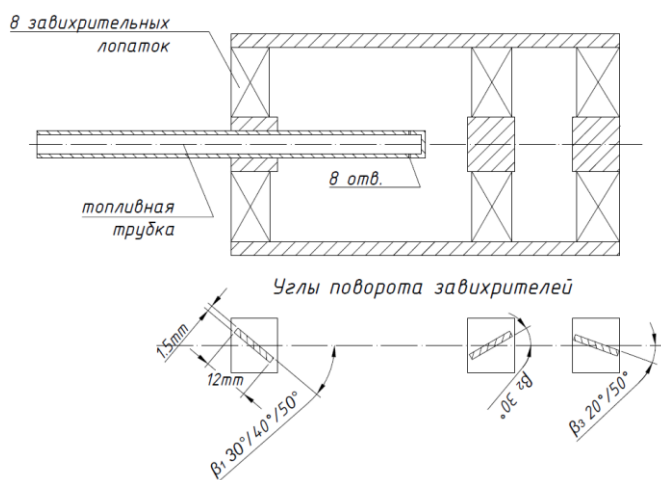


Рисунок 1.27 - Микромодульная воздушная форсунка

Предлагаемая конструкция ММВФ [97] представлена на рисунке 1.27. Она содержит цилиндрический корпус с внутренним диаметром  $D=46$  мм (возможен вариант с  $D=71$  мм [98]), в который установлен завихритель (регистр) с восемью лопатками с одинаковыми углами поворота лопаток  $\beta_1$  и трубка подачи топлива вдоль горизонтальной оси. На выходе из цилиндра на одной оси последовательно установлены два регистра с шагом  $t$  и углом  $\beta_2$  и  $\beta_3$  соответственно. Специальная конструкция горелки функционирует следующим образом. Часть воздуха поступает в микрокамеру закрученным потоком через входной завихритель. Количество воздуха подбирается меньше необходимого для воспламенения. Топливо подается через осевой канал, заглубленный в микромодуль (топливная форсунка). Внутрецилиндрическое пространство формирует зону предварительной подготовки «обедненной» топливовоздушной смеси с избытком топлива. Основная зона горения локализуется на выходе из ММВФ. Первый по ходу из выходных завихрителей обеспечивает гомогенизацию смеси и интенсификацию массообмена, а также в купе со вторым регистром препятствует распространению пламени внутрь микрокамеры. На выходе из ММВФ гомогенная смесь поступает в камеру сгорания, где интенсивно смешивается с основным потоком воздуха и начинает гореть. В результате рециркуляции газообразных потоков, турбулентности и

существенного сдвига между зонами рециркуляции перемешивание улучшается, и предварительно смешанные состояния быстро достигаются. Если смонтировать топливную форсунку с выступом относительно поверхности камеры, то это расстояние помогает достичь смешанного состояния до того, как реагенты будут перемещены к основанию пламени.

Другими словами **цель** данного **исследования** заключается в оптимизации конструкции микромодульной форсунки с повышением турбулентности и интенсивности образования топливовоздушной смеси. Для этого путем математического моделирования и эксперимента были решены следующие задачи:

1. Определение эффективного угла поворота лопаток входного завихрителя  $\beta_1$ ;
2. Определение степени заглубления сопла подачи топлива внутрь микромодуля;
3. Определение направления подачи топлива через сопло (угол  $\alpha$ );
4. Определения условий максимально возможного вывода пламени за пределы микромодуля.

В текущей главе представлен обзор актуальных достижений по различным темам, связанным с объектом исследования, таких как причины образования вредных выбросов и методы борьбы с ними, влияние эффективности смешения ТВС на эмиссию  $\text{NO}_x$ , аналогичные экспериментальные исследования микромодульных установок, а также способы математического моделирования динамики турбулентного горения. Глава 2 теоретически раскрывает влияние закрученных потоков на процесс горения на примере турбулентности, а также содержит описание разработанной математической модели изотермических потоков в микромодуле и потоков с учетом химических реакций горения. В главе 3 разработаны, собраны и испытаны в изотермическом режиме и в условиях реального горения газового топлива несколько модулей для оптимизации параметров конструкции, таких как угол поворота лопаток завихрителей, диаметр микромодуля, расстояние до подачи топлива в поток воздуха и углы поворота лопаток выходных завихрителей. Также в главе описываются экспериментальные установки, используемые для исследования как в холодном режиме, так и для горячих потоков пламени с оценкой точности измерения. Обсуждаются результаты холодного потока, полученные в результате измерений аэродинамики, качества перемешивания и выбросы, как оксидов азота, так и угарного газа. В Главе 4 приводится математический анализ полученных в экспериментах данных с выводом универсальных уравнений, применимых для создания аналогичных конструкций. В выводах завершается текущая разработка нового микромодуля и приводятся рекомендации для дальнейшего применения.

## 1.6 Выводы

Из приведенного обзора следует, что

- методы сухого снижения выбросов  $\text{NO}_x$  имеют ряд преимуществ по

сравнению с каталитическими и мокрыми. Методы осуществимы только путем конструктивных решений (без внешних реагентов) при минимальных потерях эффективности горения в КС. К таким методам относятся концепция RQL, концепция LPP и Технология “микрофакельного” сжигания. В данной работе предлагается совместить концепцию LPP с микрофакельным сжиганием путем пропуска бóльшего количества воздуха через камеру смешения ТВС с коэффициентом избытка воздуха в первичном потоке  $\alpha$  до 1,6. В результате поток стабилизируется, а выход оксидов азота снижается.

- из анализа механизмов образования  $\text{NO}_x$  следует, что основной вклад в эмиссию  $\text{NO}_x$  вносит термический механизм. При сжигании предварительно перемешанных смесей возможно добиться значительного снижения термических оксидов азота, чтобы при  $\varphi \leq 0,5$  ( $\alpha \geq 2$ ) общий выход  $\text{NO}_x$  составил менее 15-20 ppm.

- деление факела на множество микрофакелов дает положительный результат по снижению вредных выбросов, за счет улучшения распыления (в случае с жидким топливом) и перемешивания, но для достижения сверх низких уровней выбросов  $\text{NO}_x$  и высокой эффективности горения необходимо также обеспечить оптимальное предварительное перемешивание топлива и воздуха, которое устраняет локальные зоны повышенных температур. На основании данного анализа в предлагаемую в диссертации конструкцию ММВФ будет рекомендована подача топлива через множество отверстий взамен одного.

- для повышения интенсивности турбулентности в зоне смешения и для поддержания устойчивости горения применяются плохообтекаемые тела, МФУ и лопаточные завихрители. Наиболее предпочтительными в данной конструкции являются лопаточные завихрители.

- для математического моделирования нестационарной динамики горения в вихревой камере сгорания LPP, снабженной ММВФ, наиболее подходящим с позиции доступных библиотек программного комплекса, а также возможностей машинных мощностей является модель RANS. Метод позволит разработать аналитическую модель реакции турбулентного пламени на колебания потока с целью прогнозирования и контроля неустойчивости и эффективности горения с учетом выхода вредных выбросов.

В итоге сформулирована основная концепция сжигания топлива на основе синтеза LPP метода и микрофакельного горения. Спроектирована конструкция микромодульной воздушной форсунки, позволяющая эффективно сжигать газовое или жидкое топливо в устойчивом пламени за счет искусственного повышения интенсивности турбулентности путем установки одного входного завихрителя с углом поворота лопаток  $\beta_1$  и двух выходных разнонаправленных завихрителей с соответствующими углами  $\beta_2$  и  $\beta_3$ .

## 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

### 2.1 Закрученные потоки

#### 2.1.1 Вихревой срыв и формирование центральной зоны рециркуляции (ЦЗР)

Вихревое пламя является основным видом, применяемым в газотурбинных двигателях. Оно обеспечивает компактное выделение тепла, стабилизацию и воспламенение в широком диапазоне исходной смеси [98, 99]. Вихревое пламя обеспечивает высокий уровень турбулентности, способствующий хорошему перемешиванию, что позволяет использовать камеры сгорания меньших габаритов (более короткие). Однако работа в этом режиме очень чувствительна к нестабильности горения. Несмотря на то, что камера сгорания является одним из наиболее эффективных компонентов газотурбинного двигателя [56], эксплуатационная эффективность может быть снижена из-за неравномерного горения, горячих точек и увеличения выбросов. Такая нестабильность приводит к термоакустическим колебаниям, а также к дестабилизации пламени. В результате этих колебаний может произойти повреждение топливной форсунки и поверхности камеры сгорания из-за значительных колебаний давления. Обеспечение равномерно распределенной турбулентности по объему микромодуля позволит существенно снизить риски.

Вихревые потоки очень важны для стабилизации и улучшения перемешивания реагирующих компонентов из-за создания низкоскоростной центральной зоны рециркуляции (ЦЗР) и образования внешних зон рециркуляции (ВЗР) в ограниченных потоках.

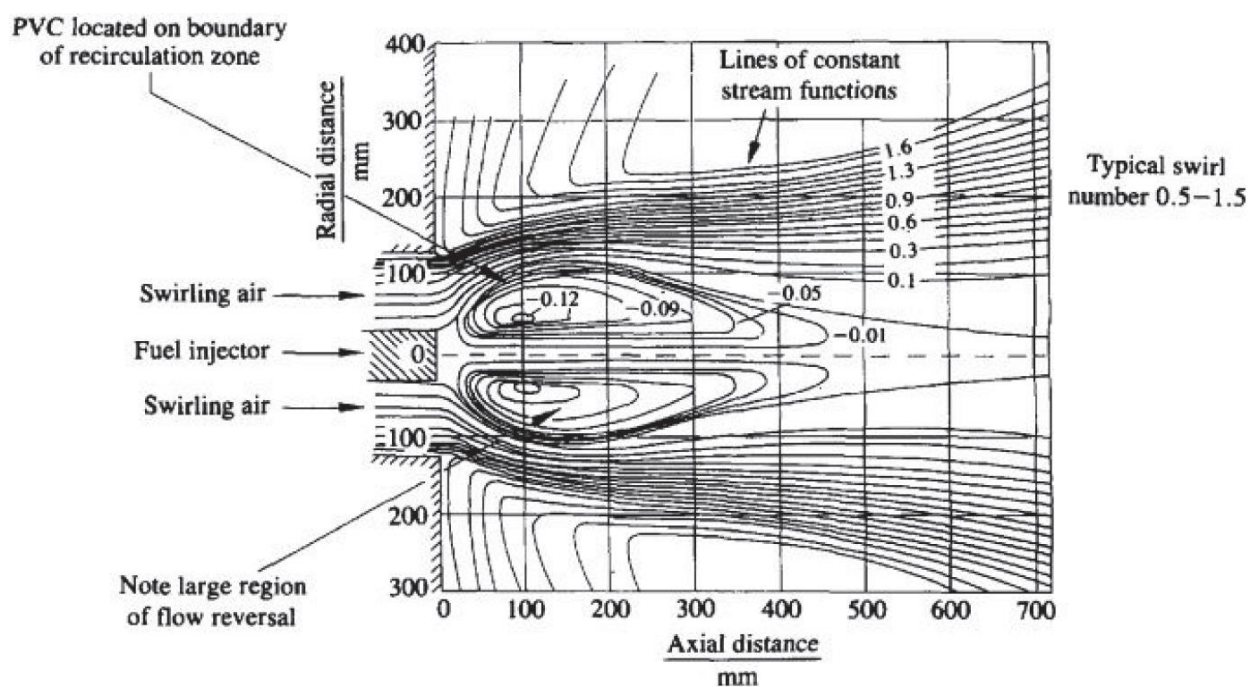


Рисунок 2.1 - Распределение потока на выходе из вихревой горелки с указанием типичной зоны рециркуляции [102]

Развитие рециркуляции в вихревых потоках осуществляется по следующим принципам [99-101], показанным на рисунке 2.1:

А) Естественный радиальный градиент давления формируется за счет изменения тангенциальных скоростей;

В) При выходе из сопла / инжектора происходит осевое затухание тангенциальной скорости, что способствует увеличению радиального градиента давления;

С) Затухающая скорость вихря с расширением потока необходима для ЦЗР;

Д) Вдоль центральной оси потока возникает отрицательный градиент осевого давления, который вызывает обратный ток и образует ЦЗР.

### 2.1.2 Понятие турбулентности. Физика турбулентного горения

Исследование турбулентности является междисциплинарной задачей, которая имеет очень широкий спектр применения. Хотя большинство потоков, возникающих в природе и в технических приложениях, являются турбулентными, трудно дать точное определение турбулентности. Согласно Хинце [103], *«движение турбулентной жидкости представляет собой нерегулярное состояние потока, при котором различные величины демонстрируют случайное изменение во времени и пространстве, так что можно различать статистически различные средние значения»*. Остановимся на следующем определении.

Турбулентность характеризуется хаотическим случайным движением, при котором скорость в каждой точке потока меняется по направлению и по величине, а также высоким уровнем колебаний завихрений и рассеивания ее кинетической энергии. Это свойство относится не к самой жидкости, а к её потоку. Основные характеристики турбулентности не зависят от молекулярных свойств жидкости, а зависят от ее среды. В связи с этим теория турбулентности не пытается описать каждый тип потока в общем виде. Вместо этого теоретики концентрируются на группе потоков с довольно простыми граничными условиями, такими как пограничный слой, струи и следы. Для турбулентного потока характерно наличие пульсаций скорости, давления, температуры и концентрации вещества. Молекулярный механизм передачи массы вещества интенсифицируется пульсациями и перемешиваниями отдельных объемов смеси [100, 104]. Турбулентность - это непрерывное явление, описываемое уравнениями динамики жидкости, уравнением Навье-Стокса, которое может быть безразмерным, оставляя число Рейнольдса единственным независимым параметром [105].

Одной из основных статистических характеристик турбулентности является ее интенсивность. В любой фиксированной точке турбулентного потока течение имеет скорость  $u = \bar{u} + u'$  из двух составляющих:  $\bar{u}$  – среднюю, постоянную по времени, и  $u'$  – отклонение от средней скорости  $\bar{u}$ , которая называется пульсацией. Отношение среднеквадратичной пульсационной скорости к средней скорости течения, выражаемое обычно в %, называется интенсивностью турбулентности:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{u'^2}}{\bar{u}} \cdot 100\% \quad (2.1)$$

Этот параметр турбулентного потока зависит от многих переменных:

- линейной скорости потока;
- первого или второго коэффициента молекулярной вязкости;
- угловой скорости вращения;
- размера обтекаемого тела;
- от граничных условия (шероховатость) и т.д.

Из вышеприведенных исследований интенсивность турбулентности в закрученных потоках является актуальной важной при проектировании устройств для перемешивания топливовоздушной смеси перед её горением.

Горение в камере сгорания газовой турбины (КСГТ) по своей природе является турбулентным из-за характера закрученного потока. Турбулентное горение подразделяется на предварительно смешанные и не смешанные режимы работы. Предпочтителен режим предварительного смешивания. Такой режим взят за основу в данной работе. В итоге в пространственно-временном отношении существуют как предварительно смешанные, так и не смешанные области. Первоначально топливо подаётся без предварительного смешивания. Однако из-за сильной рециркуляции газообразных продуктов, завихрения и существенного сдвига между зонами рециркуляции перемешивание улучшается, и быстро достигаются предварительно смешанные состояния. *Если смонтировать топливную форсунку в КСГТ с выступом относительно поверхности камеры, то это расстояние помогает достичь смешанного состояния до того, как реагенты будут перемещены к основанию пламени [106].*

При рассмотрении предварительно смешанных режимов, описанных Петерсом [107], пламя, исследуемое в экспериментальной камере сгорания, попадет в режим «тонкой реакционной зоны» или в режим «фронта турбулентного пламени» на диаграмме Чена и Билгера [108]. Точно так же, если рассматривать состояния без предварительного смешивания, пламя попадет в «соединенные зоны пламени» диаграммы режима без предварительного смешивания [107], как показано на рисунке 2.2. Исследования в Штутгарте сообщили о числах Рейнольдса порядка 15 000 [106]. Принимая во внимание эти типы характеристик предварительно смешанных потоков пламени, дальнейший анализ потоков в данном труде, будет основан на предположении наличия определенного предварительного смешивания. Указанные коэффициенты избытка будут соответствовать тотальным значениям, поскольку, хотя реагенты могут быть тщательно перемешаны, их концентрация может пространственно варьироваться вдоль слоя пламени.

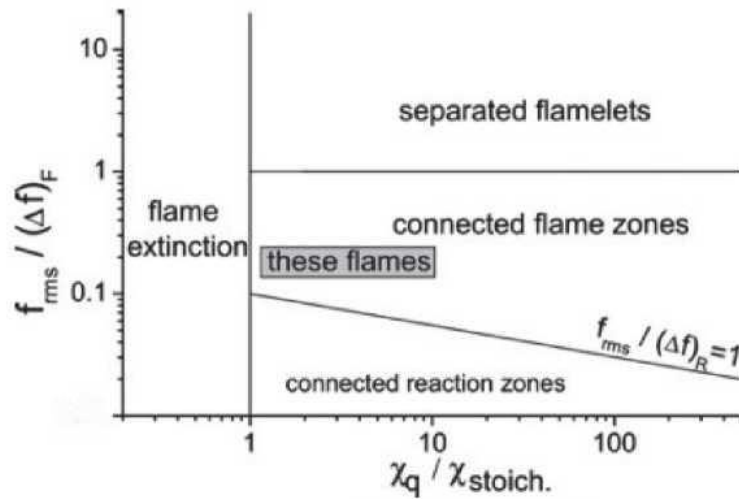


Рисунок 2.2 - Режимная диаграмма для турбулентного несмешанного пламени [100]

В обзоре [109] о предварительно перемешанном турбулентном горении представлено следующее соотношение для скоростей турбулентного пламени:

$$\frac{S_T}{S_{L0}} = I_0 \int_{-\infty}^{+\infty} \Sigma d\eta \quad (2.2)$$

$$\frac{S_T}{S_{L0}} \propto I_0 \Sigma_{\max} \delta_T \quad (2.3)$$

где  $S_T$  - скорость турбулентного горения,  $S_{L0}$  - набегающая ламинарная скорость горения (принята за среднюю скорость потока),  $I_0$  - коэффициент растяжения,  $\Sigma$  - площадь поверхности пламени в единице объема,  $\Sigma_{\max}$  - максимальное значение площади поверхности пламени на единицу объема,  $\eta$  - координата нормали к языку пламени, а  $\delta_T$  - толщина турбулентной области. Скорость турбулентного пламени также зависит от следующих параметров:

$$S_T = f\left(\frac{u'}{S_{L0}}, \frac{\ell}{\delta_{L0}}, Ma_T\right) \quad (2.4)$$

где  $u'$  - колебательная составляющая скорости (флуктуация),  $\ell$  - шкала интегральных длин,  $\delta_{L0}$  - толщина нерастянутого ламинарного пламени, а  $Ma_T$  - турбулентное число Маркштейна. Наконец, максимальная поверхностная плотность пламени (ППП),  $\Sigma$ , может быть связана с площадью поверхности пламени:

$$\Sigma_{\max} = \frac{1}{\delta_T} \frac{A_T}{A_L} \quad (2.5)$$

где  $\Sigma_{\max}$  измеряется вдоль средней реактивности  $\xi = 0,5$  контура в центре



пламени, как показано на рисунке 2.3.

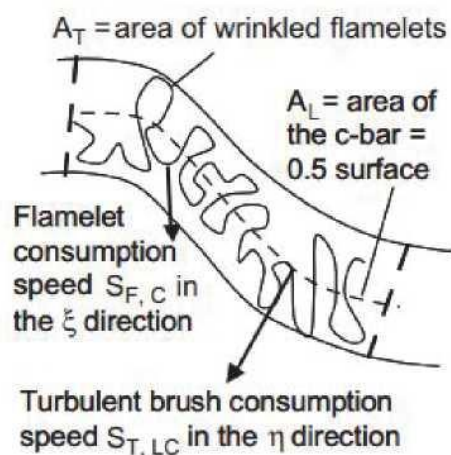


Рисунок 2.3 - Схема мятой области и площади контура  $\xi = 0,5$  в центре пламени [109]

Принимая во внимание эти соотношения, можно видеть, что увеличение интенсивности турбулентности, определяемое как отношение  $\varepsilon = u' / S_L$ , приведет к большим скоростям турбулентного пламени, которые коррелируют с увеличением площади поверхности турбулентного пламени и / или его плотности. Однако это отношение также можно рассматривать с другой точки зрения. Топливо с более высокими скоростями ламинарного пламени будет иметь более высокие скорости турбулентного пламени для данного уровня интенсивности турбулентности, что подразумевает, что эти топлива могут также характеризоваться наличием увеличенной поверхностной плотности пламени. Тогда химический источник, пропорциональный тепловыделению, можно описать следующим образом [110]:

$$\bar{\omega}_c = \bar{\rho}_u S_{L0} I_0 \bar{\Sigma} \quad (2.6)$$

что указывает на то, что массовый поток несгоревшей смеси через пламя на объем в секунду связан с заданной площадью пламени, распространяющейся через смесь при  $S_{L0}$ . Это может быть связано с выделением тепла от пламени при условии, что вся несгоревшая смесь догорает при прохождении через пламя. *Окончательный результат этих уравнений состоит в том, что тепловыделение от пламени максимизируется при высоких скоростях турбулентного пламени, создаваемых с высокими интенсивностями турбулентности и большой плотностью поверхности пламени.* Важно отметить, что этот химический источник может варьироваться локально в пределах пламени, учитывая, что существуют локальные изменения для ППП и  $S_{L0}$ . Принимая во внимание, что ППП изменяется растяжением пламени из-за градиентов между реагентами и фронтом пламени, локальная скорость ненапряженного пламени изменяется из-за изменений локальной скорости

реакции из-за неравномерного рассеивания тепла и несгоревшей смеси [111].

Особое значение имеет смятие пламени из-за вихревого взаимодействия, при котором вихрь проходит через пламя. Взаимодействие контролируется скоростью растяжения и временем пребывания, в течение которого применяется растяжение. Прочность и смятость реакционного слоя зависят от термодиффузионных процессов, в которых смятие может снижаться и диффундировать. Термодиффузионность топлива, описываемая числом Льюиса ( $Le$ ), может определять чувствительность пламени к вихревому взаимодействию. В исследовании [112] были исследованы турбулентное пропановое пламя с переменным  $Le$ . Исследование привело к выводу, что для пламени, которое было более термодиффузионно нестабильным ( $Le < 1$ ), поверхность пламени была более извитой в ответ на увеличение интенсивности турбулентности. В дополнение к большей площади пламени, пламя с  $Le < 1$  также демонстрировало более частое образование очагов пламени и крупномасштабных складчатых элементов.

## 2.2 Основные уравнения

Для создания оптимальной конструкции ММВФ необходимо исследовать влияние её геометрических характеристик на работу. Так как в микромодульной воздушной форсунке сжигается предварительно перемешанная ТВС, то аэродинамика потока, который движется внутри микромодуля, будет определять подготовку ТВС. Поэтому на первом этапе исследования осуществлялось математическое моделирование работы ММВФ. CFD (Computation Fluid Dynamics) моделирование горелки применялось для двух режимов потока: изотермический (без горения топлива) и неизотермический (с сжиганием топлива).

Моделирование изотермического режима проводится с целью исследования характеристик потока (таких как, интенсивность турбулентности, скорость потока и т.д.) внутри модуля и влияние угла входного и выходного завихрителя на них.

Целью моделирования неизотермического режима является численное исследование процесса сжигания топлива в ММВФ, а также влияние её конструктивных характеристик на эмиссии  $NO_x$  и  $CO$ .

Численное исследование ММВФ реализовано в программном пакете конечно-элементного анализа Ansys Fluent, в котором есть возможность использования RANS подхода. Рассмотрим основные уравнения, решаемые при моделировании турбулентного потока и горения топлива в ММВФ. Основные уравнения для потока жидкости/газа представляют собой математические положения законов сохранения из физики [113-115]:

- Сохранение массы жидкости или газа.
- Величина изменения импульса равна сумме сил над частицей (второй закон Ньютона).
- Изменение энергии равно сумме подведенного тепла и работе, совершенной над частицей (первый закон термодинамики).

Основные формулы заключаются в полных уравнениях сохранения массы, импульса и энергии.

### 2.2.1 Уравнения сохранения массы в декартовых координатах

Баланс массы для элемента жидкости/газа или уравнения неразрывности утверждает, что скорость увеличения массы в элементе жидкости/газа равна чистой скорости потока массы. Это можно выразить математически:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.7)$$

Или в более компактной векторной записи

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho U) = 0 \quad (2.8)$$

где  $\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$t$  – время, с;

$u, v, w$  – проекции скорости на оси  $x, y, z$ , м/с;

$x, y, z$  – пространственные координаты, м

$U$  – вектор скорости, м/с.

Уравнение (2.8) является нестационарным трехмерным уравнением сохранения или неразрывности массы в сжимаемой жидкости. Первый член в левой части - это скорость изменения плотности (масса на единицу объема) по времени. Второй член описывает чистый поток массы из элемента через его границы и называется конвективным членом.

### 2.2.2 Уравнение импульса

Второй закон Ньютона гласит, что скорость изменения импульса частицы жидкости/газа равна сумме сил, действующих на частицу. Применение этого к жидкости/газу, проходящего через бесконечно малый фиксированный контрольный объем, дает следующие уравнения:

(x-компонента уравнения импульса):

$$\rho \frac{du}{dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (2.9)$$

(y-компонента уравнения импульса):

$$\rho \frac{dv}{dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (2.10)$$

(z-компонента уравнения импульса):

$$\rho \frac{dw}{dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad (2.11)$$

$p$  – статическое давление, Па;

$\tau_{ij}$  – тензор вязких напряжений, действующий в  $j$ -направлении на поверхности, перпендикулярной  $i$ -направлению,  $кг/(м \cdot с^2)$ ;

$S_{Mi}$  – сила тела по  $i$ -направлению, Н.

В ньютоновской жидкости вязкие напряжения пропорциональны скоростям деформации. Трехмерная форма закона вязкости Ньютона для сжимаемого потока включает в себя две константы пропорциональности: динамическую вязкость  $\mu$ , чтобы связать напряжения с линейными деформациями, и кинематическую вязкость  $\nu$ , чтобы связать напряжения с объемной деформацией. Компоненты вязкого напряжения связаны с  $\mu$  и  $\nu$ . Подставляя значения вязкого напряжения в уравнения импульса, получаем так называемые уравнения Навье-Стокса:

$$\begin{aligned} \rho \frac{du}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \cdot \text{grad}u) + S_{Mx} \\ \rho \frac{dv}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \cdot \text{grad}v) + S_{My} \\ \rho \frac{dw}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \cdot \text{grad}w) + S_{Mz} \end{aligned} \quad (2.12)$$

### 2.2.3 Уравнение энергии

Уравнение энергии выводится из первого закона термодинамики, который гласит, что величина изменения энергии частицы жидкости/газа равна величине подведенной теплоты к частице плюс величина работы, выполненной над частицей. Увеличение энергии частицы на единицу объема определяется как  $\rho \frac{dE}{dt}$ . В то время как общая величина работы над частицей поверхностной силой может быть выражена как

$$[-\text{div}(\rho U)] + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] \quad (2.13)$$

Если существует какой-либо источник энергии с энергией  $S_E$  на единицу объема в единицу времени, уравнение энергии будет следующим:

$$\begin{aligned} \rho \frac{dE}{dt} &= -\text{div}(\rho U) + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \right. \\ &+ \left. \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \\ &+ \text{div}(\lambda \cdot \text{grad}T) + S_E \end{aligned} \quad (2.14)$$

где  $E$  - удельная полная энергия определяется как

$$E = e + \frac{u_i u_i}{2} \quad (2.15)$$

$$e = h - \frac{p}{\rho} \quad (2.16)$$

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p dT \quad (2.17)$$

где  $e$  – удельная внутренняя энергия, Дж/кг;

$h$  – энтальпия, Дж/кг;

$h_{ref}$  – исходная энтальпия, Дж/кг;

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

$T$  – температура, К;

$T_{ref}$  – исходная температура, К;

Применяем уравнение состояния для идеального газа.

$$p = \frac{R_u \rho T}{m} \quad (2.18)$$

Универсальная газовая постоянная  $R_u = 8314,36$  Дж/(кмоль·К) и  $m$  молярная масса. Допущения Ньютоновской жидкости и Стокса реализованы для тензора вязких напряжений,  $\tau_{ij}$ ,

$$\tau_{ij} = -\frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.19)$$

где  $\mu$  – вязкость, кг/м·с;

$k$  индекс – шкала Колмогорова;

$\delta$  – Дельта-функция Кронекера.

Суммарный уровень теплопередачи частицам за счет теплопроводности через границы элементов: может быть записан через тепловой поток  $q_i$  с применением закона Фурье [116]

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.20)$$

где  $\lambda$  – теплопроводность, Вт/(м·К).

#### 2.2.4 Общий вид уравнения переноса

Очевидно, что между различными уравнениями есть много общего. Если принять  $\phi$  за общую переменную, традиционную форму всех уравнений потока жидкости/газа целесообразно записать в следующем виде:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi U) = \text{div}(\Gamma \cdot \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (2.21)$$

На словах

Темп увеличения  $\phi$  элемента + Чистый поток  $\phi$  на выходе из элемента = Увеличение  $\phi$  за счет диффузии + Увеличение  $\phi$  за счет внешних источников

Уравнение (2.21) является уравнением переноса свойства  $\phi$ . Оно четко выделяет различные процессы переноса: член скорости изменения и конвективный член в левой части, а также диффузионный член ( $\Gamma$ : коэффициент диффузии) и исходный член соответственно в правой части.

## 2.3 Моделирование турбулентности

### 2.3.1 Модели турбулентности

Основные вопросы турбулентных потоков - это “Каковы характеристики турбулентного движения в турбулентных потоках?” и “Можно ли спрогнозировать эти характеристики из уравнений движения жидкости?”. Множество публикаций пытались ответить на эти вопросы [103, 117-125]. Вывод, который можно резюмировать, состоит в том, что мы можем использовать отдельные модели, которые описывают с высокой степенью приближения поведение турбулентного движения, но нет общей модели, которая могла бы решить все проблемы турбулентного потока в целом. Модель, подходящая для решения определенной задачи, может не подойти для другой.

Турбулентная модель - это вычислительная процедура, позволяющая замкнуть систему уравнений усредненного потока, чтобы можно было рассчитать более или менее широкий спектр задач [115]. Для большинства инженерных целей нет необходимости учитывать все детали турбулентных колебаний. Обычно берется во внимание только усредненное влияние турбулентности. Чтобы модель турбулентности была полезной в коде CFD, она должна иметь широкий спектр применения, быть точной, простой и экономичной в использовании. Выбор модели турбулентности будет зависеть от таких факторов, как физика охватываемого потока для конкретного класса задач, требуемый уровень точности, доступные вычислительные ресурсы и ресурс времени, достаточный для моделирования. Чтобы выбрать наиболее подходящую модель для конкретной задачи, необходимо оценить преимущества и недостатки всех вариантов [126].

Наиболее общие модели турбулентности сводятся к следующему [115, 119, 124-126]:

I Классические модели: Основанные на (усреднении по времени) уравнении Рейнольдса (RANS):

1. Модель нулевого уравнения - модель смешанной длины;
2. Модель с одним уравнением - модель Спаларта-Аллмараса;
3. Модель двух уравнений - модель k- $\epsilon$  и модель k- $\omega$ ;
4. Модель уравнения напряжения Рейнольдса;

5. Модель алгебраического напряжения;  
 II Моделирование больших вихрей (LES - Large Eddy Simulation): основано на уравнениях с пространственной фильтрацией;  
 III Прямое численное моделирование (DNS - direct numerical simulation).  
 Классические модели используют уравнение Рейнольдса и из оснований расчётов турбулентности с доступными в настоящее время коммерческими кодами CFD. Эти модели имеют сравнительно малое время вычислений и широко применяются для практических инженерных целей.

### 2.3.2 Моделирование турбулентных потоков на базе платформы Ansys Fluent

Ansys Fluent предоставляет широкий спектр встроенных моделей для решения отдельных классов задач. Выбор модели турбулентности зависит от требуемого уровня точности, доступных вычислительных ресурсов и необходимого времени обработки данных. Турбулентные модели, доступные в Ansys Fluent: [126]:

- ◆ Модель Спаларта-Аллмараса
- ◆ Модель  $k-\varepsilon$ 
  - Стандартная модель  $k-\varepsilon$
  - Модель  $k-\varepsilon$  RNG (Renormalization group)
  - Реализуемая модель  $k-\varepsilon$  (Realizable  $k-\varepsilon$  model)
- ◆ Модель  $k-\omega$ 
  - Стандартная модель  $k-\omega$
  - Модель  $k-\omega$  со сдвигом напряжения переноса SST (Shear-stress transport)
- ◆ Модель  $\nu^2-f$
- ◆ Модель напряжения Рейнольдса RSM (Reynolds stress model)
- ◆ Модель отдельных вихрей DES (Detached eddy simulation)
- ◆ Модель наибольших вихрей LES (Large eddy simulation)

Ключевые решения часто используемых моделей турбулентности, доступных в Ansys Fluent, представлены в таблице 2.1 [126]:

Таблица 2.1 - Модели турбулентности

Модель	Примечание	
1	2	3
Модель Спаларта-Аллмараса	Модель одного уравнения	Разработан специально для аэрокосмических задач, связанных с высокоскоростным потоком, ограниченным стенкой
Стандартная модель $k-\varepsilon$	Простейшая модель из двух уравнений	Подходит для начальных итераций.

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3
Модель k-ε RNG	- Вариант стандартной модели k-ε - Имеет дополнительную переменную в уравнении ε	Точный метод для напряженных и закрученных потоков
Реализуемая модель k-ε	- Вариант стандартной модели k-ε - Новая формулировка турбулентной вязкости - Новое уравнение переноса для ε	Точный для распространения как на плоскости, так и закругленных струй. Рекомендуется для течений с пограничными слоями при сильных величинах $V_r$ , сепарации и рециркуляции.
Стандартная модель k-ω	Решения для k-ω ω = удельная скорость рассеяния (ε/k)	Рекомендуется для течений с низким Re, ограниченных стенкой пограничного слоя и для переходных течений.
Модель k-ω SST	- Вариант стандартной k-ω модели - Поведение k-ω в пограничном слое - Поведение как стандартный k-ε в свободном потоке	Более точная и надежная для широкого класса потоков при неблагоприятных $V_r$ в аэродинамических поверхностях, трансзвуковые ударные волны и т.д.
Модель напряжения Рейнольдса RSM	- Модель пяти уравнений - В обход изотропной формулировки турбулентной вязкости	Подходит для сложных 3D потоков с сильным завихрением. Время выполнения и использование памяти интенсивное.

### 2.3.3 Выбор модели турбулентности

Для замыкания уравнения (2.19) необходимо определить турбулентную вязкость  $\mu_t$ , которую можно найти с помощью моделей турбулентности.

Наиболее подходящая модель турбулентности для рассматриваемого изотермического исследования турбулентных потоков является k-ω-модель SST типа (Shear-stress transport), так как основное влияние на поток скоростей оказывают пристеночные области пограничного слоя. Предпочтительным вариантом в случае с исследованием горения (неизотермические потоки) в



ММВФ является Реализуемая модель  $k$ - $\varepsilon$  (Realizable), наилучшим образом описывающая потоки в объёме.

Модель  $k$ - $\omega$  со сдвигом напряжения переноса (SST) была разработана Ментером [127]. Она названа так потому, что определение турбулентной вязкости преобразовано для учета переноса основного сдвига турбулентного напряжения. Сдвиг имеет особенность, которая дает модели SST  $k$ - $\omega$  преимущество с точки зрения производительности по сравнению как со стандартной моделью  $k$ - $\omega$ , так и со стандартной моделью  $k$ - $\varepsilon$ . Другие варианты включают добавление переменной перекрёстной диффузии в уравнение  $\omega$  и функцию смешивания, чтобы подтвердить схожесть поведения модельных уравнений как в пристеночной, так и в остальных зонах.

Модель SST  $k$ - $\omega$  имеет форму, аналогичную стандартной модели  $k$ - $\omega$ . Кинетическая энергия турбулентности  $k$  и удельная скорость диссипации  $\omega$  получаются из следующих уравнений переноса на основе уравнения (2.21):

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (2.22)$$

и

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho \omega u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.23)$$

где  $\tilde{G}_k$  - генерация кинетической энергии турбулентности из-за градиентов средней скорости;  $G_\omega$  - генерацию  $\omega$ .  $\Gamma_k$  и  $\Gamma_\omega$  - эффективный коэффициент диффузии  $k$  и  $\omega$  соответственно.  $Y_k$  и  $Y_\omega$  - рассеивание  $k$  и  $\omega$  из-за турбулентности;  $D_\omega$  - показатель взаимо-диффузии.  $S_k$  и  $S_\omega$  - определяемые пользователем переменные источника. Расчеты всех перечисленных переменных полностью описаны в [126].

В модели турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  с модификацией Realizable кинетическая энергия турбулентности  $k$  и скорость диссипации турбулентной кинетической энергии  $\varepsilon$  получаются из следующих уравнений переноса на основе уравнений (2.21):

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.24)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \varepsilon u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (2.25)$$

где  $\mu_t$  - турбулентная вязкость, Па·с;  $\nu$  - кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $G_k$ ,  $G_b$  - генерирование кинетической энергии турбулентности за счет градиентов средней скорости и плавучести соответственно;  $Y_M$  - вклад флуктуирующего

расширения сжимаемой турбулентности в общую скорость диссипации;  $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$  - турбулентные числа Прандтля для  $k$  и  $\varepsilon$ ;  $C_1, C_2, C_{1\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$  - константы. Для решения уравнений (2.22)-(2.25) приняты константы приведенные в таблице 2.2.

Таблица 2.2 - Константы для моделей турбулентности

Изотермический поток	Неизотермический поток
k-omega model - SST	k-epsilon model - Realizable
Model Constants: $\alpha_\infty^* = 1$ $\alpha_\infty = 0,52$ $\beta_\infty^* = 0,09$ $a_1 = 0,31$ $\beta_i$ (Inner) = 0,075 $\beta_i$ (Outer) = 0,0828 TKE (Inner) Prandtl# = 1,176 TKE (Outlet) Prandtl# = 1 SDR (Inner) Prandtl# = 2 SDR (Outlet) Prandtl# = 1,168 Energy Prandtl Number = 0,85 Wall Prandtl Number = 0,85 Production Limiter Clip Factor = 10	Near-Wall Treatment: Standart Wall Functions  Model Constants: $C_{1\varepsilon} = 1,44$ C2-Epsilon = 1,9 TKE Prandtl Number = 1 TDR Prandtl Number = 1,2 Energy Prandtl Number = 0,85 Wall Prandtl Number = 0,85 PDF Schmidt Number = 0,85.

## 2.4 Моделирование горения

В случае моделирования неизотермического потока необходимо определить взаимодействие турбулентности и химии. Ansys Fluent предоставляет несколько моделей для переноса химических веществ и химических реакций. Он может моделировать перенос соединений с химическими реакциями или без них.

Ansys Fluent предлагает пять подходов к моделированию газофазных реакций [126]:

- The Generalized Finite-Rate Formulation for Reaction Modeling (Обобщенная модель с конечной скоростью);
- Non Premixed combustion model (Модель без предварительного смешивания);
- Premixed combustion model (Модель горения с предварительным смешиванием);
- Partially premixed combustion model (Модель горения с частично предварительным смешиванием);
- Composition Probability Density Function transport model (PDF) (Модель переноса композиционного PDF горения.)

Так как в исследуемой микромодульной воздушной форсунке топливо и воздух подается отдельным потоком, а их смешивание диктуется закрученными воздушными струями, то выбор модели горения пал на Non Premixed combustion

model как на наиболее подходящую для условий исследования.

При таком подходе уравнения переноса отдельных компонентов не решаются. Вместо этого решаются уравнения переноса для одного или двух сохраненных скаляров (фракций смеси), а концентрации отдельных компонентов определяются на основе прогнозируемого распределения фракций смеси. Этот подход был специально разработан для моделирования турбулентного диффузионного пламени и предлагает много преимуществ по сравнению с «обобщенной моделью с конечной скоростью». В модели без предварительного смешивания эффекты турбулентности учитываются с помощью функции плотности вероятности предполагаемой формы (PDF). Механизмы реакции не требуются; компоненты и температура могут быть смоделированы в условиях химического равновесия. В качестве альтернативы, модель стационарного ламинарного пламени может включать локальные кинетические эффекты с конечной скоростью из-за деформации турбулентностью.

Эта модель подходит для использования в системах, включающих турбулентное диффузионное пламя, близкое к химическому равновесию, когда топливо и окислитель попадают в реактор в виде двух или трех отдельных потоков.

Во время сгорания топливо реагирует с потоком окислителя (воздухом) с образованием продуктов сгорания. Продукты обычно не образуются из одной химической реакции; топливные компоненты и окислитель подвергаются ряду реакций. К примеру, более 20 элементарных реакций участвуют в сжигании пропана ( $C_3H_8$ ), самого простого углеводородного топлива. В дополнение ко всем уравнениям потока должны быть решены уравнения переноса для массовой доли  $m_i$  каждого вида  $i$ . Видовое уравнение может быть записано с использованием общего уравнения переноса (2.21) [115]:

$$\frac{\partial(\rho m_i)}{\partial t} + \text{div}(\rho m_i U) = \text{div}(\Gamma \cdot \text{grad} m_i) + S_i \quad (2.26)$$

Объемная скорость образования (или разрушения) вида в результате химических реакций появляется как источник (или отток) член  $S_i$  в каждом из их уравнений переноса.

В простой химической реакционной системе предполагаются бесконечно быстрые химические реакции, а промежуточные реакции игнорируются. Уравнения переноса для массовой доли топлива и кислорода можно записать в виде:

$$\frac{\partial(\rho m_t)}{\partial t} + \text{div}(\rho m_t U) = \text{div}(\Gamma_t \cdot \text{grad} m_t) + S_t \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial(\rho m_o)}{\partial t} + \text{div}(\rho m_o U) = \text{div}(\Gamma_o \cdot \text{grad} m_o) + S_o \quad (2.28)$$

где индекс «т» относится к топливу, а «о» относится к окислителю.

Если предположить равенство коэффициентов диффузии  $\Gamma_T = \Gamma_o = \Gamma$ , то уравнения вида могут быть сведены к одному уравнению для фракции смеси  $f$ ,

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ок}}{Z_{i,мон} - Z_{i,ок}} \quad (2.29)$$

где  $Z_i$  - массовая доля фракции для элемента  $i$ , Нижний индекс «ок» обозначает значение на входе потока окислителя, а нижний индекс «мон» обозначает значение на входе потока топлива.

Отдельные параметры каждого источника реакции в уравнениях вида отменяются, следовательно,  $f$  является универсальной сохраняемой величиной. В то время как предположение о равных коэффициентах диффузии является проблематичным для ламинарных потоков, оно обычно приемлемо для турбулентных потоков, где турбулентная конвекция подавляет молекулярную диффузию. Осредненное по Фавру уравнение фракции смеси:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{f}) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_f} \nabla \bar{f} \right] + S_m + S_{user} \quad (2.30)$$

также решается уравнение сохранения для дисперсии фракции смеси  $\overline{f'^2}$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{f'^2}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \overline{f'^2}) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_f} \nabla \overline{f'^2} \right] + C_g \mu_t \cdot (\nabla \bar{f}) - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \overline{f'^2} + S_{user} \quad (2.31)$$

где  $\mu_l$  - ламинарная вязкость;  $S_m$  - источниковый член учитывается при переходе от жидкой среды в газовую;  $f' = f - \bar{f}$ ;  $\sigma_f = 0,85$ ;  $C_g = 2,86$ ;  $C_d = 2$ .

Преимущество подхода моделирования фракции смеси заключается в том, что химический состав сводится к одной консервативной фракции смеси. При предположении химического равновесия все термодинамические скаляры (доли компонентов, плотность и температура) однозначно будут связаны с фракцией смеси.

Мгновенные значения массовых долей, плотности и температуры зависят только от мгновенной фракции смеси  $f$ , в случае с не адиабатическими системами - еще и от энтальпии  $H$ :

$$\phi_i = \phi_i(f, H) \quad (2.32)$$

Прогнозирование турбулентного реагирующего потока связано с предсказанием усредненных значений флуктуирующих скаляров, полученных из уравнений (2.30) и (2.31). То, как эти усредненные значения связаны с мгновенными значениями, зависит от модели взаимодействия турбулентности и химии. При использовании модели Non premixed combustion эта связь устанавливается моделью PDF (функция плотности вероятности)  $p(f)$  как модель

закрытия. Функцию плотности вероятности  $p(f)$  можно представить как долю времени, которую жидкость проводит в окрестности состояния  $f$ . Среднюю массовую долю компонентов и температуры можно рассчитать как:

$$\bar{\phi}_i = \int_0^1 p(f) \phi_i(f, \bar{H}) df \quad (2.33)$$

а усредненная по времени плотность  $\bar{\rho}$

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \int_0^1 \frac{p(f)}{\rho(f)} df \quad (2.34)$$

где  $p(f) = \frac{f^{\alpha-1}(1-f)^{\beta-1}}{\int_0^1 f^{\alpha-1}(1-f)^{\beta-1} df}$ ,  $\alpha = \bar{f} \left[ \frac{\bar{f}(1-\bar{f})}{\bar{f}^2} - 1 \right]$ ,  $\beta = (1-\bar{f}) \left[ \frac{\bar{f}(1-\bar{f})}{\bar{f}^2} - 1 \right]$ .

В неадиабатических системах необходимо решить уравнение переноса для средней энтальпии:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{H}) + \nabla \cdot (\rho v \bar{H}) = \nabla \cdot \left[ \frac{k_t}{c_p} \nabla \bar{H} \right] + S_h. \quad (2.35)$$

В расчете модели горения Non-premixed combustion были приняты следующие параметры: состояние зависимости в химическом равновесии (State Relation - Chemical Equilibrium), система - неадиабатическая (Energy Treatment - Non-adiabatic), предел воспламеняемости в богатом топливом потоке (Fuel Stream Rich Flammability Limit) – 0,08.

В рамках численного моделирования расчет вредных выбросов, в частности  $\text{NO}_x$ , был выполнен после расчета горения топлива. При моделировании  $\text{NO}_x$  был выбран термический (Thermal  $\text{NO}_x$ ) и быстрый (Prompt  $\text{NO}_x$ ) механизм, с параметрами образования:

Formation Model Parameters:	Turbulence Interaction Mode:
Thermal	
[O] model - partial-equilibrium	PDF mode - temperature
[OH] model - partial-equilibrium	PDF type - beta
Prompt	PDF Points - 20
Fuel Carbon Number - 3	Temperature Variance - transported
Equivalence ratio – 0,47	Tmax Option - global-tmax.

#### 2.4.1 Граничные условия

Для решения выше приведенных уравнений необходимо задать граничные условия. В CFD моделировании изотермического потока были заданы граничные условия, приведенные в таблице 2.3. А для неизотермического потока

топлива в ММВФ граничные условия приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.3 - Граничные условия для изотермического потока

Параметры	Значение
Входной поток воздуха (Air inlet)	
Температура	288
Манометрическое давление	0 Па
Скорость	10 м/с
Интенсивность турбулентности	2%
Гидравлический диаметр	0,046 м
На выходе (Outlet)	
Манометрическое давление	0 Па
Температура обратного потока	288 К
Интенсивность турбулентности	2%
Гидравлический диаметр	0,046 м

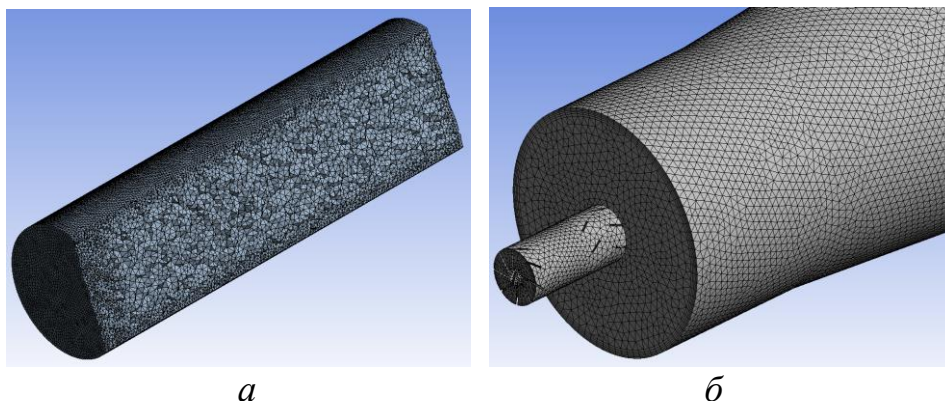
Таблица 2.4 - Граничные условия для неизотермического потока

Параметры	Значение
1	2
Входной поток топлива (Fuel inlet)	
Температура	288 К
Манометрическое давление	30 кПа
Массовый расход	0,0006 кг/с
Интенсивность турбулентности	5%
Гидравлический диаметр	0,016 м
Входной поток воздуха (Air inlet)	
Температура	288
Манометрическое давление	0 Па
Скорость	11 м/с
Интенсивность турбулентности	2%
Гидравлический диаметр	0,186 м
На выходе (Outlet)	
Манометрическое давление	0 Па
Температура обратного потока	288 К
Интенсивность турбулентности	2%
Гидравлический диаметр	0,3 м

#### 2.4.2 Задание сетки

Ansys Fluent использует хорошо разработанный метод, известный как метод конечного объема, который заменяет непрерывную вычислительную область набором узлов или точек сетки. Для реализации метода конечных

объемов исследуемые модели делятся на малые объемы, т.е. строится сетка. Далее основные уравнения интегрируются по малому контрольному объему  $V$ , ограниченному поверхностью  $S$ . Затем интеграл объема для вектора потока преобразуется в поверхностный интеграл с помощью теоремы о расходимости Гаусса.



$a$  - модель ММВФ для изотермического исследования;  $b$  – модель ММВФ для горения

Рисунок 2.4 - Сетка исследуемых моделей

Генерация сеток исследуемых моделей (рисунок 2.4) выполнялась в предпроцессоре Meshing программного комплекса Ansys. Исследуемая область была разделена на множество неструктурированных тетраэдрических малых объемов. Их характеристика:

	Изотермический	Неизотермический
Узлы	~156 627	~155 839
Элементы	~815 000	~555 101

Качество сетки играет важную роль в стабильности и точности численных расчетов. Качество сетки - это то, где решатель оказывает наибольшее влияние на качество решения - в конце концов, численные алгоритмы и физические модели определяются выбором решателя. Сетка высокого качества повышает точность решения и улучшает сходимость относительно сетки низкого качества. Поэтому для сетки важно предоставить инструменты для получения и улучшения решения [126].

Признаками, связанными с качеством сетки в Ansys Fluent Meshing, являются соотношение сторон, асимметрия и качество ортогональности, которые можно описать следующим образом:

Параметр *соотношение сторон* (*Aspect Ratio*) представляет собой отношение максимального и минимального расстояния между отрезками, соединяющими центры масс соседних элементов. Значение данного параметра не должно превышать 100, оптимальным значением является 1. Однако общее эмпирическое правило заключается в том, чтобы избегать пропорций,

превышающих 5:1.

*Асимметрия (Skewness)* или *скошенность* может быть определена как разница между формой ячейки и формой равносторонней ячейки эквивалентного объема. Ячейки с сильным перекосом могут снизить точность и дестабилизировать решение. Для всех типов ячеек он может быть получен в соответствии с концепцией нормализованного отклонения угла путем нахождения минимального угла между двумя линиями, соединяющими противоположные средние стороны элемента. Для тетраэдрических элементов  $60^\circ$  минус найденный минимальный угол считается перекосом элемента. Показатель асимметрии варьируется от 0 (хорошо) до 1 (плохо).

*Качество ортогональности (Orthogonal quality)* сетки характеризует насколько углы между гранями смежных элементов (или кромками смежных элементов) близки к некоторому оптимальному углу (в зависимости от соответствующей топологии). Для тетраэдрических элементов оптимальный угол  $60^\circ$ . Мера ортогональности варьируется от 0 (плохо) до 1 (хорошо).

Таблица 2.5 - Качество сетки

Mesh Metric	Значение
Element quality	0,696-0,720
Aspect ratio	2,946-3,265
Skewness	0,19-0,22
Orthogonal quality	0,78-0,81

В таблице 2.5 показано качество сетки исследуемых моделей. Значение параметров указано в интервале, так как исследуемые модели имели разные значения параметров качества сетки, но входят в этот интервал. По этим данным можно заметить, что качество сетки исследуемых моделей является достаточно высокими.

### 2.4.3 Решатель

Численное решение осуществляется следующим образом: на построенной сетке исследуемой области в неперекрывающихся контрольных объемах или ячейках происходит интегрирование основных уравнений потока для построения алгебраических уравнений для дискретных зависимых переменных («неизвестных»), таких как скорость, давление, температура и др. В Ansys Fluent доступны два метода линеаризации и решения дискретизированных уравнений: *pressure-based solver* (решатель на основе давления, неявный алгоритм) и *density-based solver* (решатель на основе плотности, явный алгоритм). Так как исследуемый поток в рамках данной работы имеет дозвуковую скорость, использовался решатель на основе неявного алгоритма.

Дискретные нелинейные основные уравнения линеаризуются, чтобы получить систему уравнений для зависимых переменных в каждой вычислительной ячейке. Результирующая линейная система затем решается, чтобы получить обновленное решение поля потока. Основные уравнения линеаризуются с использованием неявной формы относительно зависимой



переменной, представляющей интерес. Другими словами, для данной переменной неизвестное значение в каждой ячейке вычисляется с использованием отношения, которое включает в себя как существующие, так и неизвестные значения из соседних ячеек. Поэтому каждое неизвестное появится в более чем одном уравнении в системе, и эти уравнения должны быть решены одновременно, чтобы получить неизвестные величины.

В неявном алгоритме есть два численных метода: разделенный решатель и сопряженный решатель. Разделенный решатель - это алгоритм решения, в котором основные уравнения решаются последовательно (т.е. отделены друг от друга). Поскольку основные уравнения являются нелинейными (и связанными), многочисленные итерации цикла решения должны быть выполнены до получения сходящегося решения. Каждая итерация осуществляется в соответствии с алгоритмом, показанном на рисунке 2.5.

Сопряженный решатель решает основные уравнения неразрывности, импульса и (где необходимо) переноса энергии и вещества одновременно (то есть, связанных вместе). Основные уравнения для дополнительных скаляров будут решаться последовательно (т.е. отделяться друг от друга и от связанного множества). Поскольку определяющие уравнения являются нелинейными (и связанными), несколько итераций цикла решения должны быть выполнены до получения сходящегося решения. Каждая итерация состоит из шагов, показанных на рисунке 2.6.

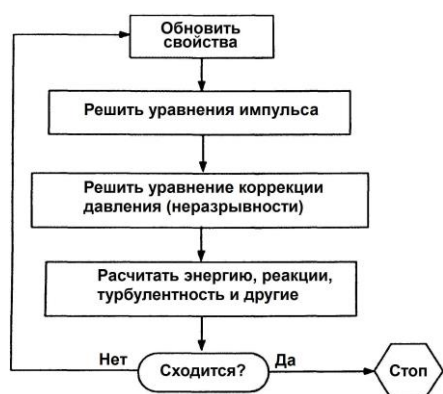


Рисунок 2.5 - Метод отдельного решения

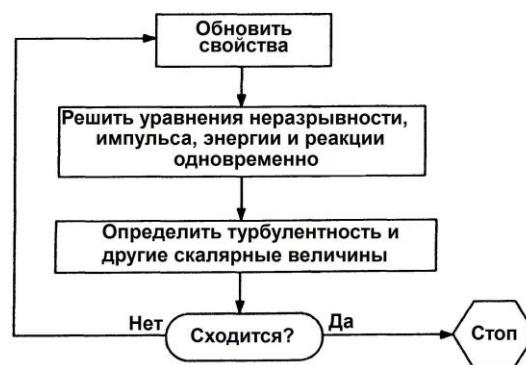


Рисунок 2.6 - Метод сопряженных решений

Как в методах с разделенным, так и с сопряженным решением дискретные нелинейные основные уравнения линейризуются, чтобы создать систему уравнений для зависимых переменных в каждой вычислительной ячейке. Результирующая линейная система затем решается, чтобы получить обновленное решение поля потока.

В численном моделировании ММВФ метод разделенного решения использовался как для изотермического потока, так и для неізотермического потока. Схема дискретизации уравнений основных переменных показана в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Схема дискретизации

Spatial Discretization	Переменные
Least Squares Cell Based	Gradient
Second Order	Pressure
First Order Upwind	k, ε (TDR)
Second Order Upwind	Momentum, NO, Temperature Variance, Energy, Mean Mixture Fraction, Mixture Fraction Variance

#### 2.4.4 Сходимость и устойчивость

Точность и численная стабильность решения, очевидно, будут зависеть от плотности и распределения сетки, а также от схем интерполяции или дифференцирования и их способности разрешать вариации между ячейками. Сходимость может быть затруднена рядом факторов. Большое количество вычислительных ячеек, чрезмерно консервативные факторы недостаточной релаксации и сложная физика потока часто являются главными причинами. Иногда трудно узнать, есть ли у вас решение сходимости.

Не существует универсальных метрик для оценки сходимости. Остаточные определения, которые полезны для одного класса проблем, иногда вводят в заблуждение для других классов проблем. Поэтому хорошим решением будет судить о сходимости не только путем изучения остаточных уровней, но и путем мониторинга соответствующих интегрированных величин, таких как коэффициент сопротивления или коэффициент теплопередачи.

Остаточная сумма

В конце каждой решающей итерации вычисляется и сохраняется остаточная сумма для каждой из сохраняемых переменных, таким образом записывая историю сходимости. После дискретизации уравнение сохранения для общей переменной  $\phi$  в ячейке P можно записать как:

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (2.38)$$

где  $a_p$  - центральный коэффициент,  $a_{nb}$  - коэффициенты влияния для соседних ячеек, а  $b$  - вклад постоянной части члена-источника.

Остаточная сумма  $R^\phi$ , вычисленная с помощью отдельного решателя, представляет собой дисбаланс в уравнении (2.38), суммированный по всем вычислительным ячейкам P. Он называется «незапечатанным» остатком и определяется как:

$$R^\phi = \sum_{cells\ p} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right| \quad (2.39)$$

В общем случае трудно судить о сходимости, изучая остатки, определенные в уравнении (2.39), поскольку не используется масштабирование; поэтому Ansys Fluent масштабирует остаток с использованием масштабного

коэффициента, представляющего скорость потока  $\phi$  через ячейку. Этот «масштабированный» остаток определяется как:

$$R^\phi = \frac{\sum_{cells\ p} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right|}{\sum_{cells\ p} |a_p \phi_p|} \quad (2.40)$$

Для уравнений импульса знаменательный член  $a_p \phi_p$  заменяется на  $a_p U_p$ , где  $U_p$  - величина скорости в ячейке P. Для уравнения неразрывности незапечатанный остаток определяется как:

$$R^c = \sum_{cells\ p} \left| \text{Скорость образования массы в ячейке P} \right| \quad (2.41)$$

А масштабированная невязка разделенного решателя для уравнения неразрывности определяется как:

$$\frac{R_{iterationN}^c}{R_{iteration5}^c} \quad (2.42)$$

Знаменатель является наибольшим абсолютным значением остатка несходимости в первых пяти итерациях.

Масштабированные остатки, описанные выше, являются полезными индикаторами сходимости решения. Иногда полезно определить, насколько уменьшился остаток во время вычислений, в качестве дополнительной меры сходимости. Для этой цели Ansys Fluent позволяет нормализовать остаток (масштабированный или немасштабированный) путем деления максимального значения остатка после 5 итераций (знаменатель в уравнении (2.42)).

Для большинства задач достаточно стандартного критерия сходимости. Этот критерий требует, чтобы масштабированные невязки, определенные в уравнении (2.40), уменьшились до  $10^{-3}$  для всех уравнений, кроме уравнений энергии, для которых критерий равен  $10^{-6}$ . К сожалению, этот критерий сходимости часто не выполнялся в этом исследовательском приложении.

### *Релаксация*

В итерационном решении алгебраических уравнений или в общей итерационной схеме, используемой для обработки нелинейности, часто желательно замедлять изменения от итерации к итерации в значениях зависимой переменной. Этот процесс называется недостаточной релаксацией (ослабление). В простой форме, новое значение переменной  $\phi$  в ячейке зависит от старого значения  $\phi_{стар}$ , вычисленного изменения в  $\phi$ ,  $\Delta\phi$  и фактора недостаточной релаксации, а, следующим образом:

$$\phi = \phi_{\text{стар}} + \alpha \cdot \Delta\phi \quad (2.43)$$

Когда коэффициент релаксаций  $\alpha$  в уравнении (2.43) находится между 0 и 1, его эффект находится в состоянии релаксаций, а когда он больше 1, возникает избыточная релаксация. Оптимальное значение  $\alpha$  зависит от ряда факторов, таких как характер проблемы, количество точек сетки, расстояние между сетками и используемая итерационная процедура. Обычно подходящее значение  $\alpha$  может быть найдено по опыту и из предварительных вычислений для данной задачи. В таблице 2.7 приводятся значения коэффициентов релаксации  $\alpha$ , принятых при решении переменных.

Таблица 2.7 – Коэффициенты релаксации

Переменные	Коэффициент релаксации $\alpha$
Pressure	0,3
Density, Body Forces, Turbulent Viscosity, Energy, NO, Temperature, Mean Mixture Fraction	1
Momentum	0,7
k, $\epsilon$	0,8
Temperature Variance, Mixture Fraction Variance	0,9

## 2.5 Результаты моделирования турбулентности. Изотермическая модель без учета химических реакций горения

При моделировании для основного анализа были выбраны следующие параметры: скорость потока  $u$  и интенсивность турбулентности  $\epsilon = u'/S_L$  по формуле (2.1).

В ходе моделирования угол поворота лопаток  $\beta_1$  воздушного завихрителя на входе изменялся в соответствии со значениями 70, 60, 40, 30°.

На рисунке 2.7 представлено распределение скорости потока газо-воздушной смеси через предлагаемый микромодуль.

Рассмотрим общие тенденции и особенности каждого отдельного случая.

Минимальное значение скоростей наблюдается в приосевой зоне. В отдельных участках значение приближается к нулю. Это легко объяснимо тем, что основная воздушная масса кроме вихревого движения имеет также центробежное. Торможение потока на оси у входа является результатом физического препятствия в виде топливного сопла. При больших углах  $\beta_1$  (60-70°) основной поток входного воздуха резко перенаправляется к стенкам микромодуля, прижимаясь к ним, и далее уже движется в пристенной области, тормозясь об пассивный центральный поток. Максимальное значение скоростей распределяется по периферии живого сечения. Толщина пристенной зоны высокой скорости увеличивается с понижением угла  $\beta_1$  на фоне сокращения осевого пространства низкой скорости. Пик скорости 20-50 м/с имеет место непосредственно около завихрителя (эффект конфузора). Основной вывод на

основании рисунка 2.7: чем меньше угол  $\beta_1$ , тем более полно камера заполнена потоком с высокой скоростью. Наиболее предпочтителен вариант  $\beta_1 = 40^\circ$ , так как данный случай демонстрирует максимально равномерное распределение скорости по камере на уровне 1,6 м/с, в отличие от варианта с  $\beta_1 = 30^\circ$ , где пики и неравномерности скоростей могут привести к нестабильности работы микро модуля в целом.

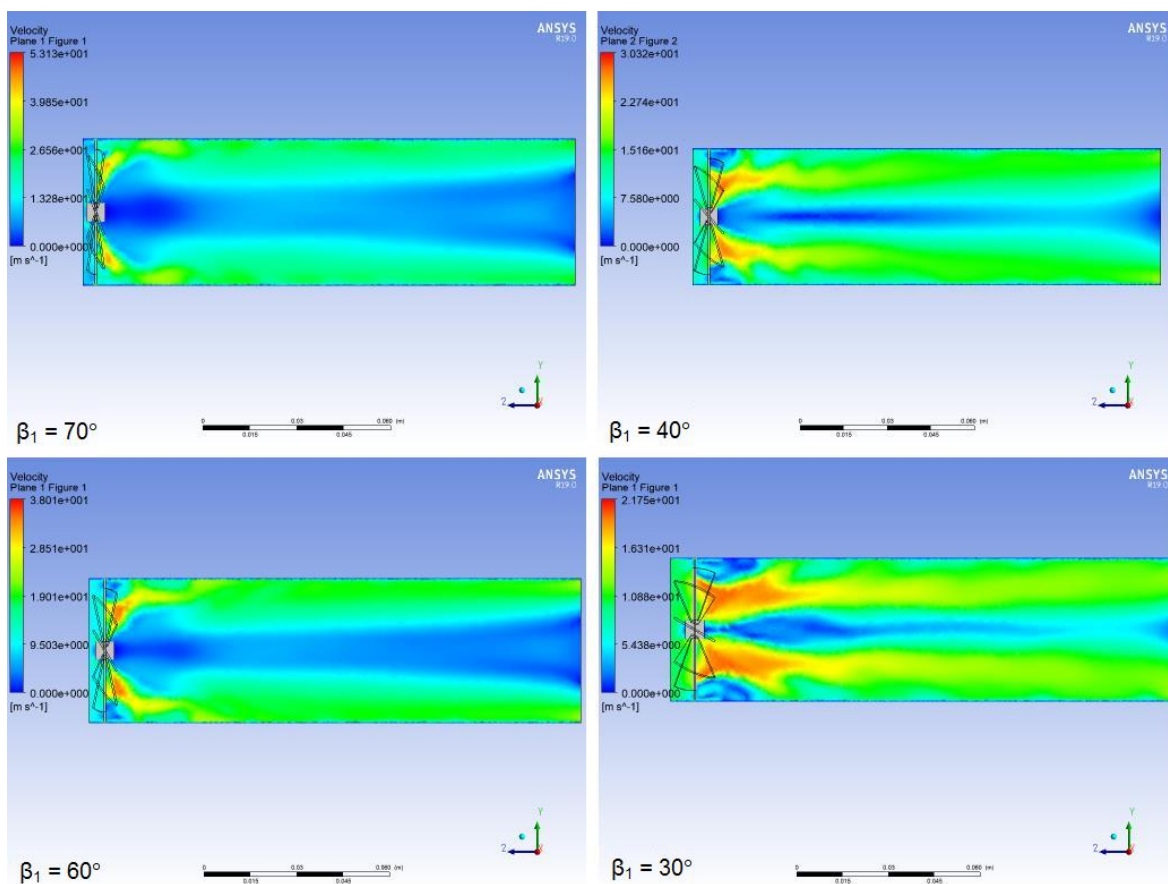


Рисунок 2.7 - Распределение скорости в микро модуле

Параметры турбулентности представлены на рисунке 2.8.

Как и следовало ожидать турбулентность распределяется по микро модулю аналогично распределению скорости, так как является производной от неё. В приосевой зоне значения стремятся к 1, что свидетельствует об низкой турбулентности или вовсе об её отсутствии. Ближе к стенкам интенсивность возрастает. Тонкий пограничный слой около стенок имеет также низкую интенсивность в результате естественного торможения потока о стенку. Входной регистр формирует зону максимальной интенсивности после себя. С понижением значения угла  $\beta_1$  зона интенсивной турбулентности растягивается вглубь камеры. В случае с углом  $\beta_1 = 30^\circ$  имеется разрыв основного потока с образованием двух очагов турбулентности, значения которых не превышают среднего уровня интенсивности для случая с  $\beta_1 = 40^\circ$ .

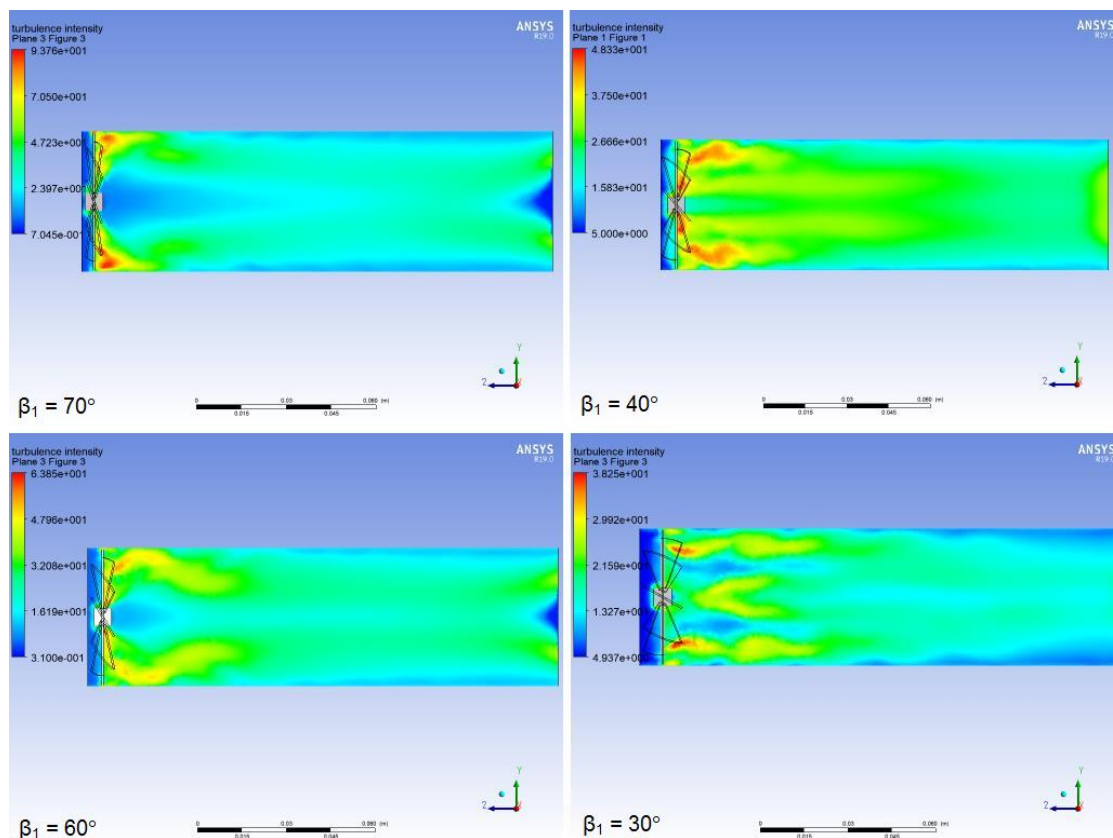


Рисунок 2.8 - Интенсивность турбулентности

Напомним, что в цели и задачи диссертации входит достижение высокой интенсивности турбулентности, максимально распределенной по возможности на весь объем камеры. Исходя из этой задачи *оптимальным углом считается  $\beta_1 = 40^\circ$* . Такой угол поворота лопаток входного завихрителя обеспечивает наиболее равномерное по объёму камеры поле интенсивности турбулентности и скорости потока. Так же дополнительный фактор в пользу выбора угла  $\beta_1 = 40^\circ$  – это плавный рост турбулентности в сторону выходного сечения, что положительно скажется на условиях горения при выходе обедненной смеси из микромодуля.

На рисунке 2.7 ( $\beta_1 = 40^\circ$ ) видно, что грань перехода пиковых значений к равномерным скоростям приходится на поперечное сечение одного калибра вглубь камеры (50 мм от края микромодуля). Рисунок 2.8 ( $\beta_1 = 40^\circ$ ) также подтверждает это. В результате *основная рекомендация – это смонтировать топливную форсунку с выступом в 1,0 калибр внутрь относительно фронтальной поверхности камеры. Подача топлива рекомендуется не осевая, а радиальная для лучшего захвата топлива воздушными массами*. Такое устройство будет способствовать улучшенному образованию топливо - воздушной смеси.

В подтверждение или отрицание полученных результатов для более точных и научно обоснованных выводов на крайнем этапе исследования был осуществлен изотермический и эксперимент и эксперимент с сжиганием пропана, описанные в следующей главе.

## 2.6 Результаты моделирования горения. “Горячая” модель с учетом химических реакций горения

Основная задача «горячего» моделирования горения заключается в смещении пламени за пределы модульной горелки либо к частичному выведению со снижением среднего уровня температурного поля внутри устройства с целью снижения термической нагрузки на устройство, на фоне сокращения выбросов  $\text{NO}_x$ . В основе исследования лежит CFD моделирование в программном пакете Ansys Fluent для определения оптимальных геометрических параметров модульной горелки, влияющих на ход пламени и эмиссию  $\text{NO}_x$ . В качестве исследуемых параметров были приняты угол выхода топлива из топливной трубки  $\alpha$  и угол поворота лопаток входного воздушного завихрителя  $\beta_1$  (как и в холодном эксперименте).

### 2.6.1 Методы

Схема исследуемой модульной горелки представлена на рисунке 2.9. Геометрия модульной горелки для CFD-модели и последующих экспериментальных устройств идентичны. Установка (рисунок 2.9 а) состоит из модульной горелки и камеры сгорания. Модульная горелка (рисунок 2.9, с)) является основным объектом исследования и состоит из цилиндрического корпуса, трех завихрителей и топливоподающей трубки (рисунок 2.9 d) с восьмью отверстиями, установленными под углом  $\alpha$  к оси. Через данные отверстия топливо подается в поток окислителя. На первом этапе численного анализа угол выхода топлива из выходных отверстий топливной трубки  $\alpha$  подвергался изменениям. Исследовались три положения угла  $\alpha=90^\circ$ ,  $60^\circ$  и  $40^\circ$ . В корпусе установлено три завихрителя, один – на входе воздуха в модуль и два других – на выходе топливо-воздушной смеси из устройства. Каждый завихритель имеет восемь лопаток с углом установки  $\beta$  относительно продольного сечения самого завихрителя. Угол лопаток  $\beta_1$  первого завихрителя варьировался по значениям  $30$ ,  $40$ ,  $50^\circ$  во время численного исследования. Углы лопаток второго и третьего выходных завихрителей оставались постоянными  $\beta_2=-30^\circ$  и  $\beta_3=20^\circ$ . Угол лопаток  $\beta_2$  второго завихрителя имеет отрицательное значение вследствие того, что угол поворота лопаток направлен в противоположенную сторону относительно лопаток двух других завихрителей.

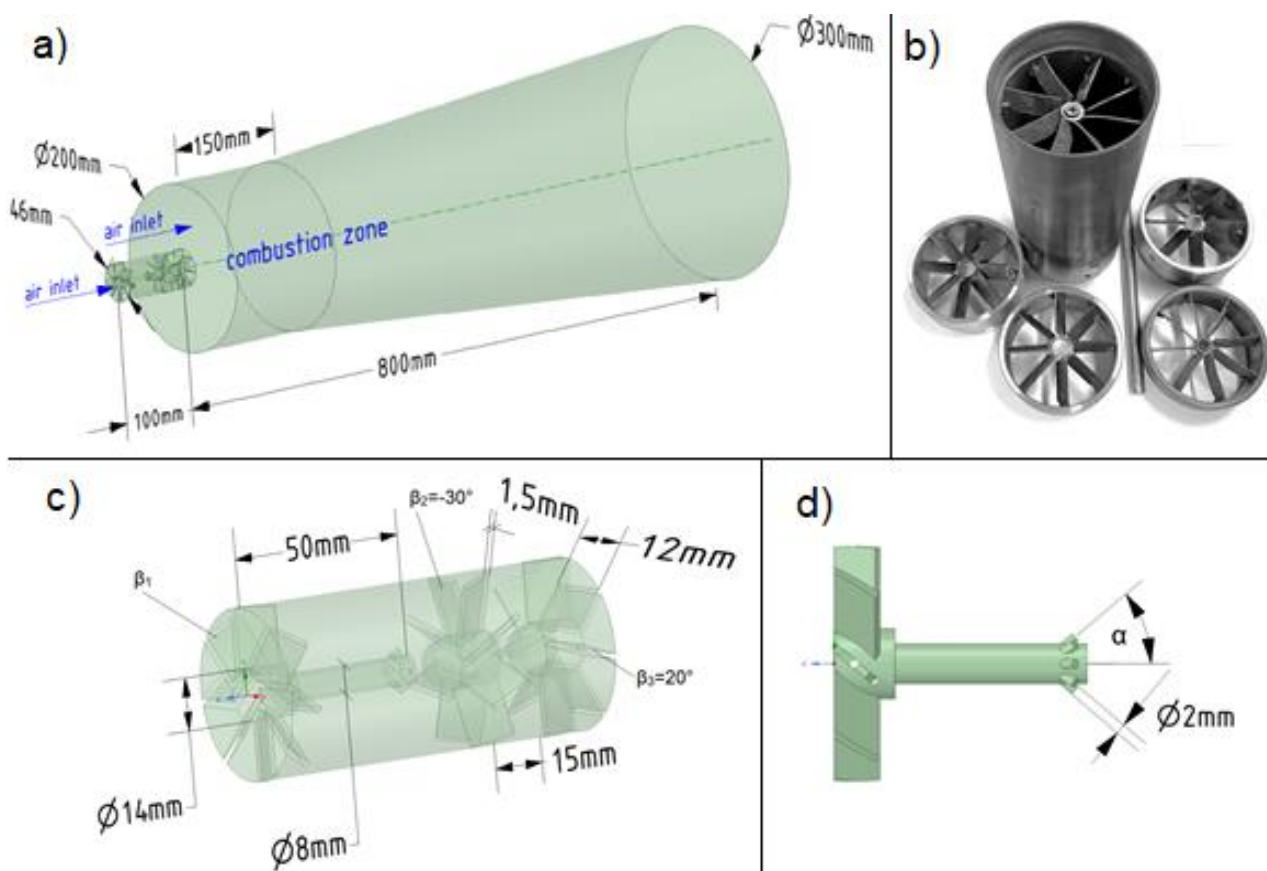
При моделировании в CFD математические уравнения неразрывности, импульса и энергии решались методом конечных объемов [126]. Поток предполагается стационарным и несжимаемым.

Авторы [128] отмечают, что эффект лучистой теплопередачи не оказывает существенного влияния на потерю энтальпии. Поэтому в данном расчете модель излучения не применялась.

Для дискретизации выше приведенных основных уравнений методом конечных объемов была использована схема Second Order Upwind. Члены диффузии дискретизируются по центральной схеме второго порядка, а члены конвекции - по схеме противоположного потока. Алгоритм SIMPLE [129] используется для разделения уравнений Навье-Стокса на скорость и давление.



При этом коэффициент пониженной релаксации для параметров был установлен по умолчанию.



а – 3D модель; б – модель для эксперимента; с – модульная горелка с габаритными размерами; д–топливная трубка

Рисунок 2.9 - Схема модульной воздушной форсунки

Заданные граничные условия, представленные в таблице 2.8. Для расчета эмиссий  $\text{NO}_x$  был выбран термический и быстрый механизм.

Таблица 2.8 – Граничные условия

Параметры	Значение
1	2
<i>Входной поток</i>	
Температура	288 К
Избыточное давление	30 кПа
Массовый расход	0,0006 кг/с
Интенсивность турбулентности	5%
Гидравлический диаметр	0,016 м
<i>Входящий воздух</i>	
Температура	288



Продолжение таблицы 2.8

1	2
Избыточное давление	0 Па
Скорость	11 м/с
Интенсивность турбулентности	2%
Гидравлический диаметр	0,186 м
<i>Выходной поток</i>	
Избыточное давление	0 Па
Температура обратного потока	288 К
Интенсивность турбулентности	2%
Гидравлический диаметр	0,3 м

### 2.6.2 Влияние угла выхода топлива на структуру пламени

Как отмечалось выше, первым анализируемым параметром был выбран угол выхода топлива из топливной трубки  $\alpha$ . На рисунке 2.10 показано влияние угла выхода топлива  $\alpha$  внутри модуля на структуру пламени и его расположения относительно модульной форсунки. В случае с углом выхода топлива  $\alpha=90^\circ$  топливно-воздушная смесь начинает гореть внутри модуля. Воздух заходит в модуль сильно закрученным потоком, поэтому в центре модуля образуется зона низкого давления, провоцирующая обратные потоки воздуха. Часть топлива захватывается обратным потоком воздуха и двигается ко входной части модуля, где горит. Как видно из градиента температур (рисунок 2.10) горение имеет место до топливных отверстий по ходу потока.

При  $\alpha=60^\circ$  и  $40^\circ$  горение до топливных отверстий отсутствует. Это связано с тем, что направление потока топлива совпадает с линейным направлением движения воздуха и поэтому обратные потоки уменьшаются, а топливно-воздушная смесь направляется к выходному завихрителю. Также из сравнения температурных градиентов для углов  $\alpha=60^\circ$  и  $40^\circ$  можно заметить, что при  $\alpha=60^\circ$  горение начинается между выходными завихрителями и профиль пламени на выходе из модульной горелки узкий. А при  $\alpha=40^\circ$  топливно-воздушная смесь горит на выходе из модульной горелки и пламя в большей мере распределено по сечению.

Другими словами угол подачи топлива  $\alpha=40^\circ$  позволяет максимально вывести фронт горения за пределы модульной форсунки. Частичное возгорание происходит в зоне между вторым и третьим выходными завихрителями. Таким образом для дальнейших модельных и экспериментальных исследований рациональным углом подачи топлива принят  $\alpha=40^\circ$ .

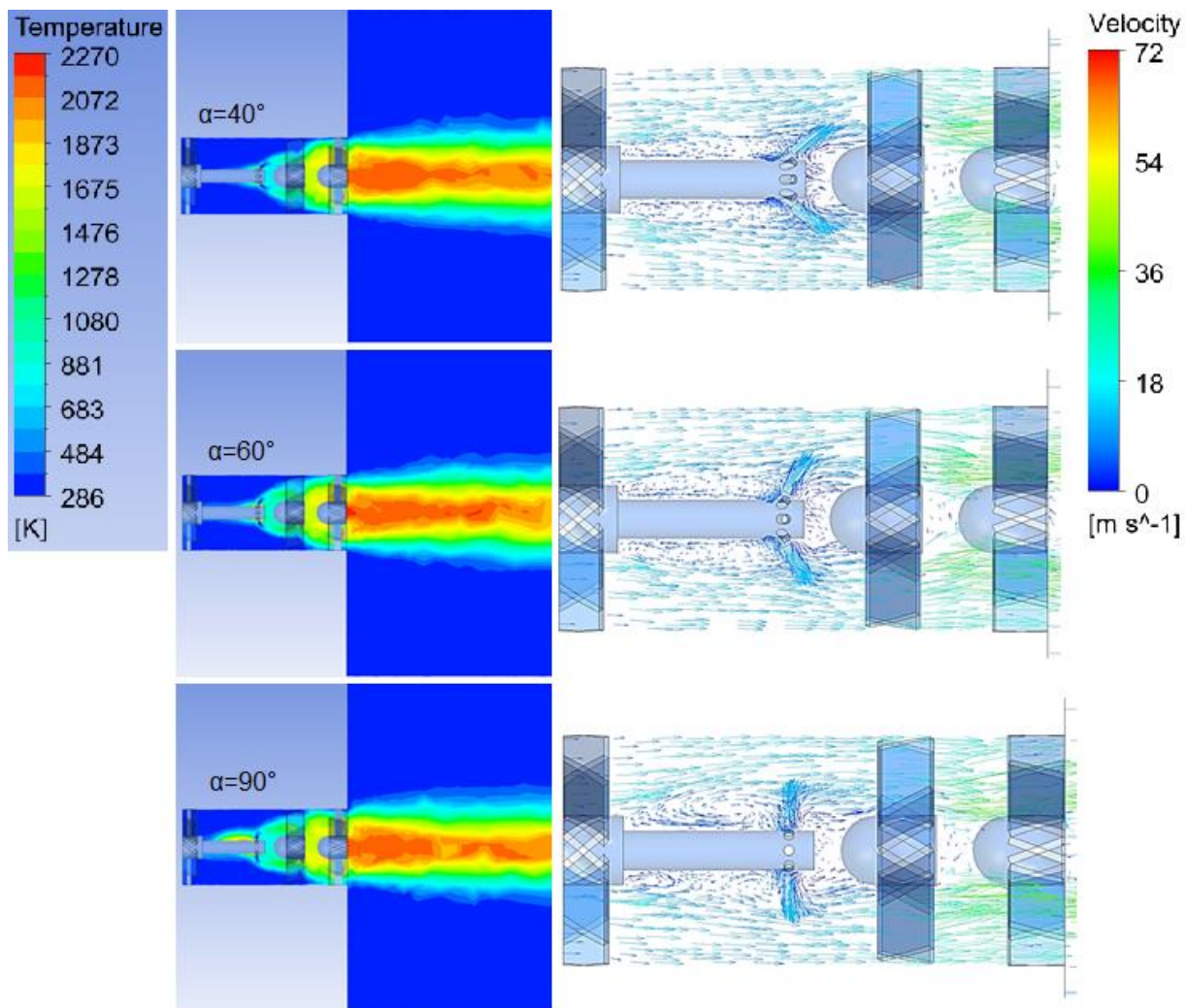


Рисунок 2.10 - Влияние угла выхода топлива  $\alpha$  на структуру пламени

### 2.6.3 Оценка угла закрутки воздуха (входной регистр)

Второй аналитически анализируемый фактор влияния на параметры горения – это угол закрутки первого входного завихрителя  $\beta_1$ . Результаты численного моделирования данного этапа приведены на рисунках 2.11-2.13. Во всех этих случаях углы установки лопаток выходных завихрителей оставались постоянными  $\beta_2 = -30^\circ$   $\beta_3 = 20^\circ$ . Варьировался только угол  $\beta_1$  в значениях  $30, 40$  и  $50^\circ$ . Рисунок 2.11 демонстрирует влияние угла  $\beta_1$  на форму пламени. Наиболее длинное пламя наблюдается при  $\beta_1 = 30^\circ$ , а короткое – при  $50^\circ$ . Длина пламени с температурой выше  $1650$  К при  $\beta_1 = 30, 40$  и  $50^\circ$  составляет  $460$  мм,  $300$  мм и  $190$  мм соответственно. Это объясняется тем, что при низких углах закрутки воздуха радиальная составляющая скорости потока преобладает над тангенциальной, поэтому воздух с топливом не успевают смешиваться внутри модуля. Смешивание происходит преимущественно на выходе из него и пламя получается расширенным, периферийным. При  $\beta_1 = 50^\circ$  из-за сильной закрутки воздуха, смесь образуется интенсивно внутри модуля и зона горения смещается внутрь модульной горелки. Поэтому получается короткое пламя на выходе из него (рисунок 2.11). Из рисунка 2.11 видно, что при  $\beta_1 = 40^\circ$  температурный пик пламени концентрируется на выходе горелки и длина факела получается средней

по сравнению с двумя другими.

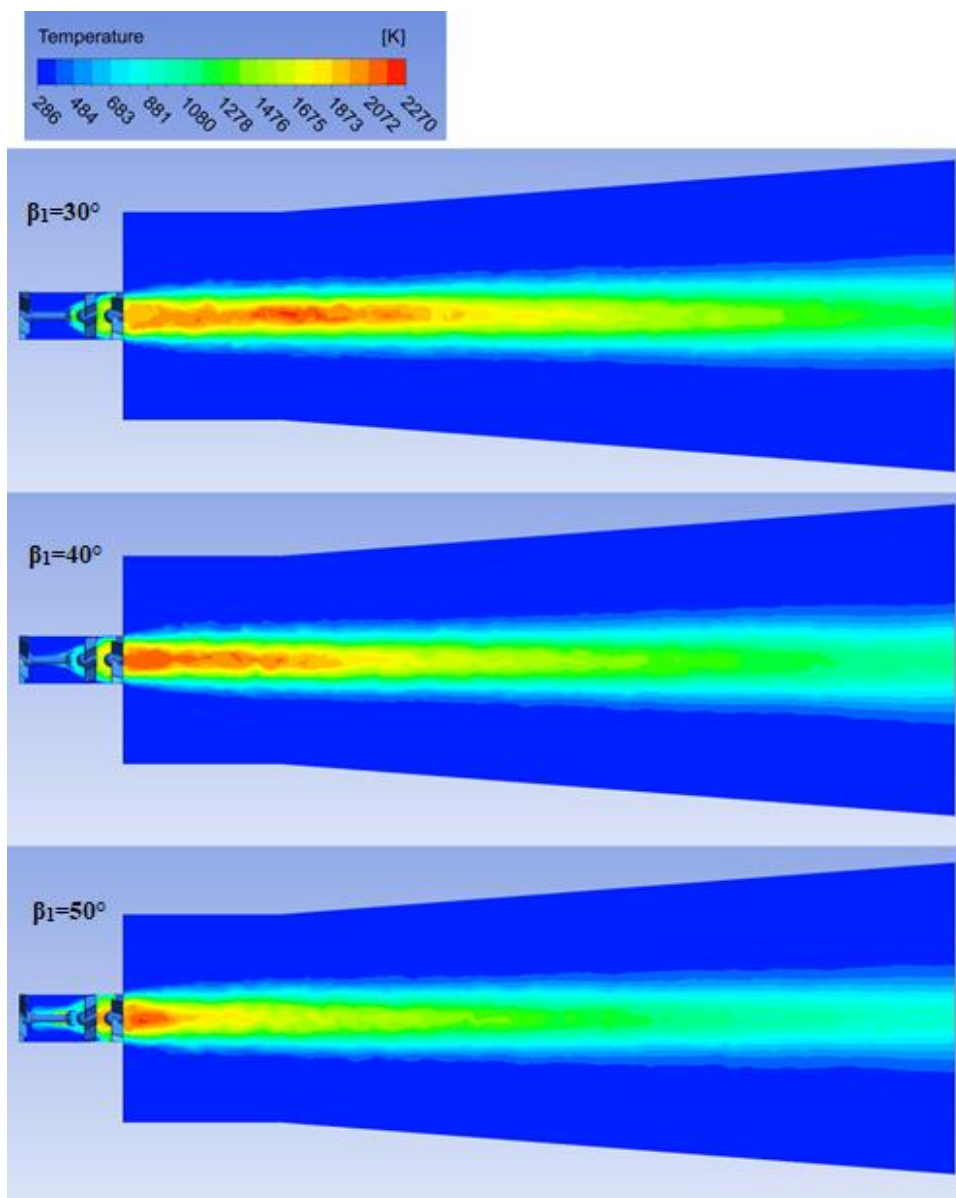


Рисунок 2.11 - Длина факела при различных углах  $\beta_1$

Также из рисунков 2.12-2.13 видно, что вариация  $\beta_1$  влияет еще и на структуру потока внутри модульной воздушной форсунки. При сильной закрутке потока воздуха ( $\beta_1 = 50^\circ$ ), он движется по периферии модуля и по оси образуется зона низкого давления как отмечалось ранее. К этой зоне с обратными потоками подступает топливо-воздушная смесь и начинается горение до топливного отверстия (рисунок 2.12 с). С уменьшением угла  $\beta_1$  это зона уменьшается (рисунок 2.12 а, б). При  $\beta_1 = 30^\circ$  она вовсе отсутствует.

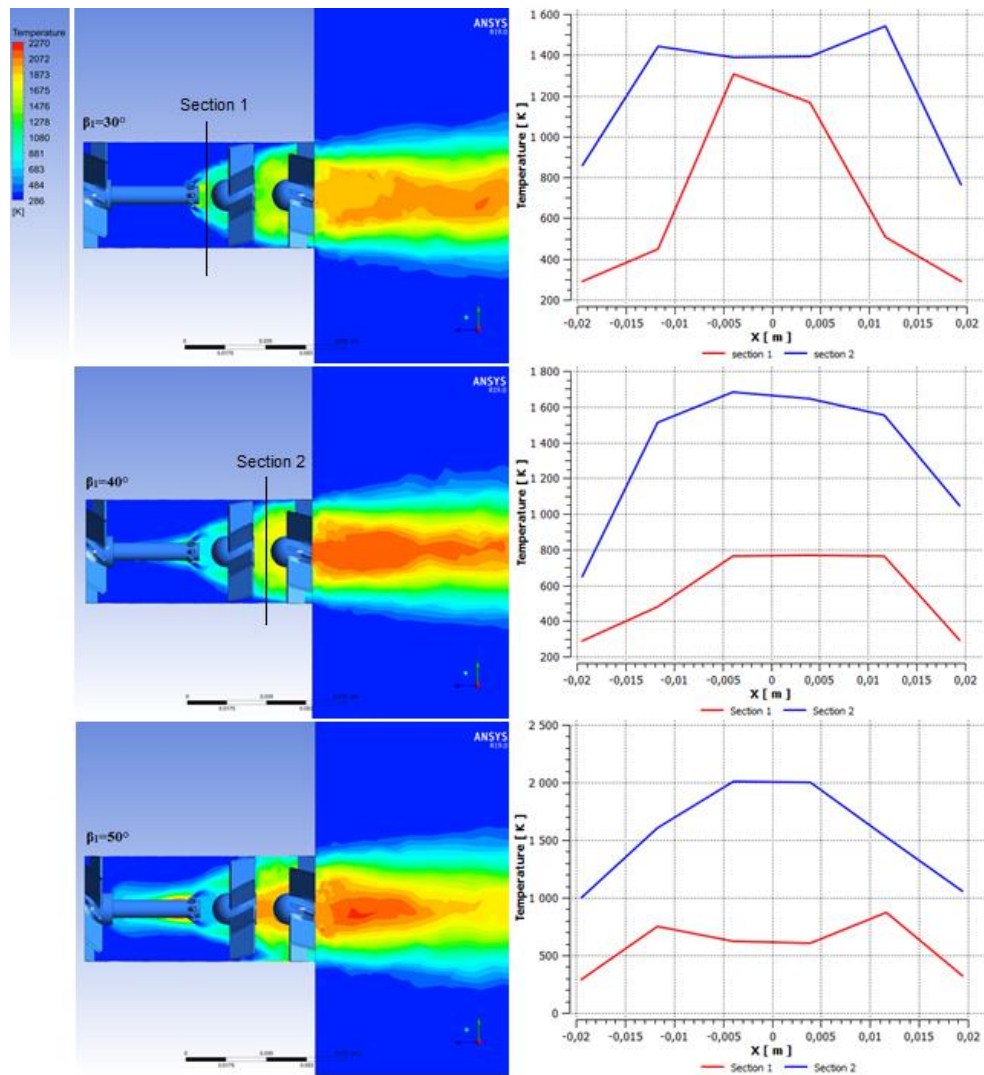


Рисунок 2.12 - Структура потока и график температуры в сечениях 1 и 2 при различных  $\beta_1$

В рамках численного исследования были проанализированы уровень и профиль температуры в сечениях 1 и 2 (рисунок 2.12). Эти сечения были выбраны по причине того, что горение часто задевает их и они находятся под воздействием высоких температур пламени. Напомним, что одна из задач исследования является выведением основного горения за пределы модульной форсунки. Данные сечения геометрически находятся на расстоянии 55 и 80 мм от входа модульной форсунки. То есть сечение 1 это область между топливоподающей трубкой и вторым завихрителем, а сечение 2 – между выходными вторым и третьим завихрителями (рисунок 2.12). Эти области является ключевыми, так как по ним можно судить об интенсивности смешивания топлива с воздухом и структуре потока. Из температурных графиков на рисунке 2.12 видно, что с ростом угла закрутки потока  $\beta_1$  в сечении 1 уровень температур становится более равномерным, а его значение сокращается. При этом максимальные значения (приблизительно 800 К) существенно не изменяются при увеличении угла  $\beta_1$  более 40°. Сечение 2 изменяет свою температуру в сторону увеличения с ростом угла  $\beta_1$ . Распределение температуры



по сечению 2 становится менее равномерным. Резюмируя (рисунок 2.14), сечение 1 имеет максимальную температуру при  $\beta_1=30^\circ$ , а минимальную – при  $\beta_1=50^\circ$ , но очень близкую к условиям при  $\beta_1=40^\circ$ . Сечение 2 имеет пик максимальной температуры при  $\beta_1=50^\circ$ , в то время как минимальная температура свойственна углу  $\beta_1=30^\circ$ . Так угол  $50^\circ$  имеет наилучшие температурные условия для сечения 1 (близкие к условиям для угла  $40^\circ$ ), но при этом является худшим вариантом для сечения 2. Угол  $30^\circ$  демонстрирует противоположные данные: максимум в сечении 1 и минимум в сечении 2. Следовательно угол  $40^\circ$  обеспечивает наиболее щадящий режим работы для обоих сечений. Среднее между двумя сечениями значение температуры наименьшее при  $\beta_1=40^\circ$ . Градиенты температур на рисунке 2.13 также подтверждают оптимальность угла  $\beta_1=40^\circ$ . В сечении 1 локальная максимальная температура при  $\beta_1=30^\circ$  и  $40^\circ$  фиксируется по оси модуля и составляет, соответственно, 1300 К и 780 К, а при  $\beta_1=50^\circ$  - на половине радиуса модуля со значением 850 К. В сечении 2 температура достигает 1550 К при  $\beta_1=30^\circ$  в точке половины радиуса модуля. При  $\beta_1=40^\circ$  и  $50^\circ$  температура по оси 1690 К и 2020 К соответственно.

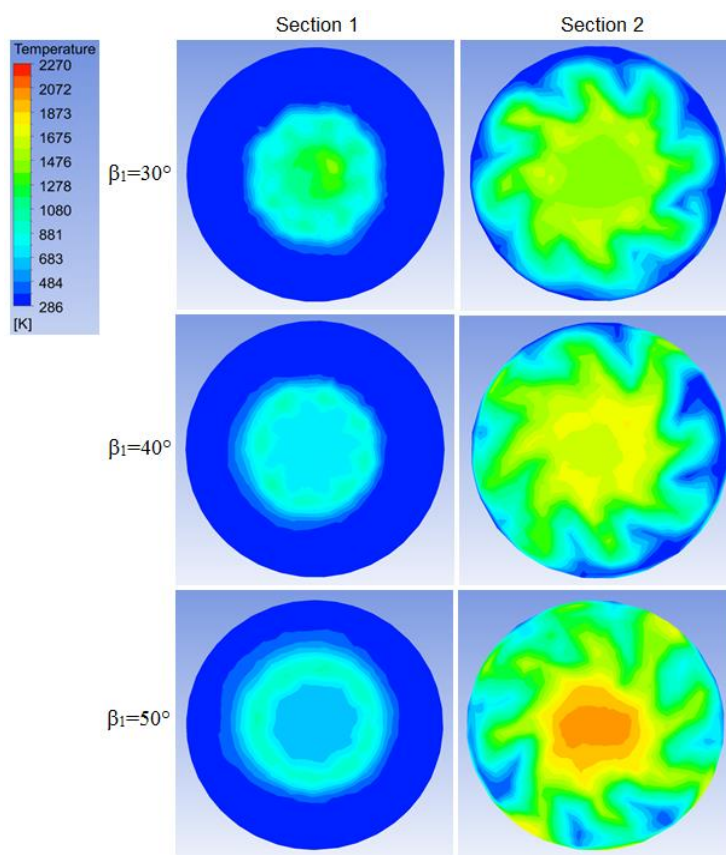


Рисунок 2.13 - Градиент температуры в сечениях 1 и 2

Такое распределение температуры можно объясняется следующим. При слабой закрутке потока  $\beta_1=30^\circ$  из-за большой радиальной составляющей скорости воздуха, топливо, не успевая перемешиваться, отводится, но при этом

его часть попадает в приосевую зону сечения 1 и начинает частично гореть. Поэтому в этой зоне устанавливается большая температура по сравнению с другими углами. При сильной закрутке  $\beta_1=50^\circ$  воздух в основном концентрируется по периферии в пристеночной зоне модуля и топливо в сечении 1, смешиваясь с ним, дает в этой зоне более равномерный температурный график. Далее топливо-воздушная смесь проходя второй завихритель концентрируется по центру в сечении 2 и начинает гореть в данной зоне, что свидетельствует о проникновении пламени внутрь модуля. При  $\beta_1=40^\circ$  температура в отмеченных зонах относительно низкая и равномерная, что является наиболее предпочтительным вариантом с позиции максимально возможного вывода пламени за пределы модуля.

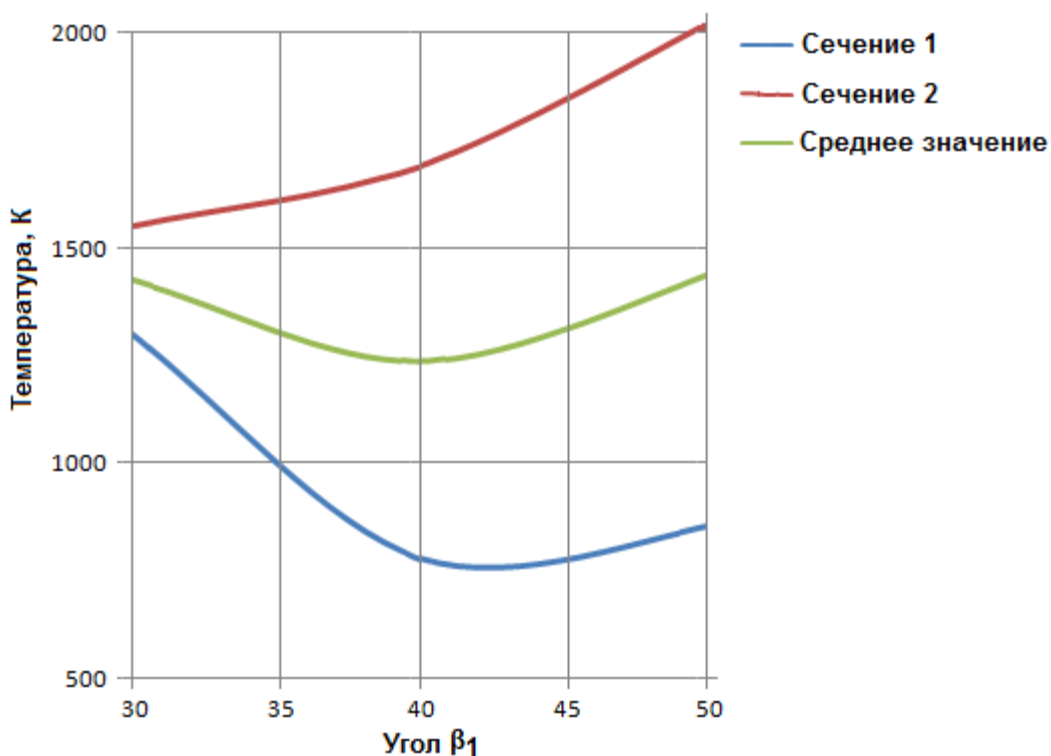


Рисунок 2.14 - Зависимость максимальной температуры в сечении 1 и 2 от угла  $\beta_1$

Расчетные значения объёмов вредных выбросов оксидов азота для проверки модели на адекватность будут представлены в следующей главе вместе с экспериментом.

#### 2.6.4 Оценка угла закрутки выходного регистра

Для математической оценки влияния угла поворота лопаток выходного завихрителя на процесс горения в программной модели был изменен параметр угла  $\beta_3$  до значения  $50^\circ$ . На рисунках 2.15-2.17 приводятся результаты CFD моделирования микромодульной воздушной форсунки при постоянных значениях  $\beta_2=-30^\circ$  и  $\beta_3=50^\circ$ , с переменным  $\beta_1=30, 40, 50^\circ$  по полной аналогии с предыдущее описанным вариантом. Из рисунка 2.15 заметно, что на структуру

пламени на выходе из ММВФ влияет также угол лопаток выходного завихрителя  $\beta_3$ . При  $\beta_3=50^\circ$  длина пламени короче, чем при  $\beta_3=20^\circ$  (рисунок 2.11). Это связано тем, что с ростом угла лопаток выходного завихрителя из-за сильной закрутки потока на оси горелки образуется зона обратного тока (ЗОТ) горячих продуктов сгорания. Они на выходе из ММВФ создают высокотемпературную концентрированную область пламени. Температура пламени при  $\beta_3=50^\circ$  на 70-100°K больше чем при  $\beta_3=20^\circ$ . Степень влияние на структуру потока  $\beta_1$  при  $\beta_3=50^\circ$  аналогична условиям при  $\beta_3=20^\circ$ , что подтверждают выводы по рисункам выше. Проскок пламени во внутрь микромодуля в большей степени наблюдается при  $\beta_1=50^\circ$ .

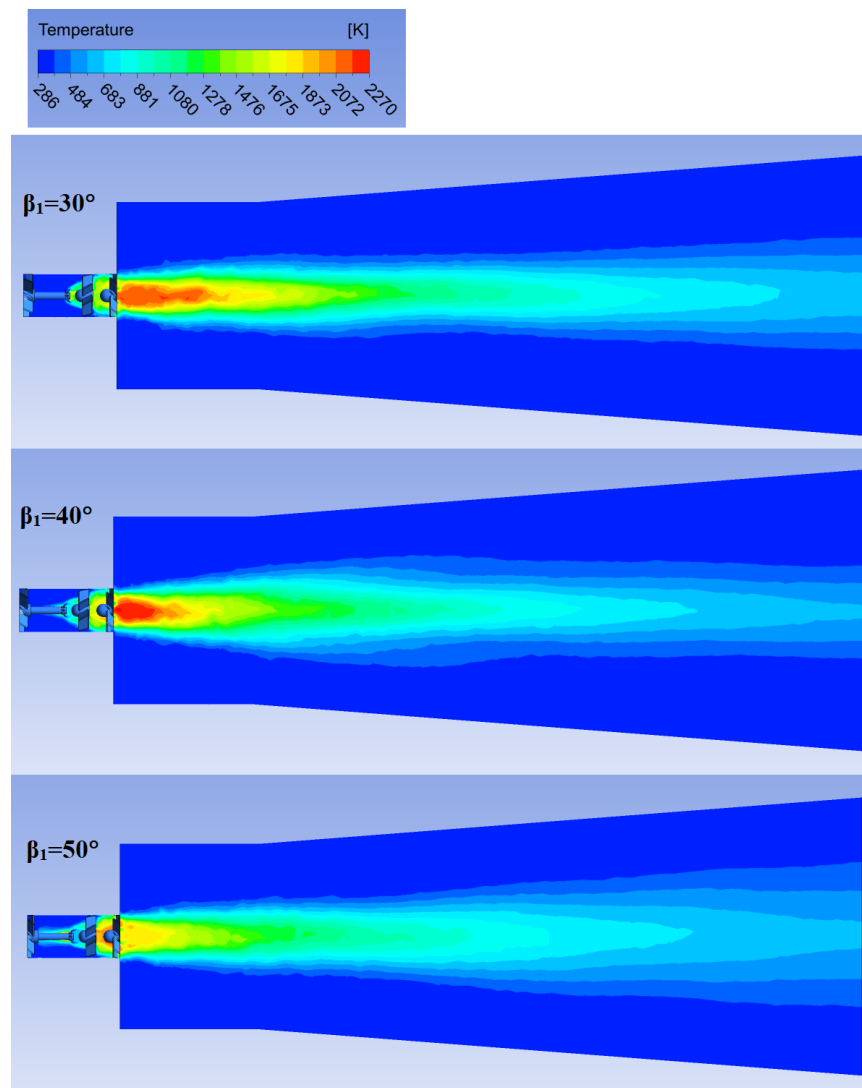


Рисунок 2.15 - Длина факела при различных углах  $\beta_1$  ( $\beta_3=50^\circ$ )

Рисунок 2.16 показывает, что поток внутри ММВФ в основном зависит только от  $\beta_1$ . Результаты градиента температуры потока внутри ММВФ по первому сечению при  $\beta_3=50^\circ$  (рисунок 2.16) идентичны результатам при  $\beta_3=20^\circ$  (рисунок 2.12). Исключением является контрольное сечение 2, в котором уровень средней температуры больше (рисунки 2.16, 2.17). Отличие возникает

по причине того, что поворот лопаток выходного завихрителя  $\beta_3$  на  $50^\circ$  создает большее гидравлическое сопротивление, которое приводит к торможению ТВС и заполнению контрольного сечения.

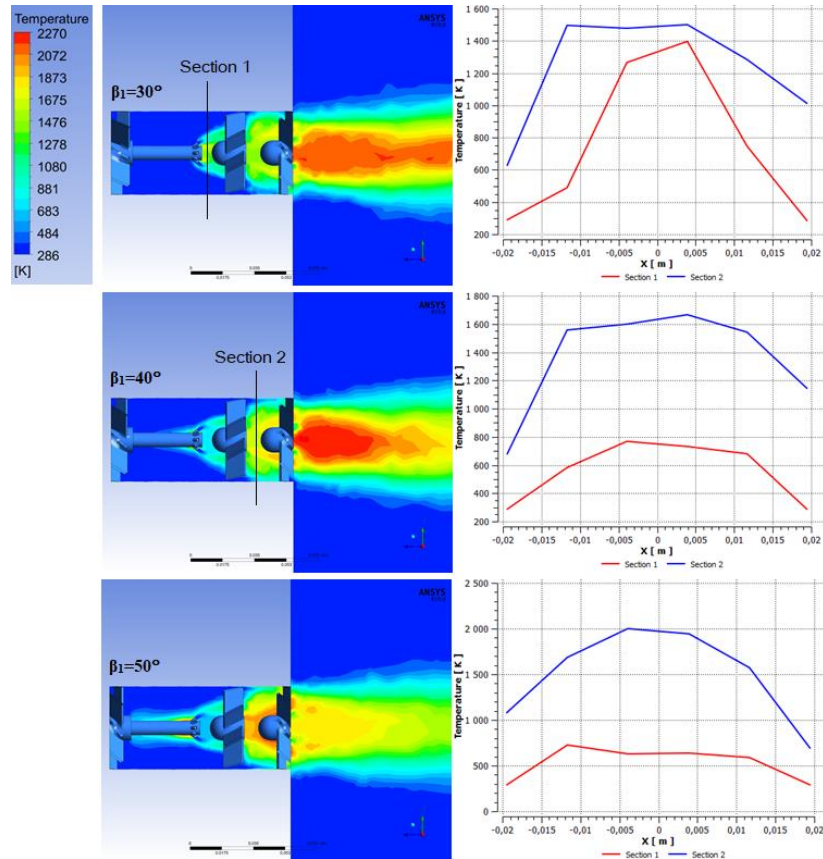


Рисунок 2.16 - Структура потока и график температуры в сечениях 1 и 2 при различных  $\beta_1$  ( $\beta_3=50^\circ$ )

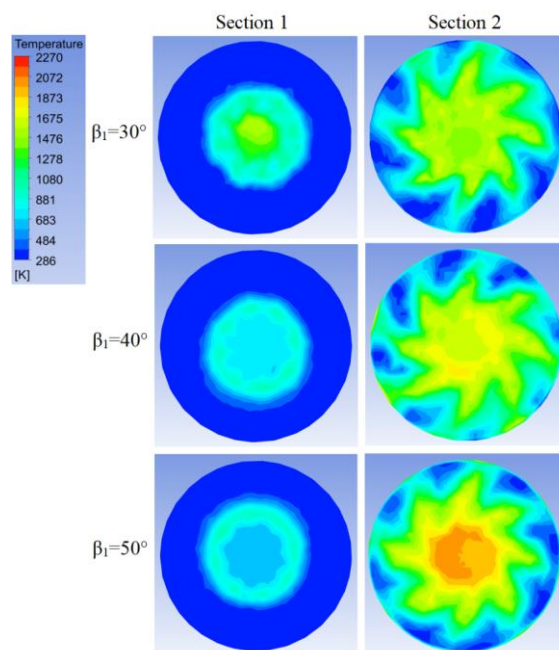


Рисунок 2.17 - Градиент температуры в сечениях 1 и 2 при  $\beta_3=50^\circ$



Из выше приведенного анализа можно сделать вывод о том, что угол лопаток выходного завихрителя  $\beta_3$  не сильно влияет на перемешивание ТВС, а определяет форму пламени на выходе из ММВФ. Поэтому меньшее значение  $\beta_3$  является оптимальным с позиции минимально гидравлического сопротивления. Анализ влияния входного  $\beta_1$  и выходного угла  $\beta_3$  на эмиссию CO и NO<sub>x</sub> приведен в третьей главе для удобства сравнения расчетных и экспериментальных данных.

## 2.7 Выводы

В соответствии с изложенными данными в главе с целью достижения высокой интенсивности турбулентности, максимально распределенной по возможности на весь объем камеры, рекомендован оптимальный угол  $\beta_1 = 40^\circ$ . Такой угол поворота лопаток входного завихрителя обеспечивает наиболее равномерное по объёму камеры поле интенсивности турбулентности и скорости потока. Так же дополнительный фактор в пользу выбора угла  $\beta_1 = 40^\circ$  – это плавный рост турбулентности в сторону выходного сечения, что положительно скажется на условиях горения при выходе обедненной смеси из микромодуля. К тому же численный анализ на основе RANS модели горения показал, что угол лопаток  $\beta_1$  входного завихрителя определяет интенсивность смешивания топливо-воздушной смеси, форму пламени и его эмиссионных характеристик.

Грань перехода пиковых значений к равномерным скоростям приходится на поперечное сечение калибра 1,0 вглубь камеры (46-50 мм от края микромодуля). Автор исследования рекомендует монтировать топливную форсунку с выступом в 1,0 калибр внутрь относительно фронтальной поверхности камеры. Подача топлива рекомендуется не осевая, а радиальная для лучшего захвата топлива воздушными массами. Такое устройство будет способствовать улучшенному образованию топливо - воздушной смеси.

Оптимальный угол выхода топлива из топливной форсунки в пространство микромодуля составляет  $\alpha = 40^\circ$ . Как выяснилось, угол  $\alpha$  существенно влияет на структуру потока внутри модульной воздушной форсунки и позволяет эффективно снижать агрессивное влияние пламени на конструкцию микромодуля.

Качественно, на основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

– При снижении угла  $\alpha$  топливо-воздушная смесь перемещается к выходу модульной воздушной форсунки и исключается горение до топливного отверстия. При углах  $\alpha$  более 40 обратный поток воздуха, обусловленный собственной закруткой, захватывает часть топлива в приосевую зону низких давлений, создавая очаг горения внутри модуля.

– С увеличением угла  $\beta_1$  в потоке воздуха, поступающем в модульную воздушную горелку, растет радиальная составляющая скорости. Это ведет к интенсивному перемешиванию топлива и окислителя, что сокращает длину пламени на выходе из модуля. При слабой закрутке входящего воздуха в модуле

преобладает аксиальная компонента скорости потока. Поэтому топливо-воздушная смесь не успевает полностью смешиваться внутри и на выходе модуля образуется удлиненное пламя, похожее на диффузионное горение. В итоге горение смещается за пределы модуля.

– Углы закрутки  $\beta_1=30$  и  $50^\circ$  создают высокие температуры в зоне выходных завихрителей модульной воздушной горелки из-за преобладания аксиальной и радиальной компоненты скорости. То есть зона горения топливо-воздушной смеси смещается внутрь модуля. Угол  $\beta_1=40^\circ$  является наиболее предпочтительным с позиции минимального значения усредненной температуры в выходной зоне модуля.

– С повышением угла  $\beta_1$  эмиссия оксидов азота снижается. Это объясняется следующим: во первых, высокая интенсивность турбулентности повышает флуктуацию топлива и окислителя; во вторых, уменьшает время пребывания компонентов реакции в зоне повышенных температур. Подробно результаты моделирования эмиссий  $\text{NO}_x$  приводятся в следующей главе для удобства в сравнении с экспериментальными замерами.

– С повышением угла  $\beta_1$  температура на выходе из камеры сгорания снижается, так как сокращается длина факела и увеличивается расстояние до контрольной точки измерения.

Значения  $\alpha = 40^\circ$  и  $\beta_1=40^\circ$  рекомендуются для применения в лабораторной конструкции модульной горелке камеры сгорания газовой турбины для проверки представленной математической модели на адекватность.

## 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Глава содержит описание и результаты экспериментальных исследований, проведенных в рамках данной темы. Эксперимент несет своей задачей подтверждение (или опровержение) результатов математического моделирования, проведенного ранее. Первая часть главы рассматривает эмпирические данные изотермического определения потоков скорости и интенсивности турбулентности без учета химических преобразований. Вторая часть приводит сведения по результатам огневых «горячих» испытаний на примере горения пропана в исследуемом модуле.

### 3.1 Изотермический эксперимент

#### 3.1.1 Обзор экспериментальных исследований с применением термоэлектрического анемометра

Практическая необходимость измерения турбулентности в закрученных потоках видна из изучения уравнений Рейнольдса. При решении уравнений Рейнольдса для средних по времени скоростей требуется детализация турбулентных напряжений, обычно через турбулентную вязкость. В то время как молекулярная вязкость является реальным свойством потока, существующим независимо от того, находится ли вещество в движении или в состоянии покоя, турбулентная вязкость требует, чтобы некоторый поток среды стал «эффективным» и, таким образом, является не свойством вещества, а параметром его движения. Этот параметр описывает поведение и степень турбулентности в единицах средних по времени градиентов скорости, подразумевая предположение, что перенос турбулентности имеет градиентный тип.

Измерения турбулентности в сложном поле потока всегда были сложной проблемой, с которой сталкивались инженеры. В прошлом явления турбулентности подробно обсуждались различными авторами и предлагались различные методы измерения турбулентности [130-132]. Одним из наиболее широко используемых инструментов для измерения турбулентности является термоанемометр. Термоанемометр представляет собой электронный прибор с выносным чувствительным элементом в виде очень тонкой короткой металлической нити, нагреваемой электрическим током (Рисунок 3.1). В потоке газа нить охлаждается, что вызывает падение ее температуры и сопротивления. Реакция изменения сопротивления нити используется для получения информации о характеристике течения в измеряемой локальной области течения. Для измерения турбулентности в потоках воздуха обычно используются нити диаметром от 2 до 10 мкм длиной от 0,5 до 2 мм. Материалом нити может служить вольфрам, никель, платина или сплав платины с иридием [133, 134]. Наиболее распространенным типом является одиночный термоанемометр (с одной нитью). При использовании в одной ориентации и в двумерном потоке с доминирующим направлением потока один термоэлектрический провод может измерять продольные компоненты средней

по времени скорости и среднеквадратичные флуктуации скорости в определенном месте в поле потока. Двухпроводной зонд может использоваться для определения средних по времени скоростей, интенсивности продольной и поперечной турбулентности, а также взаимной корреляции между двумя компонентами пульсаций скорости [131, 135].

Одним из первых исследователей, экспериментально проводивших тщательное исследование турбулентности потока, был Чатурведи [136], который измерил среднюю скорость, давление и характеристики турбулентности в ограниченной струе со степенью расширения  $D/d = 2$ . Скорость и давление измерялись с помощью зонда Пито и стояночной трубки соответственно. Характеристики турбулентности были измерены с помощью одной термоэлектрической проволоки для определения  $u'$ . Сообщалось, что угловая зона рециркуляции (УЗР) простиралась до двух диаметров камеры ниже по потоку от выхода струи для случая внезапного расширения с высокой интенсивностью турбулентности на краю этой зоны. Позже Жания [137] измерил средние по времени скорости и полный тензор напряжений Рейнольдса для резко и постепенно расширяющейся ограниченной струи. Техника одиночной горячей проволоки с шестью ориентациями использовалась в ограниченной струе со степенью расширения 2. Результаты, полученные с помощью этой техники, оказались в хорошем согласии с результатами, полученными Чатурведи [136].

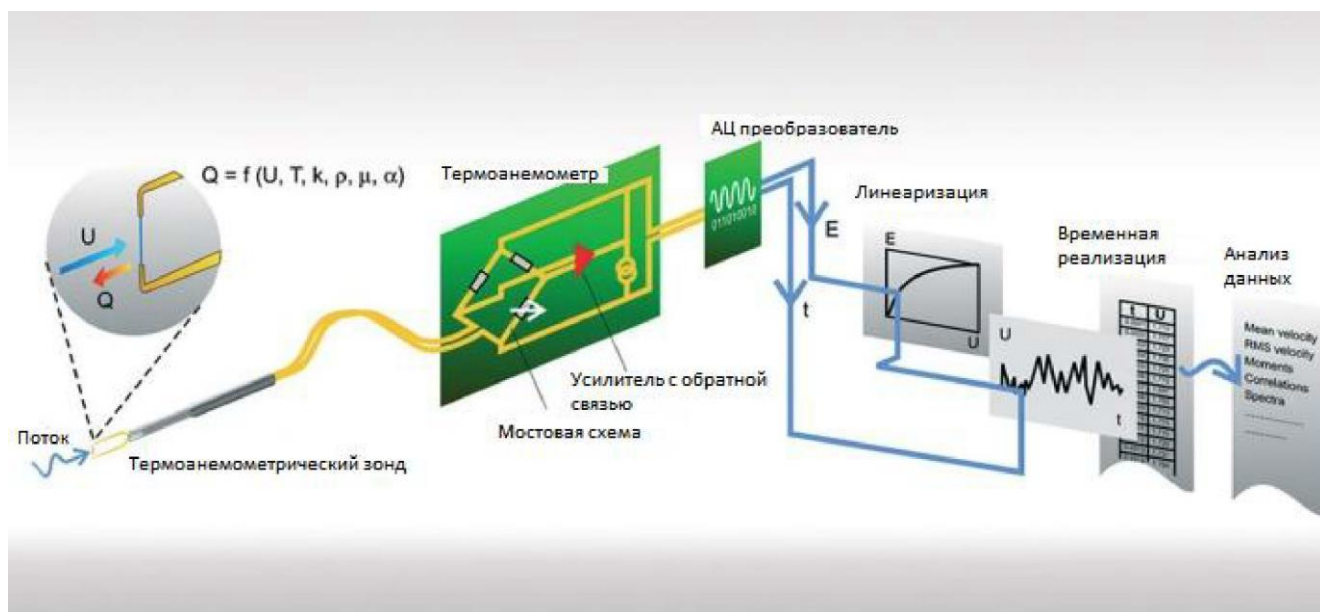


Рисунок 3.1 – Принцип устройства термоанемометра

Используя зонд Пито с пятью отверстиями и одну обычную термоэлектрическую проволоку, Ву и Гулдин [138] измерили средние по времени и турбулентные свойства ограниченной изотермической коаксиальной струи в условиях совместной и встречной закрутки. Они обнаружили, что уровни высоких турбулентных пульсаций и большие скорости диссипации характеризуют центральную область потока как для совместных, так и для встречных завихрений. Они предположили, что результаты химических реакций

оказывают меньшее влияние на внутреннюю структуру зоны рециркуляции и имеют гораздо меньшее значение для процесса горения, чем свойства турбулентного переноса в окрестности УЗР и межструйного сдвигового слоя. Тем не менее, они сообщили, что для случая совместной закрутки не было сформировано центральной зоны рециркуляции.

Техника одиночной горячей проволоки с шестью ориентациями была использована Жания и др. [139] в изотермической не закрученной и закрученной ограниченной струе со степенью расширения 2. Измерения в незакрученной струе выгодно отличались от измерений предыдущих исследователей [136, 140]. Представленные результаты по завихренной струе были весьма ограниченными, но показали, что вокруг областей рециркуляции существуют большие значения интенсивности турбулентности и сдвига даже для умеренных вихрей. Исследователи также выполнили анализ неопределенности метода горячей проволоки. Это включало в себя изменение определенных входных параметров для сокращения данных и определение процентного изменения выходных параметров. Они обнаружили, что наиболее неточным выходным членом был  $\overline{u'w'}$ .

Соммер [141] измерил усредненные по времени колебательные (флуктуирующие) свойства ограниченных коаксиальных струй и обнаружил, что УЗР действительно существует для случая совместной закрутки. Он обнаружил, что зона рециркуляции состоит из одноэлементного тороидального вихря, характеризующегося низкой внутренней скоростью закрутки, высокой интенсивностью турбулентности и большой скоростью турбулентной диссипации.

Проволочные измерения в сложном трехмерном поле потока значительно труднее, чем в одномерном или двумерном поле потока, в котором средний поток преимущественно в одном направлении. Для измерения трех скоростей и их соответствующих флуктуирующих компонентов в трехмерном поле потока, которое встречается при моделировании камеры сгорания, обычно используется метод тройной горячей проволоки.

Лауфер [142] использовал метод для определения скорости рассеяния вихрей. Он измерил пять из девяти производных в сумму и предположил, что изотропные соотношения могут использоваться для получения остатка. Его измерения были выполнены в полностью развитом турбулентном потоке в трубе, относительно легком поле потока. Однако его результаты содержали несколько несоответствий, в основном из-за ошибок, допущенных при измерении пяти различных производных. Лаун [143] также измерил рассеивание энергии в турбулентном потоке в трубе. Он пришел к выводу на основании своих собственных результатов и результатов Лауфера [142], что уравнение Лауфера, которое предполагает полную изотропию, не будет сильно ошибочным, если число Рейнольдса трубы больше  $9 \cdot 10^4$ . Любые незначительные ошибки, которые действительно существуют, могут быть связаны с плохой высокочастотной характеристикой горячего провода и конечной длиной провода. Процесс становится более изотропным с возрастанием числа Рейнольдса и наиболее близок к изотропному при  $Re = 9 \cdot 10^4$ . Лоун [143] использовал метод с числом

Рейнольдса  $9 \cdot 10^4$  с одним горячим проводом, а затем с двойным проводом (двумерное измерение); он обнаружил, что результаты не показывают большого разброса между двумя методами, что указывает на то, что при меньшем числе Рейнольдса можно использовать один нагревательный провод.

Техника трехпроводного зонда позволяет проводить необходимые одновременные измерения, на основе которых могут быть определены три мгновенных компонента скорости. Соответствующая обработка сигнала может дать оценку компонентов средней скорости и тензора напряжений Рейнольдса. Однако метод трехпроводного зонда очень сложен и требует многомерного привода зонда для выравнивания зонда в среднем направлении потока. Кроме того, требуется сложная электроника для обработки сигналов, чтобы обрабатывать три мгновенных напряжения горячей проволоки. Наконец, из-за того, что задействованы три провода под напряжением, габариты устройства значительно увеличиваются, что приводит к ограничениям применения.

Используя вращающуюся трубу, в виде сферического ударного зонда с пятью отверстиями [144], Пратте и Кеффер [145] измерили усредненные по времени турбулентность и распределение кинетической энергии с помощью тонких зондов Пито и одиночной термоанемометрии. Это стало возможным из-за слабой составляющей вихревой скорости. Хабиб и Уитлоу [146] измерили средние по времени скорости и интенсивности направленной турбулентности в закрученной ограниченной коаксиальной струе. Для измерения турбулентности использовались два метода измерения: анемометрия с использованием термоанемометрии и L.D.A (лазерная доплеровская анемометрия). Эти два метода хорошо согласовывались даже в угловой зоне рециркуляции. Эти исследователи использовали только низкие значения силы завихрения; следовательно, центральная зона рециркуляции не образовывалась. К особенностям метода Доплера относится необходимость в ультратонкой настройке оборудования, а также повышенной чувствительности датчиков, что вносит шумовые погрешности в результаты измерений. Хотя термоанемометрия менее чувствительна, она более предпочтительна в рамках текущих исследований.

Долгое время одним из наиболее предпочтительных было использование однопроводных методов множественной ориентации, что связано с их способностью измерять все средние по времени скорости и все компоненты нормальных и сдвиговых турбулентных напряжений в сложных полях течения. Этот метод очень экономичен и требует только стандартной электроники с термоэлементом. Предположения относительно природы турбулентности заключаются в том, что она стационарна и следует нормальному распределению вероятностей. Именно по этим причинам технология с одиночным нагревом проволоки подходит для закрутки ограниченных струйных потоков.

*Следует отметить, что в соответствии с текущим исследованием, анализу подвергается коаксиальный поток воздуха цилиндрической формы. То есть основные параметры практически измеряются только вдоль оси и радиально. Таким образом трехмерность декартовых координат целесообразно заменить на двумерность цилиндрических координат с переменным фактором положения*

точки на оси и вторым фактором – радиальным расстоянием от оси. Следовательно метод одномерной горячей проволоки актуален для данного исследования.

На основании рассмотренных выше работ можно заключить, что, несмотря на то, что расцвет термоанемометрии пришелся на восьмидесятые годы двадцатого столетия, метод по прежнему применим для отдельных задач современных исследований. В итоге термоанемометрия была выбрана в качестве способа измерения интенсивности турбулентности.

### 3.1.2 Экспериментальная установка

Термоанемометр представляет собой непосредственно комплекс оборудования, который измеряет поле скоростей потока, засекая изменения в теплообмене от датчика к окружающему воздуху, который является ограниченным. Провод с электрическим нагревом диаметром от четырех до шести микрон подвергается воздействию воздушного канала в горелке. Снижение температуры датчика из-за потока воздуха уравнивается током для поддержания постоянной температуры (Constant Temperature Anemometry – СТА), а величина этого тока калибруется для измерения скорости потока.

Аналогично с математической изотермической моделью в эксперименте изучалось два показателя: интенсивность турбулентности и скоростная характеристика потока воздуха внутри ММВФ при различных углах установки лопаток входного завихрителя  $\beta_1$ .

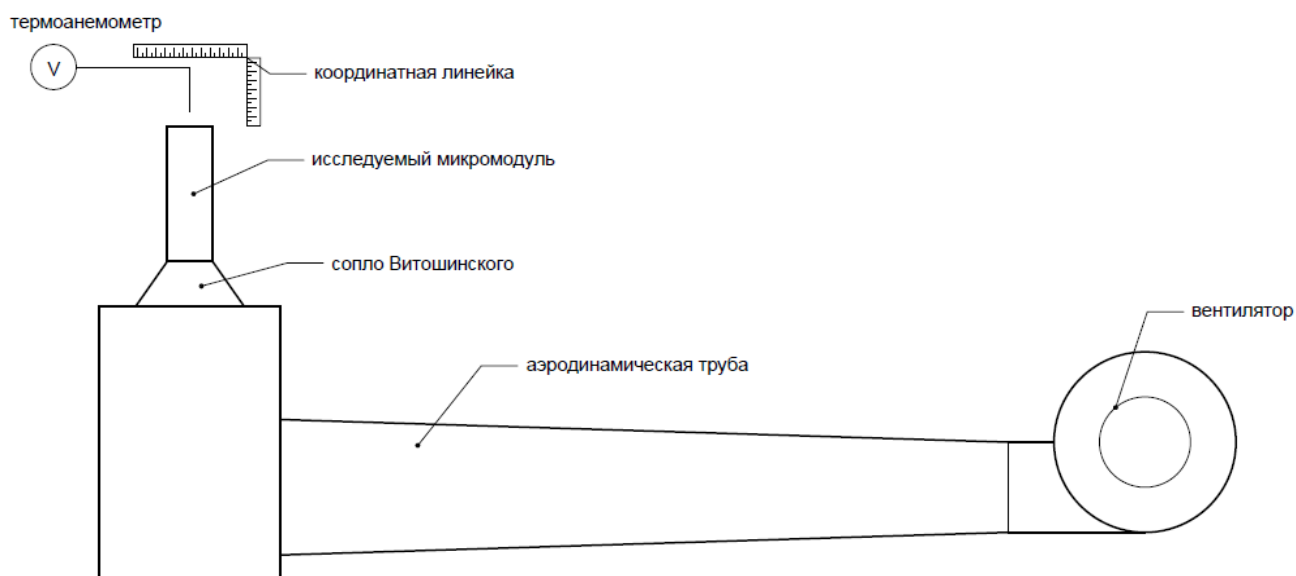


Рисунок 3.2 - Схема экспериментальной установки

Эксперимент проводился на стенде, схема которого приведена на рисунке 3.2. Стенд состоит из вентилятора, для подачи воздуха; аэродинамической трубы, на выходе которой установлены ММВФ с тарировочной трубой (сопло Витошинского) и термоанемометра постоянной температуры. Чувствительный элемент термоанемометра – датчик из вольфрамовой нити. Датчик с помощью

специального приспособления крепится на выходе тарировочной трубы, так, чтобы чувствительный элемент (нить) находился приблизительно в центре потока. Если разложить скорость турбулентного потока на две составляющие – осредненную и пульсационную, то пульсационная составляющая напряжения на выходе усилителя измеряется вольтметром среднеквадратичных значений (СКЗ), а осредненная вольтметром постоянного тока (СЗ – средние значения).

Принцип действия установки следующий. Воздух проходит через осевой вентилятор, скорость которого можно регулировать с помощью электродвигателя с переменным приводом. Диапазон скорости вращения вентилятора составляет от 1100 до 3000 об/мин. Затем воздух поступает в аэродинамическую трубу, где происходит выпрямление потока за счет сетчатых экранов. Далее идет контурное сопло, ведущее к испытательной секции. Профиль сопла рассчитан по формуле Витошинского. Такой профиль пригоден для создания минимального отрицательного градиента давления в пограничном слое, чтобы избежать явления нестационарности потока, связанного с локальными областями отрыва. Горловина этого сопла составляет 50 мм, на которую устанавливались исследуемые образцы ММВФ с завихрителями. Имеется также сменное сопло с выходным диаметром горловины 70 мм. Более подробную информацию о завихрителе можно найти в [147]. Сплошная втулка диаметром 4 мм расположена в центре завихрителя с обтекаемым концом, обращенным вверх по потоку. Выходной конец представляет собой просто плоскую поверхность, имитирующую геометрическую форму типичного распылительного сопла для топлива.

Сама испытательная секция представляет собой ММВФ различной геометрии. Значительный размер тестовой модели обеспечивает отличное разрешение зонда для измерений с помощью горячей проволоки.

В итоге были сконструированы 3 макета ММВФ (Рисунок 3.3), состоящих из пластиковой трубы, металлических завихрителей и деревянной арматуры для крепления на экспериментальный стенд.



Рисунок 3.3 – экспериментальные ММВФ с разными геометрическими конструкциями



Рисунок 3.4 – ММВФ–1 с входным завихрителем



ММВФ–1 (рисунок 3.4) состоит из пластикового цилиндра длиной 250 мм, внутренним диаметром 71 мм и толщиной стенки 2 мм, а также из завихрителя с восьмью одинаковыми лопастями, угол поворота которых составляет  $40^\circ$ , и деревянной арматуры, обведённой вокруг начала цилиндра.

ММВФ–2 (рисунок 3.5) состоит из пластикового цилиндра длиной 150 мм, наружным диаметром 50 мм и толщиной стенки 2 мм, а также из входного завихрителя с восьмью одинаковыми лопастями, угол поворота которых составляет  $60^\circ$ , и деревянной арматуры, обведённой вокруг начала цилиндра.



Рисунок 3.5 – ММВФ–2 с входным завихрителем

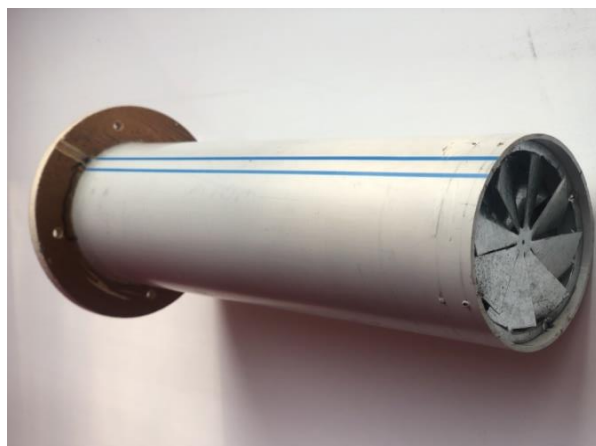


Рисунок 3.6 – ММВФ–3 с входным и выходным, а также внутренним завихрителями

ММВФ–3 (рисунок 3.6) состоит из пластикового цилиндра длиной 250 мм, внутренним диаметром 71 мм и толщиной стенки 2 мм, а также из входного завихрителя с восьмью одинаковыми лопастями, угол поворота которых составляет  $40^\circ$ . ММВФ–3 содержит на выходе завихритель с восьмью одинаковыми лопастями, угол поворота которых составляет  $20^\circ$ , имеющий на расстоянии 10 мм аналогичный завихритель, угол поворота лопастей которых составляет  $30^\circ$  в противоположном направлении и деревянной арматуры, обведённой вокруг начала цилиндра. Углы лопастей всех завихрителей данного макета изменениям не подлежат. Конструкция фиксированная.

Механизм ручного перемещения прикреплен к испытательной секции. Он оснащен линейной конусной шкалой, которая имеет точность считывания до  $\pm 0,25$  мм. Это позволяет точно перемещать зонд по радиусу камеры и вглубь модуля с возможностью ручного вращения зонда вокруг своей оси с точностью до  $+0,2$  градуса.

Оборудование горячего провода (датчика). Датчик, используемый в этом исследовании, представляет собой обычный зонд с термоэлементом типа DISA 55P01 (рисунок 3.7). Этот зонд имеет четыре штыря, соединенных попарно, расположенных на расстоянии 3 мм друг от друга, которые поддерживают вольфрамовую проволоку диаметром 5 мкм. Эта проволока позолочена возле штырей, чтобы уменьшить концевые эффекты и укрепить проволоку.

Используемый анемометр представляет собой стандартный мост-усилитель постоянной температуры. Среднее напряжение на горячем проводе измеряется с помощью интегрирующего вольтметра со среднеквадратичной составляющей напряжения, измеряемого с помощью вольтметра переменного тока.

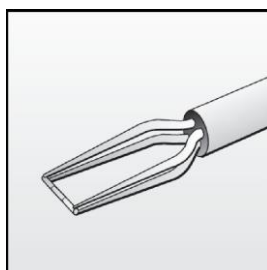


Рисунок 3.7 – Крепление чувствительного элемента

В режиме постоянной температуры (= постоянного сопротивления) величина тока через нить изменяется в зависимости от параметров потока настолько, что температура нити (или ее сопротивление) поддерживается постоянной. Применяемый термоанемометр постоянной температуры является автобалансирующимся (автоматически поддерживающим постоянство температуры), для чего в него встроен специальный усилитель-мост, в одно из плеч которого включен термодатчик с тонкой нитью (чувствительный элемент). Блок-схема термоанемометра приведена на рисунке 3.8. Усилитель изменяет во времени калечающийся электронный сигнал. Это устройство было собрано с использованием операционного усилителя 741 и различных конденсаторов и резисторов. Чтобы устройство могло эффективно различать на требуемых частотах, частота прерывания прибора должна быть примерно в десять раз больше частоты дифференцирования. График зависимости усиления от частоты на рисунке 3.9 показывает, что частота среза достигается только после 20 кГц. Расчетная точка излома системы находится при усилении 100; кроме того, от дифференциатора был получен коэффициент усиления в единицу на частоте 1,5 кГц. Это вполне укладывается в диапазон различных частот. Настройка частоты среза для провода имеет решающее значение, поскольку слишком высокие настройки будут включать нежелательное количество электронного шума, а слишком низкие настройки подавят высокочастотные составляющие сигнала. Перед дифференциатором был помещен повторитель с единичным усилением, чтобы предотвратить любую высокоомную нагрузку дифференциатора.

При разомкнутом ключе  $K_1$  мост, состоящий из резисторов  $R_1, R_2, R_3 \div R_5, R_w, L$  и  $R_6$ , балансируется резисторами  $R_3-R_5$  так, чтобы напряжение в точках  $A$  и  $B$  его диагонали были одинаковыми, а на выходе усилителя равно нулю. Измерительный ток  $I \approx 1$  мА служит для измерения начального сопротивления нити датчика  $R_g$ , значение которого можно отсчитать по положениям резисторов  $R_3 \div R_5$ , выполненных в виде трех декад.

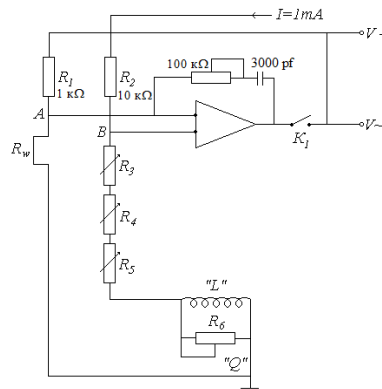


Рисунок 3.8 - Блок-схема термоанемометра

Условием балансировки служит соотношение плеч моста:

$$\frac{R_1}{R_w} = \frac{R_2}{R_1 + R_4 + R_5} \quad (3.1)$$

Если теперь вызвать разбаланс путем увеличения резисторов  $R_3 \div R_5$  и замкнуть обратную связь ключом  $K_1$ , то усилитель задаст через мост такой ток, что нить нагреется до значения сопротивления  $R_w$  и соотношение (3.1) снова будет выполнено. Величина  $R_w / R_g$  называется перегревом и обычно лежит в пределах от 1,1 до 2,0. Оптимальный перегрев для нитей из вольфрама и платины составляет 1,7-1,8, что соответствует нагреву нити датчика на 180-200<sup>0</sup>. Катушка индуктивности «L» и резистор  $R_6$  («Q») служат для создания положительной обратной связи на высоких частотах, и способствует расширению диапазона частот преобразования пульсаций скорости в пульсации выходного напряжения усилителя.

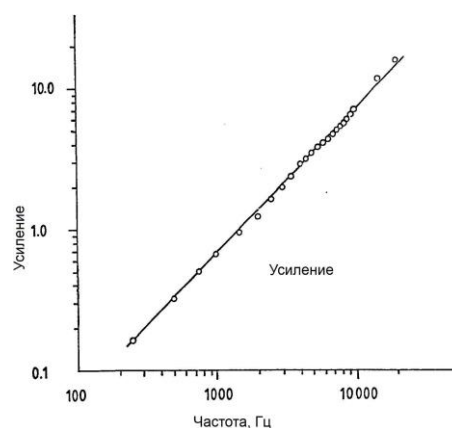


Рисунок 3.9 – График усиления дифференциатора

Средний квадрат дифференцированного сигнала был измерен с помощью вольтметра истинных среднеквадратичных значений. Этот прибор имеет входное сопротивление 1MΩ для ослабления низкочастотных сигналов.

Охлаждающее действие турбулентного потока вызывает изменение

температуры и сопротивления нити. Но усилитель вырабатывает сигнал и задает ток нагрева нити, препятствующий этому изменению. Поэтому выходной ток или выходное напряжение усилителя является функцией параметров потока.

### 3.1.3 Тарировка термоанемометра

Первый этап эксперимента – это тарировка термоанемометра при различных скоростях потока на выходе из сопла Виташинского перед ММВФ [148]. Для этого в центре сопла устанавливалась трубка Пито, по значению которой при различной производительности вентилятора определялся зависимость напряжения от скорости  $E=f(u)$ .

Множественная ориентация одного горячего провода - это предпочтительный в данной работе способ измерения вектора скорости и его колеблющихся составляющих. В методе, разработанном Двораком и Сайредом [149], используется один нормальный термоэлектрический провод, ориентированный в трех разных положениях, так что центральное из них отделено на несколько градусов от двух других. Вектор скорости в местоположении связан с тремя ортогональными компонентами с использованием коэффициентов подачи и хода, как определено Йоргенсенем [150]. Данные получены в форме среднего и среднеквадратичного напряжений для каждой ориентации.

Для выбранной технологии термообработки требуется калибровка одного прямого нагретого провода для трех различных направлений потока, чтобы определить направленную чувствительность такого зонда. Три направления и три типичные калибровочные кривые показаны на рисунке 3.10. Каждая из калибровочных кривых следует подгонке по методу наименьших квадратов второго порядка:

$$E_i^2 = A_i + B_i \tilde{u}_i^{1/2} + C_i \tilde{u}_i, \quad (3.2)$$

который является продолжением обычно используемого закона Кинга [151]. В этом уравнении  $A_i$ ,  $B_i$  и  $C_i$  - калибровочные константы, которые определяются экспериментально при тарировке термоанемометра в потоке с известной скоростью (рисунок 3.10). Экстраполяция экспериментальной кривой до пересечения с осью  $E$  дает квадрат начального значения выходного напряжения ( $A_i = E_0^2$ ), а тангенс угла  $\varphi$  (рисунок 3.10) – значение константы  $B_i$ , т.е.  $B_i = \text{tg } \varphi \cdot \tilde{u}_i$  может принимать значения  $\tilde{u}$ ,  $\tilde{v}$  и  $\tilde{w}$  для трех калибровочных направлений соответственно.

Когда проволока помещается в трехмерное поле потока, эффективная скорость охлаждения, испытываемая горячей проволокой, составляет:

$$Z^2 = \tilde{v}^2 + G^2 \tilde{u}^2 + K^2 \tilde{w}^2, \quad (3.3)$$

где  $G$  и  $K$  - коэффициенты подачи и хода, определенные Йоргенсенем [150] как:

$$G = \frac{\tilde{v}(\tilde{u} = \tilde{w} = 0)}{\tilde{u}(\tilde{v} = \tilde{w} = 0)} \quad (3.4)$$

и

$$K = \frac{\tilde{v}(\tilde{u} = \tilde{w} = 0)}{\tilde{w}(\tilde{u} = \tilde{v} = 0)} \quad (3.5)$$

которые оцениваются по трем калибровочным кривым (Рисунок 3.10) для постоянного значения  $E^2$ . Уравнение (3.4) показывает, что коэффициенты подачи и хода рассчитываются с  $\tilde{v}$ -компонентом  $i = 2$  в уравнении (3.2) эффективной скорости охлаждения в качестве эталона. Следовательно, калибровочные константы, используемые в уравнении (3.2) – это коэффициенты калибровки  $E$  в сравнении с  $\tilde{v}$  на Рисунке 3.10, т. е. в общем поле потока:

$$E_i^2 = A_2 + B_2 Z^{1/2} + C_2 Z, \quad (3.6)$$

где  $Z$  берется из уравнения (3.3) выше.

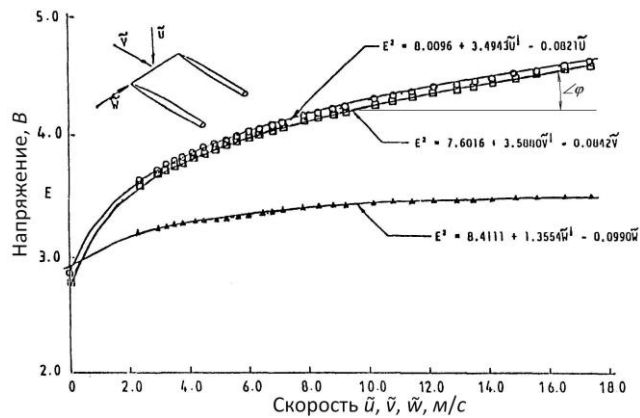


Рисунок 3.10 - Калибровка горячего провода

Анализ чувствительности показывает, что неопределенности, связанные с изменяющимися факторами подачи и хода, не оказывают серьезного влияния на точность расчетных величин потока. Т.о. измерения сводятся к одномерности.

Еще один аргумент в пользу уравнения (3.2) сделан Двораком и Сайредом [149]. Они показали, что аппроксимация кривой этой формы на основе данных статической калибровки очень хорошо соответствует данным динамической калибровки Перри и Моррисона [152], и, таким образом, заявили, что динамическая калибровка, вероятно, не нужна. Этого следовало ожидать, так как диаметр горячей проволоки очень мал (обычно 5 мкм); поэтому поток вблизи проволоки можно считать ламинарным. Таким образом, термоэлемент видит ламинарный поток, изменяющийся во времени, в турбулентном потоке, тогда как в калибровочной установке он видит ламинарный поток, устойчивый во времени. Это также объясняет хорошее приближение, достигаемое выражением в уравнении (3.2) без участия третьего слагаемого  $C_i \tilde{u}_i$ , которым стало можно пренебречь, несмотря на то, что уравнение основано на анализе ламинарной теплопередачи.

Для проведения измерений в ограниченном струйном поле течения проволока выравнивается в потоке таким образом, чтобы в первой ориентации проволока была перпендикулярна потоку в осевом направлении, а координаты зонда совпадали с началом координат экспериментальной установки.

### 3.1.4 Ход эксперимента

С помощью термоанемометра замерялись показания ММВФ в различных точках и рассчитывалась интенсивность турбулентности по формуле (3.7). В качестве точек замеров были выбраны калибры 0; 0,5; 1 и 1,5 с шагом 5 мм по поперечному сечению ММВФ. В качестве одного калибра принимается внутренний диаметр микромодуля, а шаги горизонтально двигались по отношению продольной оси микромодуля.

По показаниям термоанемометра интенсивность турбулентности рассчитывалась по формуле [131, 153]:

$$\varepsilon = \frac{4\bar{E}(\bar{e} - e_0)}{\bar{E}^2 - \bar{E}_0^2} \cdot 100\% \quad (3.7)$$

где  $\bar{E}_0$  – напряжение моста при отсутствии потока в трубе, В;

$\bar{E}$  – постоянная составляющая напряжения моста при потоке в трубе, В;

$\bar{e}$  – переменная (пульсация) составляющая напряжения моста при потоке в трубе, В;

$e_0$  – системная погрешность, В.

Средняя скорость потока  $\bar{u}$  выбранных точек внутри микромодуля определялась на основе зависимости  $E=f(u)$  по выражению

$$\bar{u} = \left( \frac{\bar{E}^2 - A}{B} \right)^2 \quad (3.8)$$

где  $A, B$  – коэффициенты тарировочной зависимости, которые определяются из графика  $E=f(u)$  [131, 153].

### 3.1.5 Результаты изотермического эксперимента

Результаты замеров средней скорости потока и интенсивности турбулентности для микромодуля с внешним диаметром 50 мм в выбранных точках по формулам (17) и (18) приведены на рисунках 3.11-3.12.

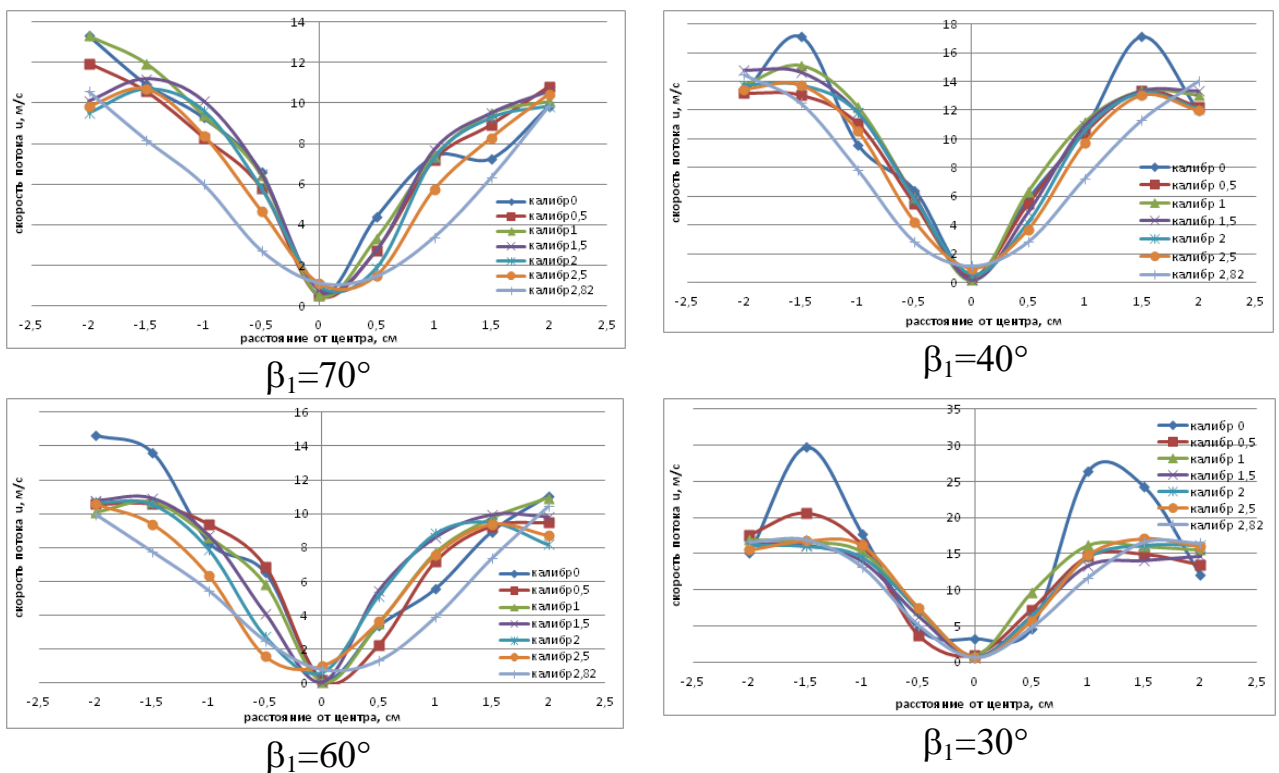
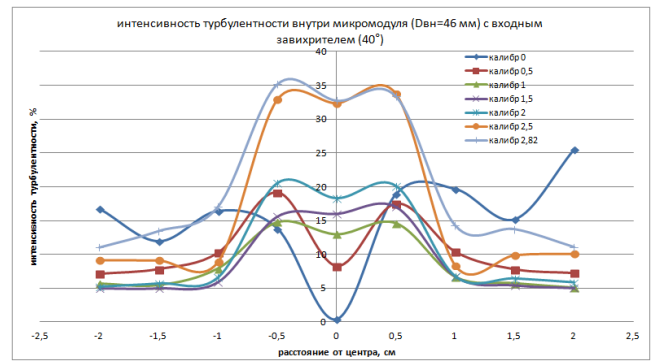
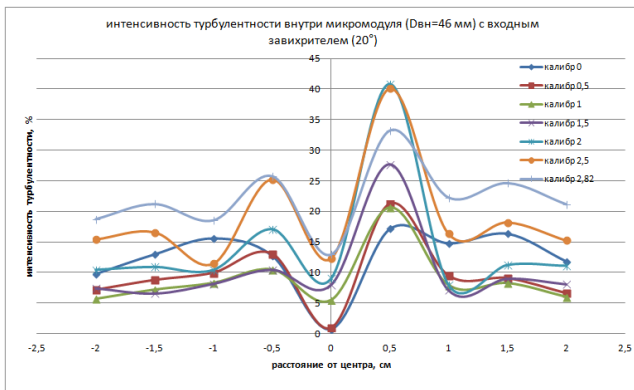


Рисунок 3.11 - Скорость потока внутри микромодуля с внутренним диаметром 46 мм

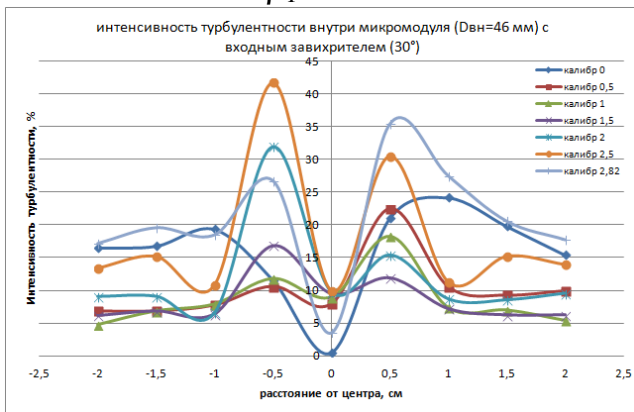
Тенденции распределения скоростей по сечению микромодуля с достаточной степенью достоверности повторяют данные, полученные при моделировании. На оси в большинстве калибров поток стремится к торможению. Скорость возрастает к периферии. В пограничном слое вблизи стенки происходит естественное торможение потока. С понижением угла  $\beta_1$  на осях микромодулей зона с низкой скоростью потока уменьшается и растет толщина слоя с высокой.

Как показывает обработка экспериментальных данных минимальное значение интенсивности турбулентности ( $\epsilon$ ) приходится на ось. Максимальные значения отмечаются на расстоянии 0,5 см от центра во всех углах установки завихрителей. По поперечному сечению микромодуля зона основной интенсивности концентрируется на внешних слоях (0,5-2,5 см от центра). Это обусловлено тем, что при закрученном потоке из-за центробежных сил течение концентрируется на периферии и в центре микромодуля появляется зона с низкой средней скоростью, а следовательно и турбулентные пульсации в данной зоне пониженные. Согласно формуле (3.7) интенсивность формируют пульсации средней скорости, и поэтому набегающие потоки от центра к стенке создают высокие пульсации. Крайний слой вблизи стен демонстрирует снижение интенсивности, что является следствием торможения потока в пристенной области.

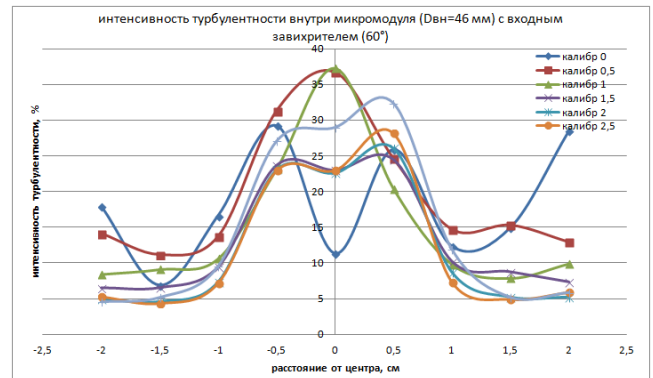




$$\beta_1=70^\circ$$



$$\beta_1=40^\circ$$



$$\beta_1=60^\circ$$

$$\beta_1=30^\circ$$

Рисунок 3.12 - Интенсивность турбулентности внутри микромодуля с внутренним диаметром 46 мм

Средняя  $\varepsilon$  по продольному сечению повышается к выходу микромодуля, что демонстрируют точки замеров по различным калибрам. Выравнивание интенсивности в осевой зоне начинается с калибра 1,0. Как отмечалось в Главе 2 подача топлива предполагает осуществляться в данное сечение приблизительно на расстоянии до одного калибра (46-50 мм). Поэтому турбулентность в этой зоне будет играть определяющую роль для формирования топливно-воздушной смеси.

Проанализируем влияние угла установки лопаток завихрителей на интенсивность турбулентности. Как видно из графика, при  $\beta_1=70^\circ$   $\varepsilon$  в центре микромодуля при калибрах 0,5; 1 составляет 25-28 % и снижается по направлению к стенке микромодуля до 5%. Скорость потока самая максимальная замечается на периферии и снижается к центру микромодуля до 0,2-0,4 м/с, это означает что поток воздуха сконцентрирован на периферии.

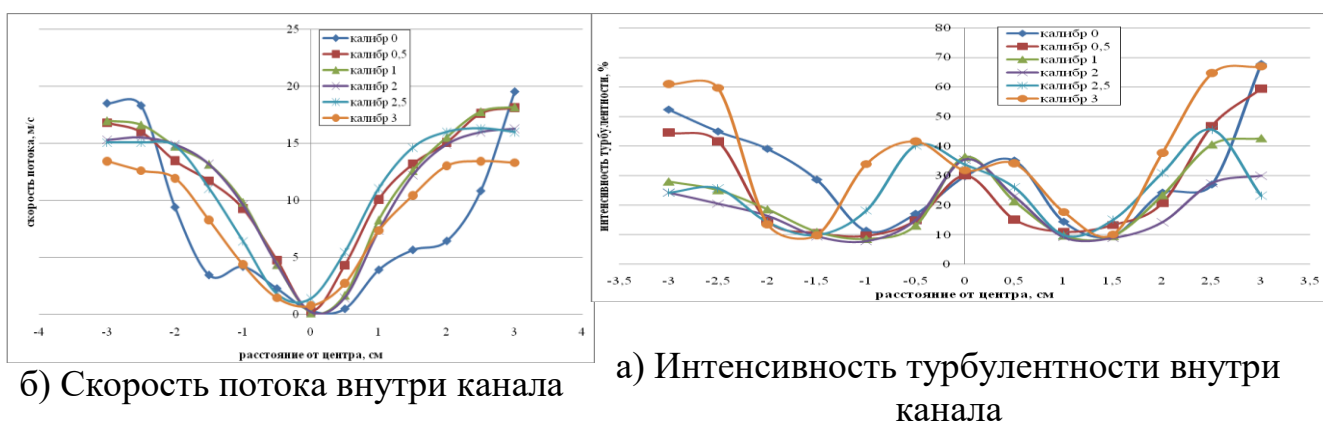
При  $\beta_1=60^\circ$  диапазон интенсивности турбулентности на тех же точках достигается 30-32%. На периферии в интервале от 4,79 до 10 %. Здесь при  $\beta=60^\circ$  скорость потока также сконцентрирована на внутренней периферии микромодуля, но толщина слоя с высокой скоростью увеличивается.

С понижением угла установки лопаток  $\beta_1$  в центральной части



микромодуля  $\varepsilon$  растет, при  $\beta_1=40^\circ$  и  $\beta_1=30^\circ$  средняя  $\varepsilon$  в максимуме составляет 34% и 37% соответственно. Кривые скорости потока показывают, что с понижением угла на осях микромодулей зона с низкой скорости потока уменьшается и растет толщина слоя с высокой скоростью. Также при  $\beta_1 \leq 40^\circ$  наблюдается относительно равномерная турбулентность по объёму, чем при  $\beta_1 \geq 40^\circ$ . Это объясняется тем, что при больших углах установки завихрителей идет сильная радиальная закрутка потока и снижение осевой составляющей скорости потока.

Следующим этапом предстояло проанализировать влияние диаметра микромодуля на формирование турбулентных колебаний, для чего сравнению подвергались конструкции диаметром 46 и 71 мм. Результаты экспериментальных исследований с образцом, имеющим внешний диаметр 71 мм приведены на рисунке 3.13.



б) Скорость потока внутри канала

а) Интенсивность турбулентности внутри канала

Рисунок 3.13 – Результаты измерений внутри микромодуля с внутренним диаметром 71 мм

Сравнение двух моделей с разным диаметром показывает, что по поперечному сечению в обоих каналах скорость потока имеет схожий градиент, т.е. скорость потока воздуха внутри канала растет от центра к стенке.

Из рисунка 3.11 видно, что внутри канала с  $d = 46$  мм скорость потока в центре на расстоянии до 2 калибров составляет в среднем 0,3 м/с, а на периферии доходит до 13 м/с. В калибрах 2,5 и 2,82 – в центре 1 м/с, а около стенок 9 м/с, т.е. к выходу из канала скорость потока стремится к выравниванию по сечению. При  $d = 71$  мм наблюдается схожая картина (рисунок 3.13), но из-за того что диаметр канала больше, завихрительные лопатки создают меньшее аэродинамическое сопротивление, поэтому скорость потока выше чем при  $d = 46$  мм. Из рисунка 3.13 видно, что в центре скорость по калибрам увеличивается от 0,3 до 1,3 м/с, а ближе к стенке снижается от 18 до 13 м/с.

Исследование интенсивности турбулентности ( $\varepsilon$ ) показывает, что его максимальное значение имеет место в центре канала при  $d = 46$  мм и вблизи к стенке при  $d = 71$  мм. Достижение таких значений в этих точках обусловлены разными причинами.

Большое значение в центре канала (вблизи оси) достигается тем, что, как

отмечено выше, из-за периферийного движения закрученного потока и в центре канала образуется зона с пониженной средней скоростью. В итоге слой, который на периферии имеет высокую среднюю скорость, обладает более низкой интенсивностью турбулентности по сравнению с центром.

Однако, при  $d = 71$  мм, на периферии ближе к стенке замечается высокое значение  $\varepsilon$ . При течении потока на поверхности твёрдой стенки появляется пограничный слой, в котором из-за трений образуются мелкие вихри и пульсации скорости потока, что приводит к росту интенсивности турбулентности. Такое явление называется «пристеночной» турбулентностью.

Из кривых  $\varepsilon$  для  $d = 46$  мм (рисунок 3.12) видно, что интенсивность турбулентности увеличивается от входа к выходу канала, по оси от 30 до 36%, а по периферии от 5 до 17%. В сечении калибра 0 у стенки большое значение  $\varepsilon$  15-16% связано с тем, что ободок, обведенный вокруг лопаток, создает пульсации скорости.

Результаты замеров  $\varepsilon$  в канале  $d = 71$  мм (рисунок 3.13) показывают: интенсивность турбулентности от центра к стенкам канала до радиуса  $r = 10$  мм снижается, затем от  $r = 15$  мм до стенки растёт. Здесь тоже наблюдается влияние кольцевого ободка на  $\varepsilon$  в нулевом калибре. Во всех калибрах значение  $\varepsilon$  варьируется: в центре канала от 29 до 36%, на расстоянии  $r = 10-20$  мм от 9 до 20%, у стенки от 23 до 60%. При  $d = 71$  мм более развитая «пристеночная» турбулентность (чем при  $d = 46$  мм) связана со следующими факторами: из-за большего диаметра – большая площадь поверхности, соприкасаемая с потоком; из-за длины канала – большой путь, действующий на поток; из-за высокой скорости – значительное возмущение потока вдоль стены.

В итоге можно заключить, что качественно на интенсивность турбулентности потока внутри канала кроме входного завихрителя также влияет длина и диаметр канала. Но подбор оптимальных размеров канала должен проводиться с учетом скорости потока, так как «пристеночная» турбулентность тоже зависит от скорости потока.

### **3.1.6 Дискуссия. Сопоставление результатов модели и эксперимента**

Полученные результаты математического моделирования и изотермического эксперимента очевидно подтверждают друг друга. Сохраняется единая тенденция изменения переменной величины в зависимости от координаты. Проверка математической модели на достоверность путем проведения эксперимента по всему массиву данных имеет весьма громоздкий вид и не представляется возможным полностью присутствовать в работе. Очевидно, что наибольший интерес для исследования представляет сечение микромодуля в калибр 1,0 при угле поворота лопаток завихрителя  $\beta_1$  равном  $40^\circ$ . Данное сечение наиболее благоприятно для подачи топлива. Поэтому мы рассмотрим вопросы сходимости исследования на примере данного сечения (рисунок 3.14).

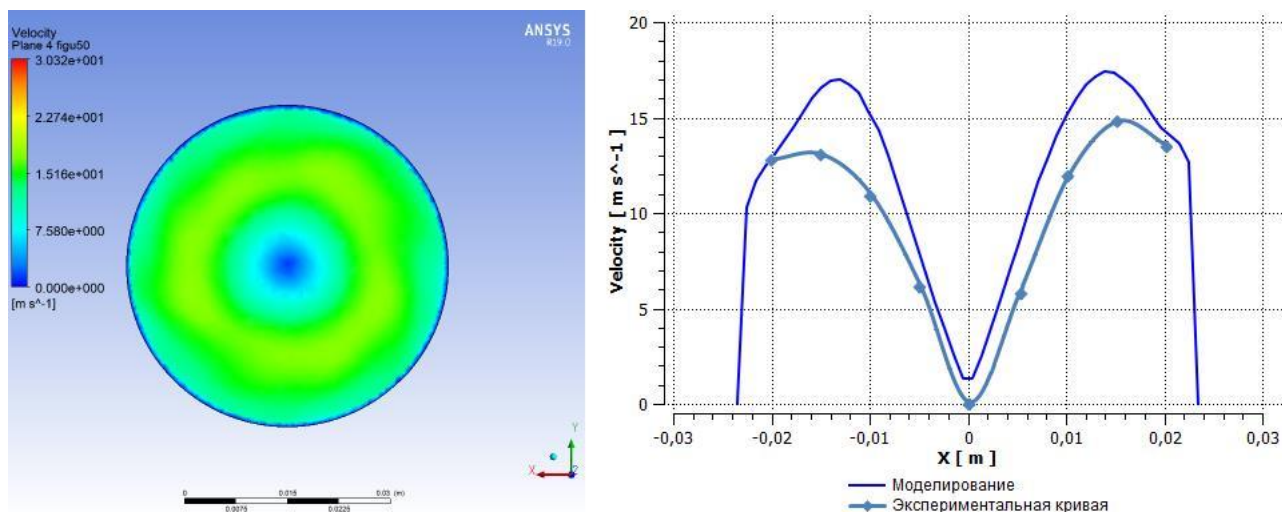


Рисунок 3.14 – Сечение микромодуля с калибром 1,0 при  $\beta_1 = 40^\circ$

График скоростей показывает, что расхождение в значениях увеличивается ближе к периферии и достигает максимального значения 22% на отметке 1,5 см от центра. Средняя погрешность по всему сечению составляет 12,4%. Экспериментальные данные почти равномерно занижены по всему участку относительно кривой математической модели. Подобный эффект возникает в измерениях при наличии систематической погрешности. Если вести поправку на систематическую погрешность, то максимальная относительная погрешность снижается до 14,5 % при её среднем значении 6,9%. На рисунке 3.15 представлена относительная погрешность до (a) и после (b) введения поправки. В качестве значения поправки принимается абсолютная погрешность скорости на оси микромодуля (отметка 0) и составляет 1,32 м/с. Другими словами экспериментальная кривая на рисунке 3.14 поднимется на 1,32 пункта выше.

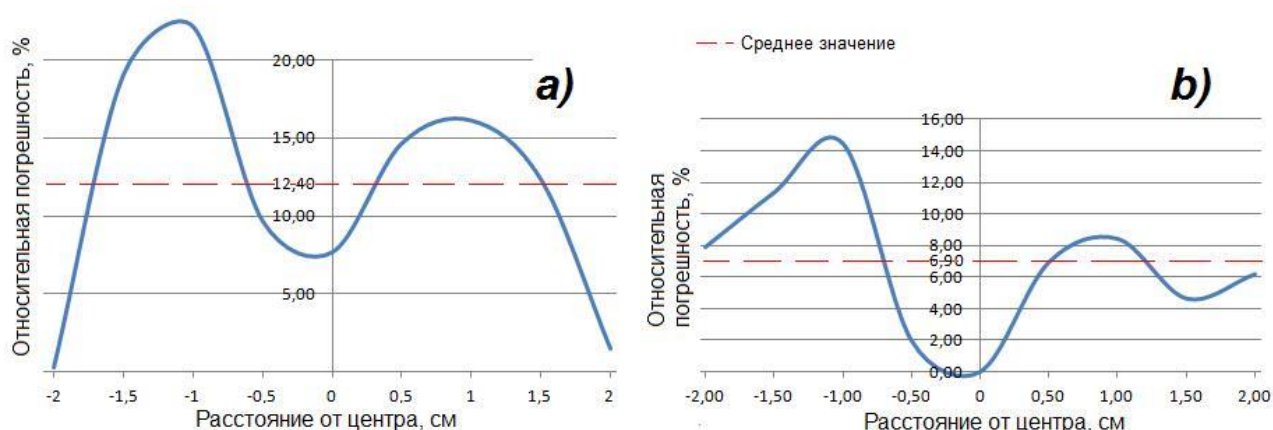


Рисунок 3.15 - Относительная погрешность измерений для сечения микромодуля с калибром 1,0 при  $\beta_1 = 40^\circ$ : a) До введения поправки; b) После введения поправки

### 3.1.7 Проверка на достоверность. Сопоставление с аналогами

Дополнительный этап проверки на достоверность полученных в эксперименте результатов – это сопоставление с аналогами других авторов. Наибольшее совпадение по условиям проведения опыта наблюдается с работами Тренора Джексона [154]. Джексон проводил изотермические исследования в цилиндрических камерах сгорания с переменным и постоянным сечением. Для сравнения была выбрана камера постоянного сечения, наиболее близкая по принципу устройства и действия. На входе воздушного потока установлен завихритель с переменным углом поворота лопаток от 0 до 70°. Средние по времени данные Джексона показали хорошее совпадение, в пределах 5%, с данными, обнаруженными Чатурведи [136] в аналогичном испытательном участке, и с данными, обнаруженными Юном и Лилли [155] с использованием пятилучевого зонда Пито на том же испытательном стенде при идентичных условиях потока.

Что бы не сравнивать весь объем полученных в обеих работах данных выберем предпочтительный вариант: угол  $\beta_1 = 40^\circ$ , калибр 1,0. В аналоге Джексона ближайшие условия – это угол поворота лопаток 45°, калибр 1,0.

При первом сопоставлении несходимость результатов составляла примерно в 10 раз. Следует отметить, что внутренний диаметр аналога составлял 150 мм, что в 3 раза больше диаметра изучаемого микромодуля. В обоих случаях давление потока должно создаваться примерно одинаковым, следовательно в варианте с аналогом скорость должна быть увеличена в 3. Так как основным показателем турбулентности является критерий Рейнольдса ( $Re$ ), то числитель  $Re$  увеличивается в 9 раз ( $3 \times 3$ ). После отмеченных преобразований получено два сравнительных графика на рисунке 3.16. Интенсивность турбулентности в ММВФ завышена практически по всему диапазону в среднем на 19 %, что можно объяснить меньшим диаметром модуля, а следовательно большими скоростями движения среды. Но, как видно из графика слева, обе кривые повторяют восходящий характер друг друга. Погрешность так же частично можно обосновать незначительным отличием углов закрутки завихрителей 40 и 45° у ММВФ и аналога соответственно.

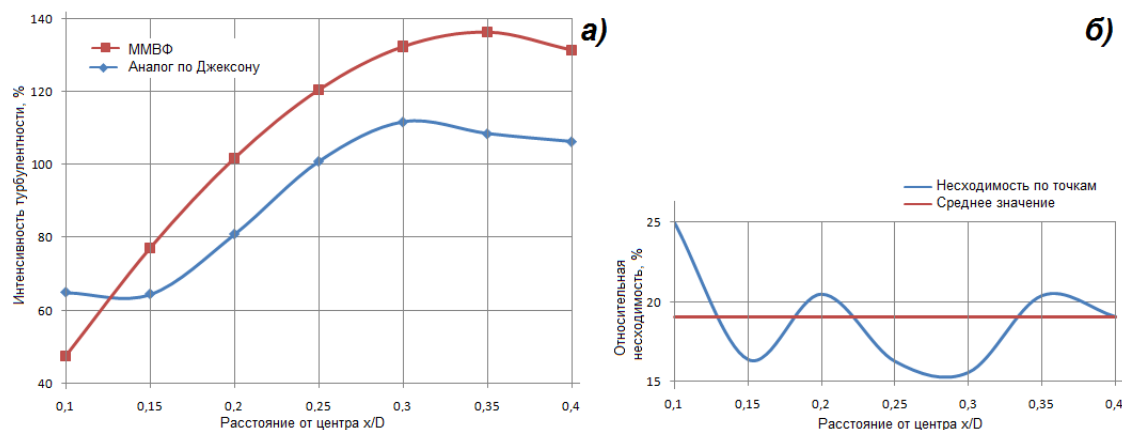


Рисунок 3.16 – Сравнение результатов изотермического эксперимента с аналогом [154]: а) Интенсивность турбулентности; б) несходимость кривых

### 3.1.8 Оценка погрешности измерений

После проведения лабораторного эксперимента необходимо оценить погрешность измерения аэродинамических величин. Для этого использовались полученные значения скоростных свойств потока для каждой фиксированной точки сечения пяти последовательных опытов. Полученные данные усреднялись и обрабатывались методами математической статистики [156].

Для усредненных значений скорости рассчитывались среднеквадратичные отклонения:

$$\bar{\delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(u_i - \bar{u})^2}{n-1}}, \frac{m}{c}, \quad (3.9)$$

где  $n$  – количество экспериментов;

$u_i$  – измеренное значение скорости;

$\bar{u}$  – среднее арифметическое из значений скорости.

Затем случайная составляющая погрешности приводилась к относительному значению, %:

$$\Delta = \frac{\bar{\delta} \cdot t_p}{u} \cdot 100, \quad (3.10)$$

где  $t_p$  – коэффициент Стьюдента, равный 2,78 для  $n = 5$  при вероятности  $p = 0,95$ .

По аналогии со средней скоростью потока были рассчитаны погрешности для интенсивности турбулентности. Привести в работе весь массив данных измерений не представляется разумным в связи с большим объёмом данных. Результаты расчета погрешностей измерений параметров на оси (калибр 1,0) для микромодуля диаметром 50 мм и углом поворота лопастей завихрителя 40° представлены в таблице 3.1.

Для определения степени достоверности полученных значений скорости и интенсивности турбулентности была проведена оценка пределов погрешностей измерительной системы по пределам допускаемых основных и дополнительных погрешностей средств измерения.

Измерительная система состоит из вольтметра среднеквадратичных значений (СКЗ) переменного тока, вольтметра постоянного тока С 3, механизма ручного перемещения, оснащенного линейной конусной шкалой, микроманометра ММН 240 (трубки Пито).

Для измерения пульсационной составляющей напряжения на выходе усилителя применялся вольтметр переменного тока ЦВ2131 АС, изготовленный в соответствии с ТУ 4221-039-71064713-2007. Цена единицы младшего разряда составляет 0,01 В. Номинальное значение измеряемого входного сигнала – 20 В. Следовательно предел относительной погрешности данного прибора составит:

$$\delta_{AC} = \frac{0,01}{20} \cdot 100\% = 0,05\% .$$

Таблица 3.1 – Выборка экспериментальных данных (точка сечения – ось; калибр 1,0; угол  $\beta_1 = 40^\circ$ ; внутренний диаметр  $d = 46$  мм)

Номер опыта	Скорость $u$ , м/с	Интенсивность турбулентности $\varepsilon$ , %
1	0,181	12,8
2	0,179	12,7
3	0,180	12,8
4	0,179	12,7
5	0,180	12,7
Среднее значение $\bar{x}$	0,1798	12,74
Среднеквадратичное отклонение $\bar{\delta}$	0,001	0,049
Относительная погрешность $\Delta$ , %	1,16	1,07

Осредненный компонент скорости измерялся вольтметром постоянного тока светодиодным цифровым DSN-DVM-568L-3. Диапазон измерений составляет:  $0 \div 30$  В. Паспортная точность измерения составляет  $\pm 1\%$ . Следовательно принимает это значение за предел относительной погрешности вольтметра постоянного тока  $\delta_{DC} = 1\%$ .

Точность считывания шкалы линейки ручного механизма перемещения составляет  $\Delta x = 0,25$  мм. За номинальное измеряемое значение примем калибр 1,0. Т.о.  $x = 50$  мм. Следовательно предел относительной погрешности измерения шкалы линейки:

$$\delta_l = \frac{0,25}{50} \cdot 100\% = 0,5\% .$$

Для определения линейных скоростей потока в установке в качестве Трубки Пито применялся чашечный жидкостной многопредельный микроанометр ММН 240. Максимальный предел измерения давлений –  $240$  кгс/м<sup>2</sup>. Согласно паспорта погрешность показаний составляет не более  $\delta_{MM} \pm 1\%$  от соответствующего верхнего предела.

Общая среднеквадратическая максимально-допустимая погрешность измерительной системы  $\delta_{ис}$  складывается следующим образом:

$$\delta_{ис} = \sqrt{\delta_{AC}^2 + \delta_{DC}^2 + \delta_l^2 + \delta_{MM}^2}, \quad (3.11)$$

где  $\delta_{AC}$ ,  $\delta_{DC}$ ,  $\delta_l$ ,  $\delta_{MM}$  – соответственно пределы допустимой основной приведенной погрешности вольтметра (СКЗ), вольтметра (СЗ), шкалы линейки и микроанометра.

$$\delta_{ис} = \sqrt{0,05^2 + 1,0^2 + 0,5^2 + 1,0} = 1,5008\% .$$

Сравнение относительной погрешности измерения  $\Delta$  (максимальное значение 1,16 %) с общей среднеквадратической максимально-допустимой погрешностью измерительной системы  $\delta_{ис}$  показало достаточную точность проведенных лабораторных опытов, так как  $\Delta < \delta_{ис}$ . Относительная погрешность

измерения считается вполне допустимой и приемлемой для дальнейшего использования результатов опыта в научных исследованиях.

### **3.1.9 Выводы по результатам изотермического эксперимента**

Изотермический эксперимент показал высокую сходимость результатов с данными математической RANS модели. Средняя несходимость по всему сечению без учета введения поправки на систематическую погрешность составила 12,4%. После введения поправки значение погрешности сократилось до 6,9%.

Полученные в ходе опыта результаты имеют достаточную степень точности (статистическое отклонение по скорости составляет 1,16 %). Оценка погрешности показала, что значение погрешностей измерения не превышает предела общей среднеквадратической максимально-допустимой погрешности всей измерительной системы, которая достигает 1,5008 %.

Изменение диаметра микромодуля не сказывается существенно на общем характере интенсивности турбулентности в потоке. Принципиальное отличие заключается в более развитой «пристеночной» турбулентности.

Характер кривых, полученных в ходе эксперимента, подтверждает оптимальность значений, рекомендованных по результатам программного моделирования в Главе 2:

- угол поворота лопаток входного завихрителя  $\beta_1 \geq 40^\circ$ ;
- точка ввода топлива через топливную форсунку – калибр 1,0 вглубь камеры.

Такова качественная оценка предлагаемого устройства. Для того, чтобы оценить количественно работу микромодуля, следующим этапом был проведен эксперимент в условиях реального горения с обязательным замером выбросов  $\text{NO}_x$ , так как снижение уровня вредных выбросов является основным показателем количественной оценки работы устройства.

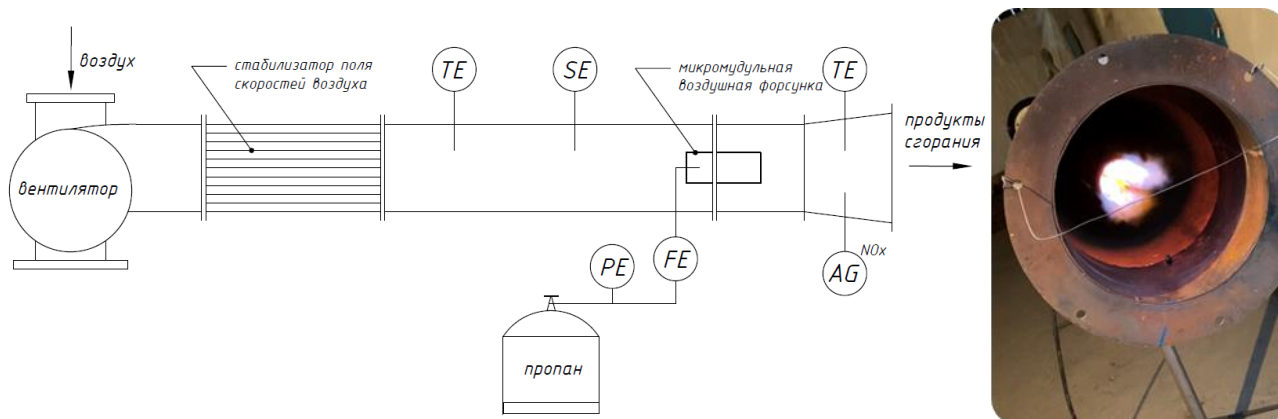
## **3.2 Огневые испытания**

### **3.2.1 Экспериментальный стенд с учетом условий горения**

Исследование сжигания топлива в микромодульной воздушной форсунке проводилось на экспериментальном стенде, показанном на рисунке 3.17. Основные элементы стенда: вентилятор, стабилизатор потока воздуха, непосредственно сама микромодульная воздушная форсунка, баллон с пропаном и измерительные приборы.

Принцип действия. Воздух подается с помощью вентилятора и проходит через пакет трубок для выравнивания поля скоростей потока воздуха. Перед поступлением воздуха в форсунку измеряется его температура и скорость. Топливо в ММВФ поступает из газового баллона, на тракте которого установлен манометр и расходомер. Эмиссия  $\text{NO}_x$  измеряется с помощью газоанализатора, установленного после микромодульной воздушной форсунки.





TE – термоэлектрический термометр, PE – манометр, SE – анемометр, FE – счетчик расхода, AG (NO<sub>x</sub>) – газоанализатор

Рисунок 3.17 – Экспериментальный стенд

Измерительные приборы экспериментального стенда:

- газоанализатор Testo 350;
- термоэлектрический термометр ТХА со вторичным преобразователем ОВЕН ТРМ-138;
- манометр в комплекте с редуктором БПО-5-3, класс точности 2,5;
- счетчик расхода топлива ВК-G4;
- анемометр Testo 416.

В эксперименте исследовалась микромодульная воздушная форсунка, описанная в Патенте РК №34790 [157]. Физическая модель ММВФ для эксперимента приведена на рисунке 3.18. ММВФ состоит из цилиндра с тремя завихрителями: один на входе и два на выходе. В рамках эксперимента первый выходной (промежуточный) завихритель имеет постоянный угол лопаток  $\beta_2=30^\circ$  направленный в противоположенную сторону двум другим завихрителям. А углы поворота лопаток входного ( $\beta_1$ ) и выходного ( $\beta_3$ ) завихрителя варьировались  $\beta_1 = 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ$  и  $\beta_3=20^\circ, 50^\circ$  с целью определения их влияния на процесс горения и эмиссию вредных выбросов.

Местом подачи топлива вовнутрь ММВФ был выбран шаг в один калибр от входа в микромодуль. Данная точка выбрана на основе математического моделирования и изотермического эксперимента аэродинамики внутри ММВФ, описанного ранее. Результаты термоанемометрического измерения показали в этой зоне высокие значения интенсивности турбулентности [158].





- температура газов  $T_{zi}$  на выходе из ММВФ;
- отбор проб продуктов сгорания с газоанализатором.

Далее менялась выходная насадка ММВФ с другими углами лопаток, и эксперимент повторялся. После исследования выходных завихрителей заменялась входная насадка с различными углами лопаток. В ходе экспериментов коэффициент избытка воздуха и расход топлива оставались постоянными для создания одинаковых условий исследования для различных значений углов  $\beta_1$  и  $\beta_3$ .

- 1) Расход топлива определялся по формуле, кг/с

$$G_m = \frac{\Delta V_m \cdot \rho_m}{\tau}, \quad (3.12)$$

где  $\Delta V_m$  – показание счетчика,  $m^3$ ;  $\tau$  – промежуток времени измерения, с;  $\rho_m$  – плотность топлива при  $T_m$  и  $p_m$ ,  $kg/m^3$ .

- 2) Расход воздуха определялся по скорости,  $kg/c$

$$G_\beta = w_\beta \cdot \rho_\beta \cdot F_\kappa, \quad (3.13)$$

где  $w_\beta$  – скорость воздуха по показанию анемометра,  $m/c$ , скорость измерялось в нескольких точках по поперечному сечению канала и для расчета применялось среднее значение;  $\rho_\beta$  – плотность воздуха при  $T_\beta$ ,  $kg/m^3$ ;  $F_\kappa$  – площадь сечения канала,  $m^2$ .

Суммарный коэффициент избытка воздуха, поступающего в зону горения

$$\alpha_\Sigma = \frac{G_\beta}{L_0 \cdot G_m} \quad (3.14)$$

здесь  $L_0$  – стехиометрический коэффициент (теоретическое необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива),  $kg/kg$ . Рассчитывалось согласно [160].

Для сравнения с результатами других авторов в работе использовалось обратная величина коэффициенту избытка воздуха – коэффициент эквивалентности

$$\varphi = \frac{1}{\alpha}. \quad (3.15)$$

- 5) Степень неравномерности поля температур газов после ММВФ рассчитывалась по формуле

$$\delta = \frac{T_z^{max} - T_z^{min}}{T_z^{cp}} \quad (3.16)$$

где  $T_z^{max}$ ,  $T_z^{min}$  и  $T_z^{cp}$  максимальная, минимальная и средняя температура потока продуктов сгорания берется из графика  $T_z = f(r)$ . График зависимости  $T_z = f(r)$

строился на основе замеров с помощью термометра в пяти точках по сечению канала.

б) Коэффициент полноты сгорания топлива  $\eta_z$  определялся из уравнения теплового баланса зоны горения по отношению к 1 кг сжигаемого топлива

$$\eta_z = \frac{(1 + \alpha \gamma L_0)(c_{pz}T_z - c_{pz}T_0) - \alpha \gamma L_0(c_{pv}T_v - c_{pv}T_0) - (c_{pm}T_m - c_{pm}T_0)}{Q_n^p} \quad (3.17)$$

где  $c_{pi}$  – средние массовые теплоемкости и соответственно  $z$  – газа,  $v$  – воздуха,  $m$  – топлива при температуре, стоящий множителем у названного параметра,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

$Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$T_0 = 283 \text{ К}$  – калориметрическая температура.

КПД горения также можно определить по результатам замеров концентрации продуктов неполного сгорания [161]

$$\eta_z = 1 - (0,232 \cdot EI_{CO} + EI_{CnHm}) \cdot 10^{-3}, \quad (3.18)$$

где  $EI_{CO}$  – индекс эмиссии CO,  $г/\text{кг}$ ;

$EI_{CnHm}$  – индекс эмиссии несгоревших углеводородов,  $г/\text{кг}$ ;

0,232 – отношение теплоты сгорания оксида азота к теплоте сгорания пропана.

Индексы эмиссии  $EI_i$  для окиси углерода, окислов азота и несгоревших углеводородов

$$EI_i = \frac{\mu_i}{\mu_g} (1 + \alpha \cdot L_0) \cdot C_i \cdot 10^{-3}, \quad (3.19)$$

где  $L_0$  – стехиометрический коэффициент (теоретическое необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива),  $\text{кг}/\text{кг}$ ;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;

$\mu_i$  – молярная масса токсичного вещества,  $г/\text{моль}$ ;

$\mu_g$  – молярная масса воздуха,  $г/\text{моль}$ ;

$C_i$  – объемная доля токсичного вещества,  $\text{ppm}$ .

7) Пересчет концентрации  $\text{NO}_x$  и CO от весовой ( $\text{мг}/\text{нм}^3$ ) размерности в объёмные доли ( $\text{ppm}$ ) производились по следующим формулам

$$C_{\text{NO}_x}(\text{ppm}) = \frac{C_{\text{NO}_x}(\frac{\text{мг}}{\text{нм}^3})}{2,05}, \quad (3.20)$$

$$C_{\text{CO}}(\text{ppm}) = \frac{C_{\text{CO}}(\frac{\text{мг}}{\text{нм}^3})}{1,25}, \quad (3.21)$$

где 2,05 – плотность двуокиси азота при нормальных условиях, ( $\text{кг}/\text{нм}^3$ );

1,25 – плотность окиси углерода при нормальных условиях, ( $\text{кг/нм}^3$ ).

При замерах вредных выбросов значения  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  определялись при фактическом содержании кислорода в продуктах сгорания, который зависит от коэффициента избытка воздуха и полноты сгорания топлива. Поэтому для сравнения эмиссий вредных выбросов производят пересчет значений  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  на эталонное содержание кислорода в продуктах сгорания 15%

$$C_i^{15} = C_i \frac{(21 - 15)}{21 - O_2}, \quad (3.22)$$

где  $C_i^{15}$  – приведенная концентрация  $C_i$  при содержании кислорода 15 %;

$C_i$  – замеренная концентрация исследуемого газа;

$O_2$  – замеренная концентрация кислорода в продуктах сгорания.

### 3.2.3 Результаты эксперимента горения

Результаты изотермического исследования структуры потока внутри микромодуля, приведенные в разделе 3.1, показали влияние угла  $\beta_1$  входного завихрителя на интенсивность турбулентности. Последняя в свою очередь влияет на эффективность смешивания, а также обзор работ из главы 1 показал исследовательский интерес к определению влияния интенсивности турбулентности на эмиссионные характеристики ММВФ. Поэтому в рамках огневых испытаний исследовалась зависимость выбросов  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  от угла лопаток входного  $\beta_1$  и выходного  $\beta_3$  завихрителя. Соответственно, в эксперименте параметры потока оставались постоянными, а изменению подвергались углы  $\beta_1$ ,  $\beta_3$ . Далее на основе этих данных была определена зависимость эмиссий  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  от интенсивности турбулентности.

Во время проведения эксперимента расход топлива по показанию приборов и расчету по формуле (3.12) составил  $G_m = 0,0006 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 2,16 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$ . Скорость воздуха имела значение  $w_g = 11 \text{ м/с}$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{\Sigma} = 2,1$ , температура топлива и воздуха  $T_m = T_g = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , манометрическое давление топливо  $p_m = 30 \text{ кПа}$ .

На рисунках 3.19-3.21 приведены результаты экспериментальных замеров температуры и их сравнение с расчетными значениями. Замеры были проведены на расстоянии 6 калибров от выхода модульной воздушной форсунки. По графикам исследуется влияние углов  $\beta_1$  и  $\beta_3$  на профиль температуры газов.

Как видно из графиков, при  $\beta_3=20^\circ$  высокая температура отмечается на оси горелки, и относительно быстро снижается при отдалении от оси независимо от угла входного завихрителя  $\beta_1$ . А при  $\beta_3=50^\circ$  в контрольном сечении общее значение температуры ниже чем при  $\beta_3=20^\circ$ , но его градиент более равномерный. Это обстоятельство связано с тем, что при  $\beta_3=50^\circ$  поток на выходе из ММВФ сильно закручивается и, смешиваясь с вторичным воздухом пламя, получается распределенным по сечению. В итоге, вторичный воздух снижает уровень температуры в контрольном сечении. При  $\beta_3=20^\circ$  из-за относительно слабой закрутки в потоке преобладает осевая составляющая скорости, поэтому пламя концентрируется на оси и его длина будет больше чем при  $\beta_3=50^\circ$ . Необходимо

отметить, что большой угол лопаток выходного завихрителя  $\beta_3$  увеличивает гидравлическое сопротивление ММВФ и создает риск начала пламени внутри микромодуля.

Сравнение рисунков 3.19-3.21 показывает, что угол лопаток входного завихрителя  $\beta_1$  тоже влияет на уровень температуры газов на выходе из ММВФ. При этом профиль температуры для всех значений  $\beta_1$  аналогичен. С уменьшением угла  $\beta_1$  температура газов на оси горелки растёт. Причиной этого является то, что при меньших углах  $\beta_1$  в ММВФ входит воздух со слабой закруткой, соответственно относительно низкой интенсивностью турбулентности, поэтому воздух с топливом не успевает полностью перемешиваться внутри микромодуля и, смешиваясь с воздухом на выходе из модуля, создает удлиненное пламя. При  $\beta_1 = 40$  и  $50^\circ$  топливо с воздухом успевает перемешиваться внутри модуля и на выходе получается готовая ТВС, которая горит относительно коротким пламенем.

Экспериментальные замеры температуры совпадают с результатами CFD моделирования. Несходимость составляет от 3 до 15%. Исключением является температура в точке на оси горелки при  $\beta_1=30^\circ$  и  $\beta_3=20^\circ$  (рисунок 3.19), где погрешность между экспериментом и моделированием составляет 29,5%. Существенное отклонение выходит из-за того, что термопара ТХА с помощью, которой замерялось температура имеет верхний предел измерения 1523 К.

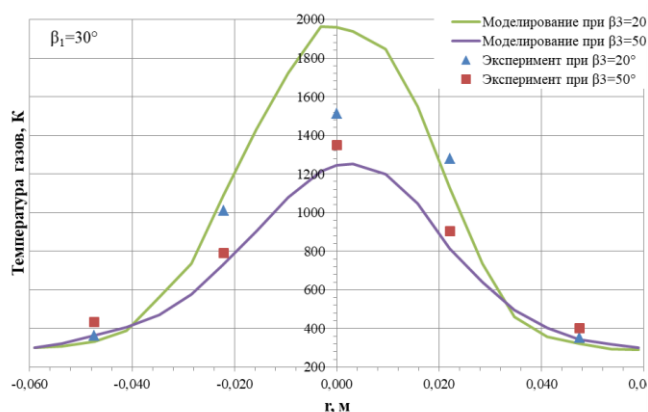


Рисунок 3.19 – Распределение температуры на выходе из ММВФ при  $\beta_1=30^\circ$

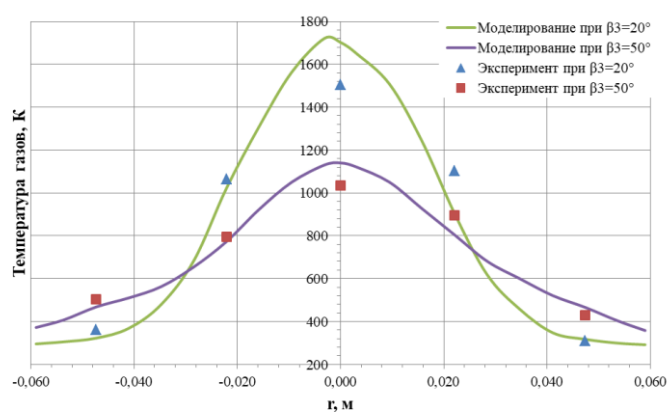


Рисунок 3.20 – Распределение температуры на выходе из ММВФ при  $\beta_1=40^\circ$

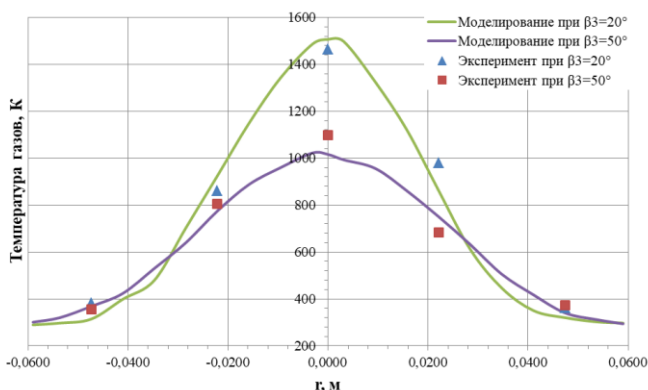


Рисунок 3.21 – Распределение температуры на выходе из ММВФ при  $\beta_1=50^\circ$

В таблице 3.2 приводятся результаты расчета средней температуры и степени неравномерности температурного поля по данным рисунков 3.19-3.21. Сравнивая полученные значения, можно заметить, что на неравномерность температурного поля больше влияет угол лопаток выходного завихрителя  $\beta_3$ .

Таблица 3.2 - Средняя температура потока и степень неравномерности поля температур

Величина	Угол	Моделирование при $\beta_3=20^\circ$	Моделирование при $\beta_3=50^\circ$	Эксперимент при $\beta_3=20^\circ$	Эксперимент при $\beta_3=50^\circ$
$T_{cp}$	$\beta_1=30^\circ$	938	687	904	775
$\Delta$	$^\circ$	1,78	1,39	1,28	1,23
$T_{cp}$	$\beta_1=40^\circ$	829	710	868	732
$\Delta$	$^\circ$	1,72	1,10	1,37	0,83
$T_{cp}$	$\beta_1=50^\circ$	763	634	809	662
$\Delta$	$^\circ$	1,60	1,14	1,36	1,12

Зависимость КПД горения топлива от угла установки лопаток входного завихрителя  $\beta_1$  ММВФ представлена на рис. 3.21. На графике  $\eta_c$  было рассчитано по формуле (3.18) по результатам экспериментальных замеров. С увеличением угла поворота  $\beta_1$  значение  $\eta_c$  растет. Данная зависимость аналогична для двух значений  $\beta_3$ . Минимальные значения КПД горения наблюдаются при  $\beta_1=30^\circ$ . Такая зависимость обусловлена тем, что при низких значениях угла поворота входного завихрителя (например, при  $\beta_1=30^\circ$ ) внутри микромодуля создается низкая интенсивность турбулентности, поэтому воздух с топливом, не успевая полностью перемешиваться образует продукты неполного горения виде CO и  $C_nH_m$ . С повышением угла лопаток входного завихрителя интенсивность турбулентности увеличивается, что благоприятно влияет на перемешивание ТВС. В связи с этим при  $\beta_1 40^\circ$  и  $50^\circ$  продуктов неполного горения образуется меньше и КПД горения достигает 98%.

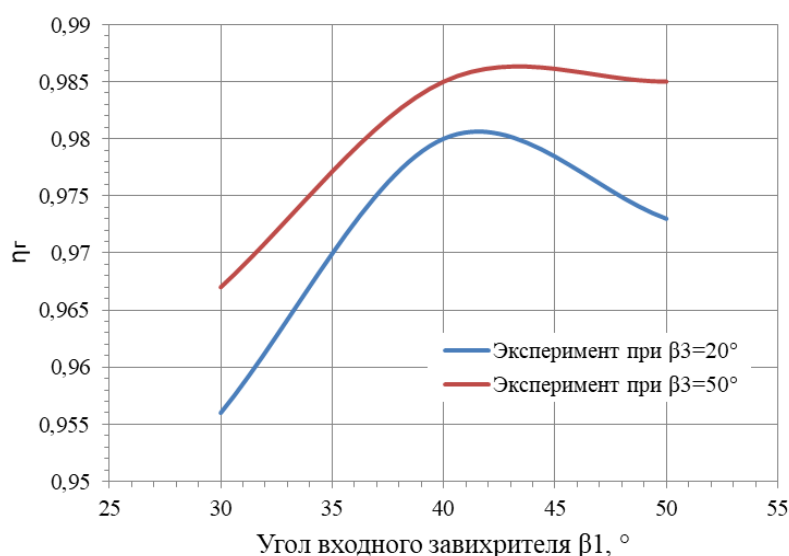


Рисунок 3.22 – Зависимость КПД горения топлива от  $\beta_1$  в ММВФ



Из рисунка 3.22 видно, что на КПД горения топлива влияет еще угол лопаток выходного завихрителя  $\beta_3$ . При  $\beta_3=50^\circ$  полнота горения в ММВФ больше чем при  $20^\circ$ . Большой угол лопаток выходного завихрителя на выходе из ММВФ создает зоны обратных токов на оси горелки. Из-за чего продукты сгорания топлива, возвращаясь, задерживаются в зоне горения и догорают полностью. Поэтому при  $\beta_3=50^\circ$  значение  $\eta_z$  немного больше, чем при  $\beta_3=20^\circ$ .

Необходимо отметить, что полученные значения  $\eta_z$  для всех углов  $\beta_1$  и  $\beta_3$  является достаточно высокими. Прежде всего, это связано с тем, что в ММВФ сжигается предварительно перемешанная топливовоздушная смесь, которая характеризуется высокой полнотой сгорания топлива.

Рисунок 3.23 демонстрирует эмиссии монооксида углерода при различных значениях  $\beta_1$  и  $\beta_3$ . Зависимость образования СО от углов лопаток завихрителей является противоположностью к зависимости  $\eta_z = f(\beta_1, \beta_3)$ . С повышением  $\beta_1$  эмиссия СО снижается за счет интенсификации смешивания топливовоздушной смеси, а при увеличении  $\beta_3$  концентрация СО уменьшается за счет создания зоны обратного тока на выходе из ММВФ. Как показывают результаты экспериментальных замеров и CFD моделирования значительное снижение выхода окиси углерода происходит при увеличении  $\beta_1$  от  $30^\circ$  до  $40^\circ$ . Дальнейшее увеличение угла  $\beta_1$  сильного снижения эмиссии СО не даст. Поэтому с точки зрения полноты горения топлива  $\beta_1=40^\circ$  является оптимальным. Выходной завихритель при  $\beta_3=50^\circ$  тоже дает уменьшение концентрации оксидов углерода по сравнению с  $\beta_3=20^\circ$ , но при этом увеличивает гидравлическое сопротивление горелки.

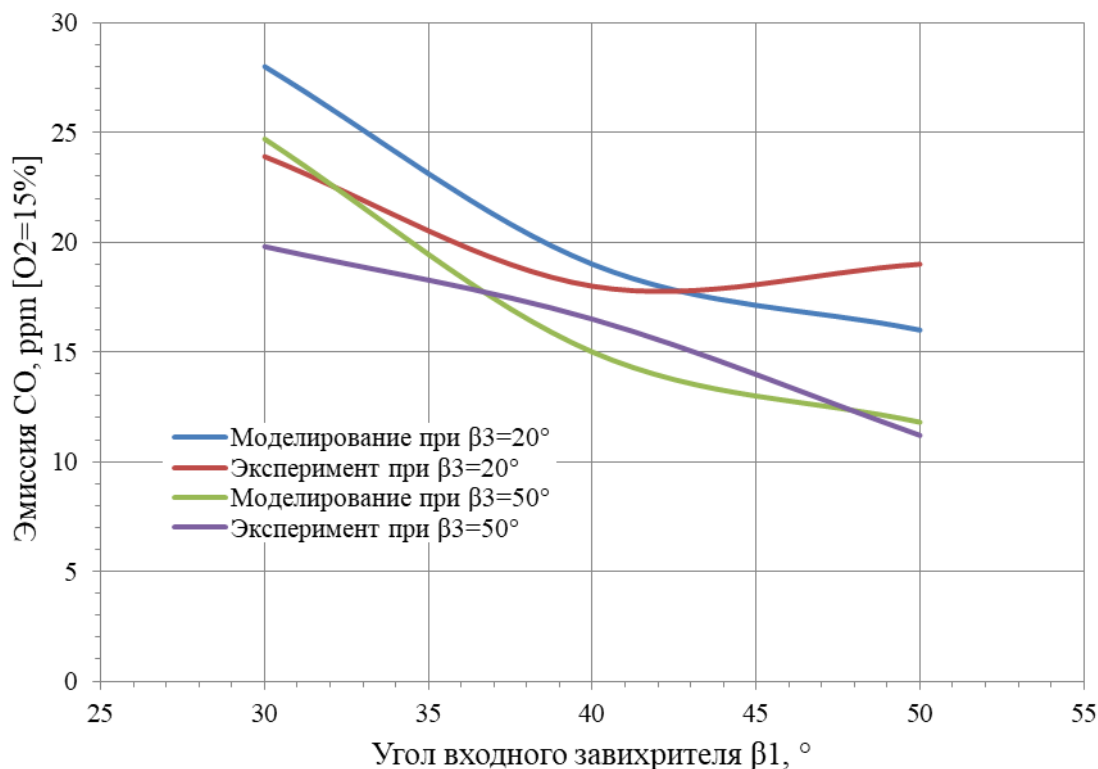


Рисунок 3.23 – Эмиссия СО при различных значениях  $\beta_1$  и  $\beta_3$

Из рисунка 3.24 видно, что с увеличением угла  $\beta_1$  концентрация  $\text{NO}_x$

уменьшается. Это также обусловлено уменьшением длины пламени с ростом угла  $\beta_1$ , что, в конечном счете, снижает температуру в измеряемой точке. Существенный вклад в объём эмиссий  $\text{NO}_x$  вносит термический механизм, который сильно зависит от температуры. Сравнение общего уровня  $\text{NO}_x$  на выходе из зоны горения, также показывает низкие значения оксидов азота при больших углах закрутки входного завихрителя. Причиной этого является то, что на выход  $\text{NO}_x$  влияет не только температура в зоне горения, но и интенсивность смешивания. То есть при сильной закрутке воздуха из-за высокой интенсивности турбулентности увеличивается флуктуация окислителя и топлива, которая приводит к уменьшению выбросов  $\text{NO}_x$ . А также при увеличении  $\beta_1$  длина пламени короткая, следовательно время пребывания продуктов реакции в зоне высоких температур сокращается, что ведет к снижению концентрации  $\text{NO}_x$ .

Выше отмечалось, что с ростом угла поворота лопаток выходного завихрителя  $\beta_3$  на выходе ММВФ по оси горелки создаются зоны обратных токов продуктов сгорания, которые имеют высокую температуру и хорошо стабилизируют пламя. Но из-за зоны обратных токов высокотемпературных продуктов горения увеличивается их время пребывания в области пламени. Поэтому при  $\beta_3=50^\circ$  концентрация оксидов азота в составе продуктов сгорания будет больше чем при  $\beta_3=20^\circ$ , что подтверждают как результаты измерения, так и результаты CFD моделирования на рисунке 3.24.

Расчет в CFD показал заниженные значения  $\text{NO}_x$  по сравнению с экспериментальными данными. Но при этом общая тенденция эксперимента сохраняется, как и в случаях с температурой и CO. Отсюда можно сделать вывод, что CFD модель с определенной систематической погрешностью хорошо прогнозирует эксперимент и точно описывает тенденцию развития зависимостей.

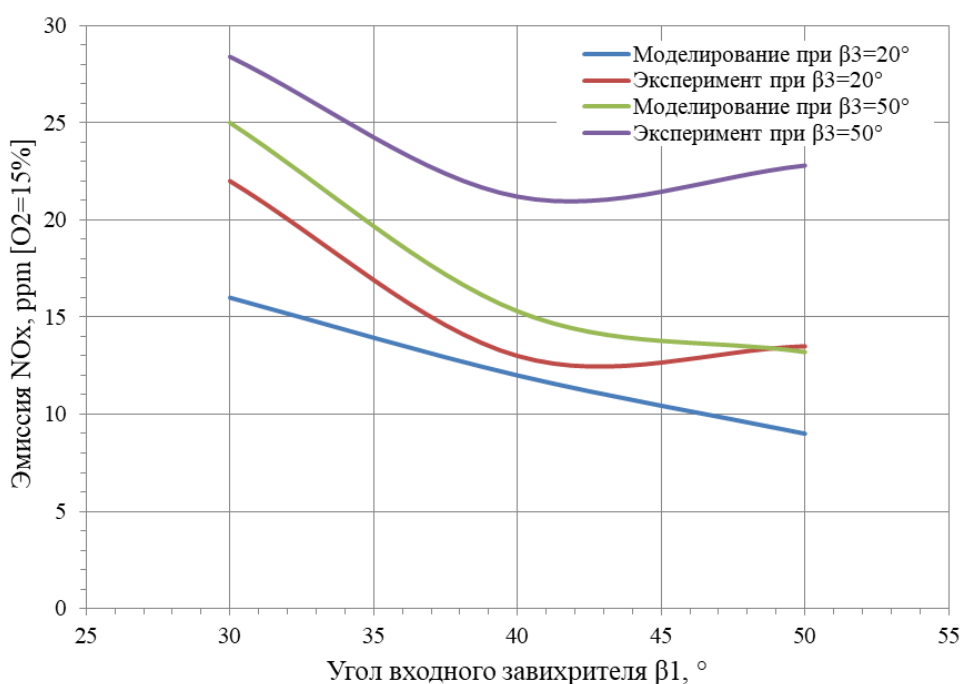


Рисунок 3.24 – Эмиссия  $\text{NO}_x$  при различных значениях  $\beta_1$  и  $\beta_3$



Подводя итоги экспериментального исследования, сравнивая его результаты с CFD моделированием, угол лопаток входного завихрителя  $\beta_1=40^\circ$  и угол выходного завихрителя  $\beta_3=20^\circ$  являются оптимальными с точки зрения эмиссии  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ , а также КПД горения.

### 3.2.4 Оценка погрешности измерения

В ходе экспериментального исследования ряд показателей определялся косвенными измерениями. При косвенном измерении определяемый параметр связан с независимыми друг от друга параметрами  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ , измеряемый прямым методом – известной зависимостью  $y=f(x_i)$ . Тогда погрешность результатов оценки величин тоже будет зависеть от предельных погрешностей непосредственно измеряемых величин и погрешностей, вытекающих из условий их измерения. Т.о. среднеквадратичная погрешность косвенного измерения определялись

$$\Delta y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (3.23)$$

При сравнении результатов численного моделирования и эксперимента была произведена оценка погрешности значения исследуемых параметров. Абсолютная погрешность определялось как

$$\Delta = x_u - x_z, \quad (3.24)$$

относительная погрешность

$$\delta = \frac{\Delta}{x_i} \cdot 100\% \quad (3.25)$$

Погрешность измерения расхода топлива

$$\delta_G = \pm \sqrt{\delta_v^2 + \delta_\tau^2}, \quad (3.26)$$

где  $\delta_v$  – предел погрешности счётчика топлива ВК-Г 4;  $\delta_\tau$  – предел погрешности секундомера. У секундомера отсутствуют сведения о погрешности, поэтому допустимой погрешностью секундомера принимается половина цены деления секундомера 0,5 с. Если время измерения 300 с, тогда предельная погрешность составит:

$$\delta_\tau = \frac{0,5}{300} \cdot 100\% = \pm 1,6\%$$

По паспорту газового счетчика ВК-Г 4 предел погрешности, %:  
от  $V_{min}$  до  $0,1 \cdot V_{ном} - \pm 3$ ;

от  $0,1 \cdot V_{ном}$  до  $V_{max} - \pm 1,5$ ;  
 максимальный расход –  $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  
 номинальный расход –  $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  
 минимальный расход –  $0,04 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

В эксперименте расход топлива составлял  $\frac{G_{топл}}{\rho_{топл}} = \frac{2,16}{2,4} = 0,9 \text{ м}^3/\text{час}$ , что больше чем  $0,1 \cdot V_{ном} = 0,4 \text{ м}^3/\text{ч}$ , поэтому  $\delta_v = \pm 1,5\%$ . Тогда погрешность измерения расхода топлива составит

$$\delta_G = \pm \sqrt{1,5^2 + 1,6^2} = \pm 2,19\%.$$

Погрешность измерения скорости потока по паспорту анемометра Testo 416

$$\Delta_u = \pm(0,2 \text{ м/с} + 1,5\% \cdot u)$$

где  $u$  – скорость потока, м/с.

$$\Delta_u = \pm(0,2 \text{ м/с} + 1,5\% \cdot 11) = \pm 0,365 \text{ м/с},$$

тогда погрешность измерения скорости потока  $\delta_v = \frac{\Delta_v}{v} \cdot 100\% = \frac{0,365}{11} \cdot 100\% = \pm 3,3\%$ .

Предельная погрешность измерения температуры определялось в зависимости от погрешностей термопары ТХА и вторичного преобразователя ОВЕН ТРМ-138.

Для термоэлектрического преобразователя хромель-алюмелевого предел допускаемого отклонения термо-ЭДС от номинального значения  $\pm \Delta E$  рассчитывается по формуле, мВ:

$$0,16 + 0,2 \cdot 10^{-3}(t - 300) \text{ при } (1300 \div 300 \text{ } ^\circ\text{C}) \text{ [162]}$$

$$\pm \Delta E = 0,16 + 0,2 \cdot 10^{-3}(1300 - 300) = 0,36 \text{ мВ}.$$

$$\delta_{ТХА} = \frac{0,36}{52,43} \cdot 100\% = \pm 0,7\%.$$

Предел допустимой основной приведенной погрешности измерения входного параметра для вторичного преобразователя ОВЕН ТРМ-138, выпущенный по ТУ 4217-015-46526536-2008, при использовании термопары составляет  $\delta_{овен} = \pm 0,5\%$  [163].

В итоге среднеквадратичная погрешность измерения температуры составит:

$$\delta_T = \pm \sqrt{\delta_{ТХА}^2 + \delta_{овен}^2} = \pm \sqrt{0,7^2 + 0,5^2} = \pm 0,86\% \quad (3.27)$$

### 3.2.5 Выводы по результатам огневых исследований

Эксперимент показал достаточную сходимость результатов с данными CFD математической модели. Средняя несходимость по всему диапазону измерений температуры составила 3 до 15%. Исключением является температура в точке на оси горелки при  $\beta_1=30^\circ$  и  $\beta_3=20^\circ$ , где погрешность между экспериментом и моделированием составляет 29,5%. Существенное отклонение является результатом того, что термопара ТХА имеет верхний предел измерения 1523 К. Т.о. CFD модель с определенной систематической погрешностью хорошо прогнозирует эксперимент и точно описывает тенденцию развития зависимостей.

Полученные в ходе опыта результаты имеют достаточную степень точности. Оценка погрешности измерительного оборудования показала, что измерительные средства имеют высокий предел общей среднеквадратической максимально-допустимой погрешности всей измерительной системы, а именно

- Предел среднеквадратичной погрешности измерения расхода топлива составляет 2,19 %.

- Предел среднеквадратичной погрешности измерения температуры составит 0,86 %.

Эксперимент в режиме сжигания наглядно показал, что на эффективность горения, температуру пламени, а также на объёмы эмиссий СО и NO<sub>x</sub> оказывает существенное влияние не только угол закрутки входного завихрителя  $\beta_1$ , но и угол поворота лопаток завихрителя на выходе из микромодуля  $\beta_3$ :

- Полученные значения термического КПД  $\eta_z$  для всех углов  $\beta_1$  и  $\beta_3$  достигают 98 %, что является логичным результатом сжигания предварительно перемешанной топливовоздушной смеси. С повышением угла  $\beta_1$  до 40° интенсивность турбулентности увеличивается, что благоприятно влияет на степень перемешивания ТВС. Последующее увеличение  $\beta_1$  не дает существенного роста КПД. Следовательно рациональность выбора  $\beta_1=40^\circ$  с позиции эффективности горения подтверждается.

- Рост угла  $\beta_3$  также увеличивает полноту сгорания в ММВФ. Большой угол лопаток выходного завихрителя  $\beta_3$  на выходе из ММВФ создает зоны обратных токов на оси горелки, из-за чего продукты сгорания топлива, возвращаясь, задерживаются в зоне горения и догорают полностью. Рекомендованное с позиции эффективности горения значение  $\beta_3=50^\circ$ .

- Значительное снижение выхода окиси углерода происходит при увеличении  $\beta_1$  от 30° до 40°. Дальнейшее увеличение угла  $\beta_1$  сильного снижения эмиссии СО не даст. Следовательно рекомендуемое с позиции выбросов СО значение  $\beta_1=40^\circ$ .

- Выходной завихритель при  $\beta_3=50^\circ$  дает уменьшение концентрации оксидов углерода по сравнению с  $\beta_3=20^\circ$ , но при этом увеличивает гидравлическое сопротивление горелки.

- С ростом угла  $\beta_1$  снижаются выбросы NO<sub>x</sub> в результате уменьшения длины пламени.

- С ростом угла  $\beta_3$  концентрация оксидов азота в составе продуктов сгорания будет повышаться в результате провоцирования зоны обратных токов,

которая способствует задержке продуктов сгорания в поле высоких температур и, как следствие, образованию термических окислов азота.

В итоге угол лопаток входного завихрителя  $\beta_1=40^\circ$  и угол выходного завихрителя  $\beta_3=20^\circ$  являются оптимальными с точки зрения эмиссии  $\text{NO}_x$ .

## 4 АНАЛИТИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКЦИОННЫЕ РЕШЕНИЯ

### 4.1 Аналитические решения

Данная глава носит своей задачей глубокий анализ полученных в предыдущих главах результатов. Аналитические уравнения позволят унифицировать предлагаемые решения и применить их для конструкции и эксплуатации подобных конструкций других габаритов и производительности.

#### 4.1.1 Анализ данных изотермического эксперимента

Глава 3 содержит подробный анализ полученных данных в ходе всей экспериментальной работы. Результаты изотермических исследований содержат внушительный по содержанию массив данных, поэтому аналитическое описание каждого значения не представляется возможным и не будет носить практический интерес. В данном случае рациональным считается выбрать диапазон данных, которые наиболее характерно описывали тенденции изменения переменных либо являлись технически наиболее важными. Для аналитических исследований был выбран диапазон калибров от 0,5 до 2,0, что характеризует основную рабочую зону исследуемого модуля, особенно применительно к изучению влияния угла поворота входного завихрителя  $\beta_1$ . Влияние на интенсивность турбулентности значений калибров подробно изучены ранее (рисунок 3.12). Рисунок 4.1 показывает зависимость интенсивности турбулентности от угла поворота входного завихрителя  $\beta_1$ .

Основным инструментом аналитической работы в диссертации принят регрессионный анализ однофакторных зависимостей полиномиальной формы с показателем степени полинома не менее 3. Изначально были предприняты попытки получения регрессионных зависимостей с многофакторным участием, но полученный результат существенно отличается от экспериментальных данных. Средняя несходимость результатов по интенсивности турбулентности составляет до 50 % погрешности, а средней скорости потока – 23 %. В результате чего был сделан выбор в пользу однофакторных регрессий, как более точно описывающих процесс.

Раздел математической статистики, именуемый регрессионным анализом, позволяет на основе экспериментальных данных приближенно описать искомую, функциональную зависимость в виде полинома или степенного ряда, рассчитать коэффициенты этого полинома, проверить адекватность полученного уравнения. При использовании функций регрессии для аппроксимации данных происходит минимизация остаточной квадратичной ошибки между фактическими и прогнозируемыми значениями по методу наименьших квадратов.

Ассиметричный характер кривых на рисунке 4.1 плохо поддается регрессии. Несходимость достигает десятков процентов. Для упрощения и унификации данных экспериментальные зависимости были приведены к симметрии путем сложения противоположных значений (например, при расстоянии от оси 0,5 и -0,5) и деления их на 2.

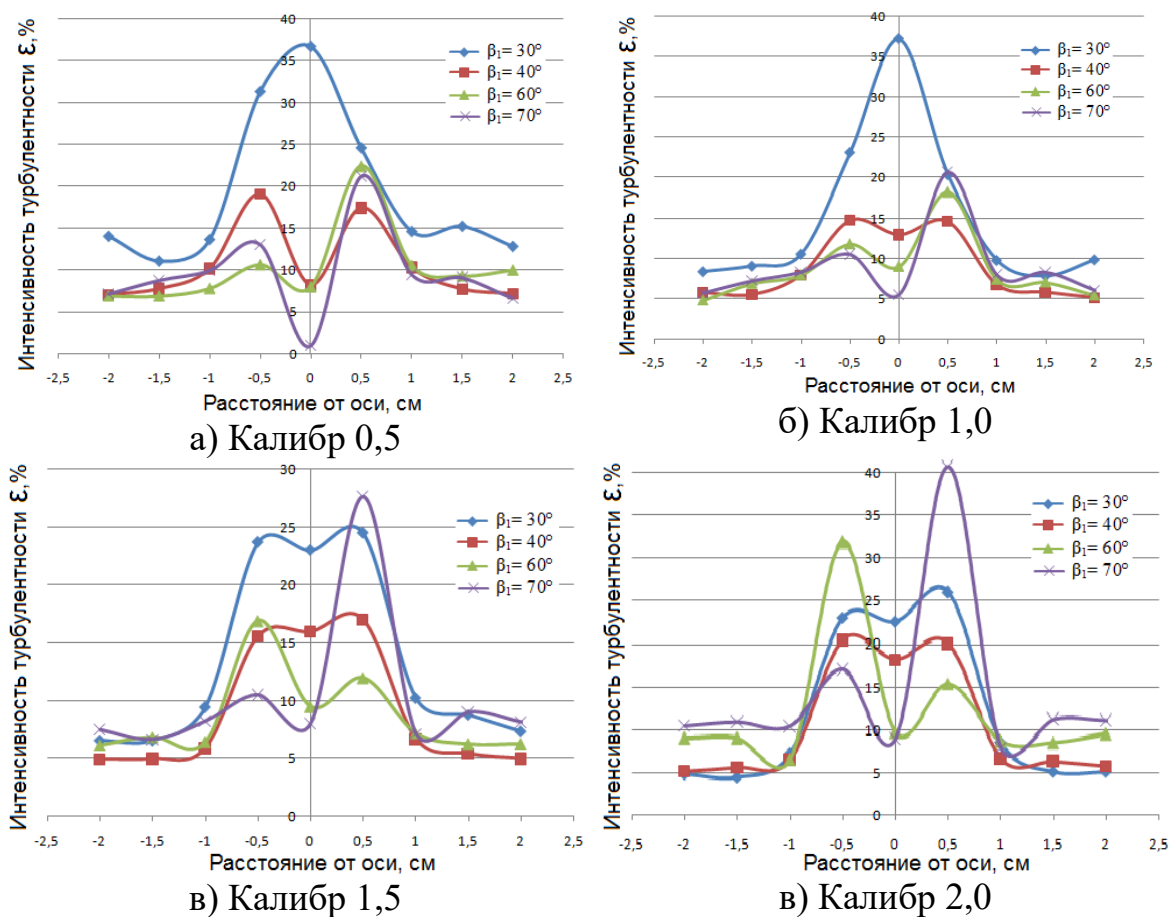


Рисунок 4.1 – Зависимость интенсивности турбулентности  $\varepsilon$  от угла закрутки  $\beta_1$

#### 4.1.2 Результаты анализа изотермического эксперимента

Для математического описания зависимости интенсивности турбулентности  $\varepsilon$  от угла  $\beta_1$  использовалось выражение вида:

$$\varepsilon = a + b \cdot x + c \cdot x^2 + d \cdot x^3 + e \cdot x^4, \% \quad (4.1)$$

где  $a, b, c, d, e$  – коэффициенты, зависящие от угла  $\beta_1$ ;

$x$  – это расстояние от оси, см.

Результаты регрессионных функций для калибра 0,5 сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 - Результаты регрессионных функций для калибра 0,5

Коэфф.	$\beta_1=30$	$\beta_1=40$	$\beta_1=60$	$\beta_1=70$
$a$	36,6806297302246	8,30070972442627	8,00064182281494	1,00094318389893
$b$	14,1655254364014	67,2754974365234	61,2293815612793	95,1666946411133
$c$	-99,496826171875	-132,795227050781	-125,573776245117	-177,475524902344
$d$	82,3991317749023	85,6266326904297	83,520263671875	116,459205627441
$e$	-19,5448036193848	-18,0933227539063	-17,992546081543	-25,3856239318848
Макс $\delta$ , %	0,00403	0,00432	0,007658	0,0995

Для условий калибра 0,5 коэффициенты уравнения (4.1) можно найти по следующим функциям:

$$a=444,8812561-25,188444\cdot\beta_1+0,4736597\cdot\beta_1^2-0,00292\cdot\beta_1^3; \quad (4.2)$$

$$b=-927,34967+60,2405\cdot\beta_1-1,1943587\cdot\beta_1^2+0,007749352\cdot\beta_1^3; \quad (4.3)$$

$$c=701,574279785-53,466\cdot\beta_1+1,122889\cdot\beta_1^2-0,007692632\cdot\beta_1^3; \quad (4.4)$$

$$d=-173,6008148+18,515\cdot\beta_1-0,4283\cdot\beta_1^2+0,0031853\cdot\beta_1^3; \quad (4.5)$$

$$e=6,70013952-2,24365\cdot\beta_1+0,06071865186\cdot\beta_1^2-0,000503\cdot\beta_1^3. \quad (4.6)$$

Аналогично получены значения для других калибров.

Таблица 4.2 - Результаты регрессионных функций для калибра 1,0

Коэфф.	$\beta_1=30$	$\beta_1=40$	$\beta_1=60$	$\beta_1=70$
<i>a</i>	37,2101898193359	13,0004472732544	9,00063991546631	5,50077152252197
<i>b</i>	-24,1002502441406	31,9257411956787	52,726188659668	70,5386810302734
<i>c</i>	-28,7598667144775	-82,6852035522461	-117,940872192383	-144,784484863281
<i>d</i>	34,7857971191406	57,7422904968262	82,433967590332	98,9363250732422
<i>e</i>	-8,94477653503418	-12,6655626296997	-18,5659770965576	-22,0665645599365

$$a=340,718444824219-18,2581\cdot\beta_1+0,33\cdot\beta_1^2-0,00197377\cdot\beta_1^3 \quad (4.7)$$

$$b=-692,398+40,081745\cdot\beta_1-0,72595\cdot\beta_1^2+0,004415\cdot\beta_1^3; \quad (4.8)$$

$$c=550,97888-34,322452545\cdot\beta_1+0,61362\cdot\beta_1^2-0,00378988\cdot\beta_1^3; \quad (4.9)$$

$$d=-165,0326843+11,4102249\cdot\beta_1-0,1952\cdot\beta_1^2+0,00123\cdot\beta_1^3; \quad (4.10)$$

$$e=13,2107-1,1453222\cdot\beta_1+0,016858\cdot\beta_1^2-0,000109942\cdot\beta_1^3. \quad (4.11)$$

Таблица 4.3 - Результаты регрессионных функций для калибра 1,5

Коэфф.	$\beta_1=30$	$\beta_1=40$	$\beta_1=60$	$\beta_1=70$
<i>a</i>	23,0008697509766	16,0005874633789	9,5006275177002	8,00108814239502
<i>b</i>	54,7322463989258	37,2458839416504	49,1451873779297	90,057014465332
<i>c</i>	-155,03385925293	-108,673721313477	-114,569244384766	-196,622955322266
<i>d</i>	112,436851501465	79,8244552612305	80,8874588012695	136,681900024414
<i>e</i>	-25,3058700561523	-18,0885944366455	-18,1501903533936	-30,4554634094238

$$a=70,98944-2,47418642\cdot\beta_1+0,034148\cdot\beta_1^2-0,0001665\cdot\beta_1^3; \quad (4.12)$$

$$b=131,9176788-2,03943\cdot\beta_1-0,046556\cdot\beta_1^2+0,00095925\cdot\beta_1^3; \quad (4.13)$$

$$c=-312,7693+2,74604082\cdot\beta_1+0,15816\cdot\beta_1^2-0,00248\cdot\beta_1^3; \quad (4.14)$$

$$d=210,436737-1,0610876\cdot\beta_1-0,12873\cdot\beta_1^2+0,00184\cdot\beta_1^3; \quad (4.15)$$

$$e=-410,709503+27,52467\cdot\beta_1-0,6288\cdot\beta_1^2+0,00465\cdot\beta_1^3. \quad (4.16)$$

Таблица 4.4 - Результаты регрессионных функций для калибра 2,0

Коэфф.	$\beta_1=30$	$\beta_1=40$	$\beta_1=60$	$\beta_1=70$
<i>a</i>	22,6009941101074	18,3009147644043	9,70150470733643	9,00195693969727
<i>b</i>	64,6929702758789	59,618896484375	121,81330871582	162,834777832031
<i>c</i>	-177,783706665039	-164,989822387695	-273,487548828125	-357,605194091797
<i>d</i>	126,510940551758	121,504066467285	192,935806274414	251,643890380859
<i>e</i>	-27,9902286529541	-27,7535018920898	-43,3489265441895	-56,6634292602539

$$a=13,942662239+1,18724811 \cdot \beta_1 - 0,03894284 \cdot \beta_1^2 + 0,000299625 \cdot \beta_1^3; \quad (4.17)$$

$$b=381,89456-20,74596405 \cdot \beta_1 + 0,404648 \cdot \beta_1^2 - 0,002185466932 \cdot \beta_1^3; \quad (4.18)$$

$$c=-707,125061+33,63397598 \cdot \beta_1 - 0,625835776329041 \cdot \beta_1^2 + 0,00309543 \cdot \beta_1^3; \quad (4.19)$$

$$d=410,5966796875-17,96744728 \cdot \beta_1 + 0,327529 \cdot \beta_1^2 - 0,001475571 \cdot \beta_1^3; \quad (4.20)$$

$$e=-75,91292572+3,029259 \cdot \beta_1 - 0,054012999 \cdot \beta_1^2 + 0,0002095 \cdot \beta_1^3. \quad (4.21)$$

При попытке унификации уравнений для коэффициентов  $a, b, c, d, e$  получена многофакторная регрессия, в которой участвует две влияющих переменных: угол  $\beta_1$  и калибр  $k$ . Среднее отклонение по значениям коэффициентов составили  $\Delta a = 3,388$  (23%);  $\Delta b = 13,08$  (20%);  $\Delta c = 20,95$  (13,6%);  $\Delta d = 13,02$  (11,94%);  $\Delta e = 2,77$  (11,36%).

$$a=103,478302-3,0077 \cdot \beta_1 - 8,650724411 \cdot k + 0,02133 \cdot \beta_1^2 - 1,90676391 \cdot k^2 + 0,27701 \cdot \beta_1 \cdot k; \quad (4.22)$$

$$b=91,9248352-0,645224 \cdot \beta_1 - 165,16 \cdot k + 0,019627822563 \cdot \beta_1^2 + 71,1316452 \cdot k^2 + 0,3600758 \cdot \beta_1 \cdot k; \quad (4.23)$$

$$c=-413,047+8,55193997 \cdot \beta_1 + 352,26773 \cdot k - 0,09035103 \cdot \beta_1^2 - 140,0336456 \cdot k^2 - 1,55997622 \cdot \beta_1 \cdot k; \quad (4.24)$$

$$d=331,0187-7,4906726 \cdot \beta_1 - 246,4185791 \cdot k + 0,0730729 \cdot \beta_1^2 + 94,217102 \cdot k^2 + 1,32721745967865 \cdot \beta_1 \cdot k; \quad (4.25)$$

$$e=-77,8562469482422+1,82559788 \cdot \beta_1 + 55,1118621826172 \cdot k - 0,017374141 \cdot \beta_1^2 - 20,6322498 \cdot k^2 - 0,324601 \cdot \beta_1 \cdot k. \quad (4.26)$$

где  $k$  – значение калибра.

Полученные уравнения (4.22) - (4.26) были проверены путем определения Критерия согласия Фишера: «проверка гипотезы о принадлежности двух дисперсий одной генеральной совокупности и, следовательно, – их равенстве, в том числе проверки значимости модели регрессии». Для этого была рассмотрены две независимые выборки: экспериментальные данные (рис 4.1) и математические зависимости (4.22) - (4.26).

Критерий Фишера определяется по формуле

$$F_{\text{observ}} = \frac{\sigma_1^2}{\sigma_2^2}, \quad (4.27)$$

где  $\sigma_1$  – большая дисперсия выборки;

$\sigma_2$  – меньшая дисперсия выборки, то есть  $\sigma_1 > \sigma_2$ .



Взвешенная дисперсия для вариационного ряда рассчитывается как средний квадрат отклонения всех значений признака ряда распределения  $x$  от средней арифметической  $\bar{x}$  по формуле:

$$\sigma^2 = \frac{\sum(x - \bar{x})^2}{n}, \quad (4.28)$$

где  $n$  – это число значений признака.

Далее определяем число степеней свободы большей дисперсии  $f_1$  и меньшей  $f_2$  как

$$f_1 = n_1 - 1, \quad (4.29)$$

$$f_2 = n_2 - 1, \quad (4.30)$$

где  $n$  – количество точек выборки.

Задавшись вероятностью в 95 % (то есть уровень значимости  $\alpha = 1 - 0,95 = 0,05$ ) определим критическое значение критерия Фишера  $F_{\text{contr}}$  по таблице [164].

Если  $F_{\text{observ}} \leq F_{\text{contr}}$ , то нулевая гипотеза верна. Значит регрессионная зависимость подобрана верно.

Результаты расчета критерия Фишера приведена в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Результаты расчета критерия Фишера

Параметр	Угол $\angle\beta_1$			
	30	40	60	70
Калибр 0,5				
Дисперсия эксп. данных $\sigma_1^2$	80,71	20,40	12,78	25,53
Дисперсия расч. данных $\sigma_2^2$	66,58	22,77	14,77	23,96
Критерий Фишера $F_{\text{observ}}$	1,21	1,12	1,16	1,07
Контрольный критерий Фишера $F_{\text{contr}}$	3,44	3,44	3,44	3,44
Калибр 1,0				
Дисперсия эксп. данных $\sigma_1^2$	98,09	16,95	14,28	15,34
Дисперсия расч. данных $\sigma_2^2$	67,73	23,56	9,50	16,82
Критерий Фишера $F_{\text{observ}}$	1,45	1,39	1,50	1,10
Контрольный критерий Фишера $F_{\text{contr}}$	3,44	3,44	3,44	3,44
Калибр 1,5				
Дисперсия эксп. данных $\sigma_1^2$	62,01	28,96	11,82	24,72
Дисперсия расч. данных $\sigma_2^2$	71,47	29,32	16,49	26,86
Критерий Фишера $F_{\text{observ}}$	1,15	1,01	1,39	1,09
Контрольный критерий Фишера $F_{\text{contr}}$	3,44	3,44	3,44	3,44
Калибр 2,0				
Дисперсия эксп. данных $\sigma_1^2$	82,00	46,35	43,85	69,26
Дисперсия расч. данных $\sigma_2^2$	84,02	46,40	42,34	60,78
Критерий Фишера $F_{\text{observ}}$	1,02	1,00	1,04	1,14
Контрольный критерий Фишера $F_{\text{contr}}$	3,44	3,44	3,44	3,44

Как видно из таблицы 4.5 очевидно выполняется условие  $F_{\text{observ}} \leq F_{\text{contr}}$ ,

следовательно мы принимаем нулевую гипотезу о равенстве дисперсий.

Таким образом, представленные уравнения позволяют получить значение интенсивности турбулентности в любой точке внутри изучаемого модуля в зависимости от трех переменных: угол  $\beta_1$ , калибр  $k$  и расстояние от оси  $x$ . Зависимости могут быть применены для любых конструкций с соблюдением условий подобия и при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,6-2,4$ .

Как сказано ранее, для эффективного анализа изотермических потоков необходимо выбрать участок в потоке, который отражал бы наиболее близкие значения к средним характеристикам. Под такие условия была выбрана приосевая зона с значением 1,0 калибра от входной плоскости ММВФ. Распределение турбулентности в данной зоне показаны на рисунке 4.2.

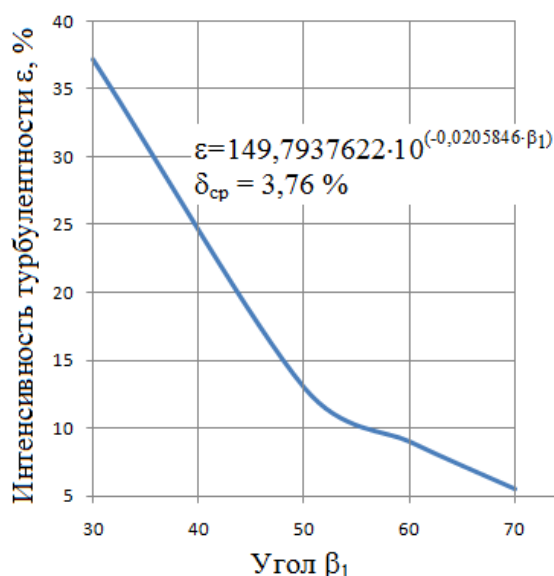


Рисунок 4.2 - Распределение турбулентности в приосевой зоне в зависимости от угла  $\beta_1$

Очевидно, что с ростом угла  $\beta_1$  интенсивность турбулентности в приосевой зоне снижается, так как при больших углах основной поток распределяется по периферии ближе к стенкам, где угол  $\beta_1$  не оказывает существенного влияния. В точке при  $\beta_1 \approx 53^\circ$  на графике наблюдается экстремум, выше которого принимать углы закрутки не рекомендуется, т.к. изменение турбулентности в этой области приобретает более плавный характер, сама турбулентность менее интенсивна и ТВС будет образовываться менее эффективно. Регрессионный анализ кривой позволил получить расчетную зависимость для определения интенсивности турбулентности от угла закрутки входного по воздуху завихрителя:

$$\epsilon = 149,7937622 \cdot 10^{(-0,0205846 \cdot \beta_1)} (\delta_{ср} = 3,76 \%). \quad (4.30)$$

Проверка данного уравнения на Критерий Фишера дала следующие результаты:

Дисперсия экспериментальных данных $\sigma_1^2$	206,00
Дисперсия расчетных данных $\sigma_2^2$	197,75
Критерий Фишера $F_{\text{observ}}$	1,04
Контрольный критерий Фишера $F_{\text{contr}}$	9,28

Сравнение расчетного и контрольного Критерия Фишера показывают, что оба вариационных ряда поддаются нормальному закону распределения.

Основным фактором влияния на эффективность образования ТВС принята интенсивность турбулентности  $\varepsilon$ . Основным фактором влияния на турбулентность принят угол  $\beta_1$ . Следовательно при последующем анализе влияния турбулентности на параметры горения в качестве исходной зависимости принимается (4.30).

#### 4.1.3 Результаты анализа эксперимента с горением

Анализ условий горения преимущественно проводился в пламени за пределами ММВФ, на выходе из нее. В данном случае целесообразно выбрать точку исследования на оси как и в случае с изотермическим опытом, так как она будет отражать наиболее характерные условия по температуре и эмиссии вредных выбросов. В итоге выбрана точка на оси на расстоянии 6,0 калибров от плоскости выхода смеси из ММВФ. Выборка данных для анализа горения приводится в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Данные экспериментального исследования горения в точке калибр 6,0 от выхода на оси

Угол $\beta_1$	Угол $\beta_3 = 20$				Угол $\beta_3 = 50$			
	Температура газов, T, К	КПД, $\eta$ , %	Эмиссия CO, ppm	Эмиссия NO <sub>x</sub> , ppm	Температура газов, T, К	КПД, $\eta$ , %	Эмиссия CO, ppm	Эмиссия NO <sub>x</sub> , ppm
30	904	0,956	23,9	22	775	0,967	19,8	28,4
40	868	0,98	18	13	732	0,985	16,5	21,2
50	809	0,973	19	13,5	662	0,985	11,2	22,8

Для анализа влияния интенсивности турбулентности  $\varepsilon$  на параметры горения построим графические зависимости этих параметров от  $\varepsilon$  (рисунок 4.3). К тому же влияние входного угла  $\beta_1$  уже было подробно рассмотрено в Главе 3.

На рисунке 4.3 четко прослеживается ухудшение практически всех параметров с ростом интенсивности турбулентности  $\varepsilon$ : возрастает температура пламени T и эмиссии вредных выбросов CO и NO<sub>x</sub>, снижается термический КПД горения. Но при минимальных значениях турбулентности большинство параметров (за исключением температуры) улучшают свои показатели с ростом  $\varepsilon$  до примерного значения 22,5 %, что соответствует углу  $\beta_1 = 40 \div 50^\circ$ . Данная точка является экстремумом, после которой происходит стремительное изменение показателей горения в худшую сторону. Очевидно, что выходной угол  $\beta_3$  также оказывает существенное влияние на параметры. В итоге данный фактор ( $\beta_3$ ) был включен в регрессионный анализ.

Для математического описания рассматривалось два варианта зависимости переменных: 1. Зависимость показателя горения от входного угла  $\beta_1$  и выходного угла  $\beta_3$  и 2. Зависимость показателя горения от интенсивности турбулентности  $\beta_1$  и выходного угла  $\beta_3$ . Первый вариант предпочтителен исключительно для конструкции, которая исследуется в данной работе. Второй вариант позволяет унифицировать данные и применять их для любых других подобных конструкций.

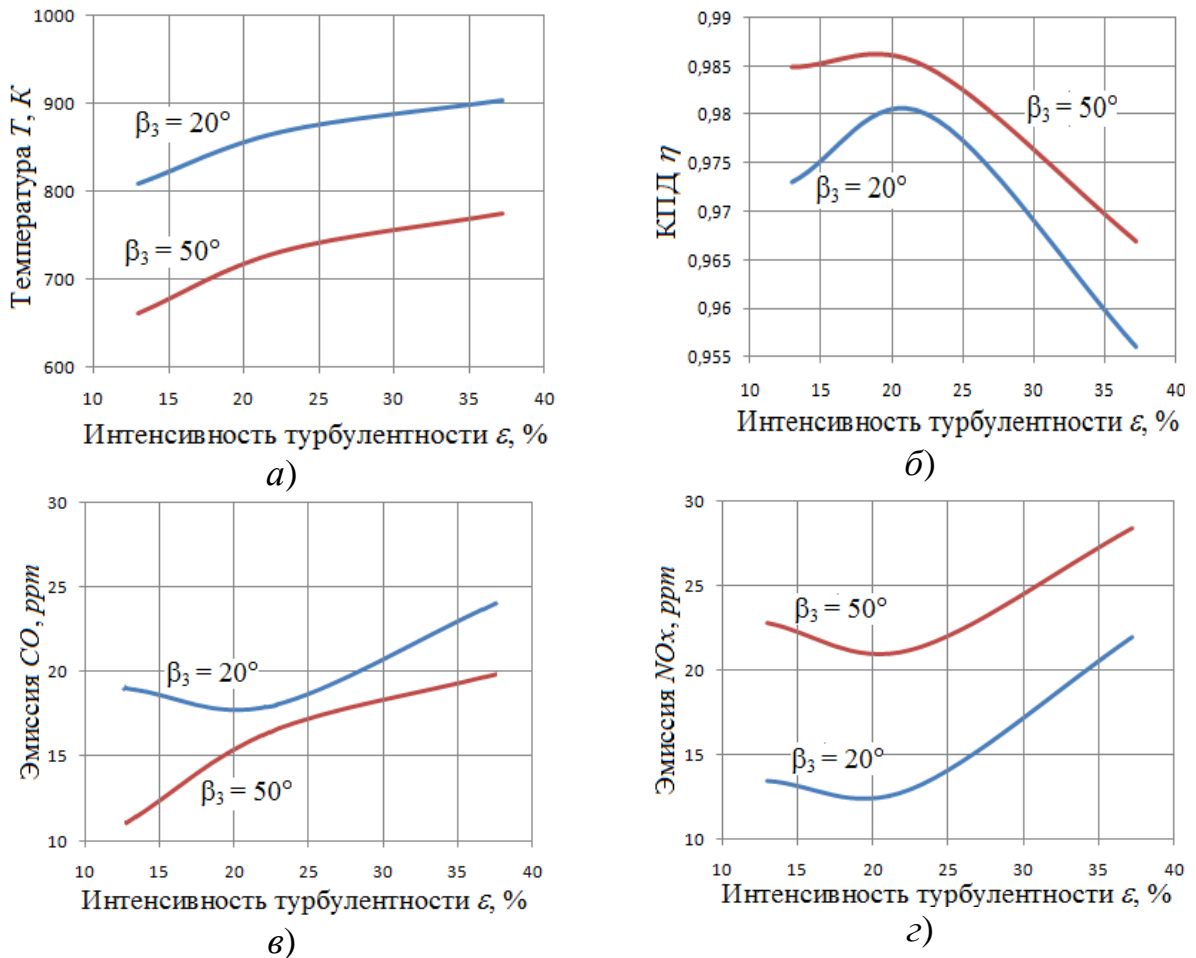


Рисунок 4.3 – Зависимость параметров горения от интенсивности турбулентности  $\varepsilon$  и угла выходного завихрителя  $\beta_3$

По результатам многофакторного регрессионного анализа с числом факторов = 2 получены следующие зависимости (по варианту 1):

$$T=1146,42749+5,85\cdot\beta_1-18,79243\cdot\beta_3-0,125\cdot\beta_1^2+0,22\cdot\beta_3^2-0,03\cdot\beta_1\cdot\beta_3 \quad (\delta_{\max} = 0,17 \ %); \quad (4.31)$$

$$\eta=-0,65568+0,0106\cdot\beta_1+0,098\cdot\beta_3-0,000122373\cdot\beta_1^2-0,0013988\cdot\beta_3^2+1,682\cdot 10^{-6}\cdot\beta_1\cdot\beta_3 \quad (\delta_{\max} = 0,96 \ %); \quad (4.32)$$

$$CO=54,7885246276855-1,101593256\cdot\beta_1-0,45257487893\cdot\beta_3+0,0122491\cdot\beta_1^2+$$

$$+0,007862218656 \cdot \beta_3^2 - 0,0061667 \cdot \beta_1 \cdot \beta_3 \quad (\delta_{\max} = 8,98 \ %); \quad (4.33)$$

$$NO_x = 92,8452835 - 4,1816239 \cdot \beta_1 + 0,7040537 \cdot \beta_3 + 0,045749396 \cdot \beta_1^2 - 0,009 \cdot \beta_3^2 + 0,004833474 \cdot \beta_1 \cdot \beta_3 \quad (\delta_{\max} = 0,54 \ %); \quad (4.34)$$

По варианту 2:

$$T = 1954,77 + 11,97367382 \cdot \varepsilon - 87,52 \cdot \beta_3 - 0,16966 \cdot \varepsilon^2 + 1,176587 \cdot \beta_3^2 + 0,024 \cdot \varepsilon \cdot \beta_3; \quad (\delta_{\max} = 0,15 \ %); \quad (4.35)$$

$$\eta = 3,99954 + 0,003 \cdot \varepsilon - 0,2137449 \cdot \beta_3 - 7,41597 \cdot 10^{-5} \cdot \varepsilon^2 + 0,00305797 \cdot \beta_3^2 - 8,029 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon \cdot \beta_3; \quad (\delta_{\max} = 0,23 \ %); \quad (4.36)$$

$$CO = 5,45002 - 0,0452628 \cdot \varepsilon + 0,904 \cdot \beta_3 + 0,0035617 \cdot \varepsilon^2 - 0,0164794 \cdot \beta_3^2 + 0,0041497 \cdot \varepsilon \cdot \beta_3 \quad (\delta_{\max} = 9,67 \ %); \quad (4.37)$$

$$NO_x = 72,4 - 0,9399 \cdot \varepsilon - 3,664 \cdot \beta_3 + 0,0273 \cdot \varepsilon^2 + 0,05752 \cdot \beta_3^2 - 0,004 \cdot \varepsilon \cdot \beta_3 \quad (\delta_{\max} = 0,13 \ %). \quad (4.38)$$

Результаты проверки уравнений (4.31) – (4.34) на Критерий согласия Фишера представлен в таблице 4.7.

Таблица 4.7 - Проверка уравнений (4.31) – (4.34) на Критерий Фишера

Параметр	Температура газов, T, К	КПД, $\eta$ , %	Эмиссия CO, ppm	Эмиссия NO <sub>x</sub> , ppm
Дисперсия эксп. данных $\sigma_1^2$	7879,47	0,00	17,50	34,99
Дисперсия расч. данных $\sigma_2^2$	7915,48	0,00	16,18	35,25
Критерий Фишера $F_{\text{observ}}$	1,005	0,82	0,92	1,01
Контрольный критерий Фишера $F_{\text{contr}}$	5,05	5,05	5,05	5,05

Результат сравнения расчетного и контрольного Критерия Фишера в пользу достоверности выбранных уравнений регрессии.

Полученные зависимости имеют допустимые пределы сходимости расчетных величин с экспериментальными, на основании чего уравнения (4.35) – (4.38) могут быть рекомендованы для использования в аналогичных исследованиях модульных воздушных форсунок камер сгорания газовых турбин, а также при прогнозировании выбросов в конструкциях, использующих лопаточные завихрители как на входе, так и на выходе.

В научной литературе имеются аналогичные исследования. Источник [165] содержит формулу для расчета выбросов оксидов азота при использовании МФУ:

$$C_{NO_x} = k_s \cdot e^{\frac{T_B}{300}} \cdot P^{0,6} \cdot G^{-0,28} \cdot \varphi^{1,3}, \quad (4.39)$$

где  $k_s$  – эмпирический коэффициент смешения, определяющий эффективность

смешения ТВС (для МФУ = 0,082);

$T_6$  – температура на выходе из установки,  $K$ ;

$P$  – давление,  $кПа$ ;

$G$  – расход воздуха,  $кг/с$ ;

$\varphi$  – коэффициент эквивалентности ( $\varphi=1/\alpha$ ).

При адаптации данной формулы для условий использования лопаточных завихрителей, как на входе воздушного потока, так и на выходе ТВС, необходимо уточнить коэффициент смешения  $\psi$ , который определяется условиями образования ТВС. В нашем случае условия смешения находятся в строгой зависимости от углов  $\beta_1$  и  $\beta_3$ . Для определения коэффициента  $\psi$  применялась многофакторная регрессия:

$$k_3 = 0,2613 - 0,01897 \cdot \beta_1 + 0,01002675 \cdot \beta_3 + 0,000218 \cdot \beta_1^2 - 0,000138 \cdot \beta_3^2 + 0,000051668 \cdot \beta_1 \cdot \beta_3. \quad (4.40)$$

На рисунке 4.4 представлен сравнительный анализ расчетных по формулам (4.39) и (4.40), и экспериментальных значений  $NO_x$ .

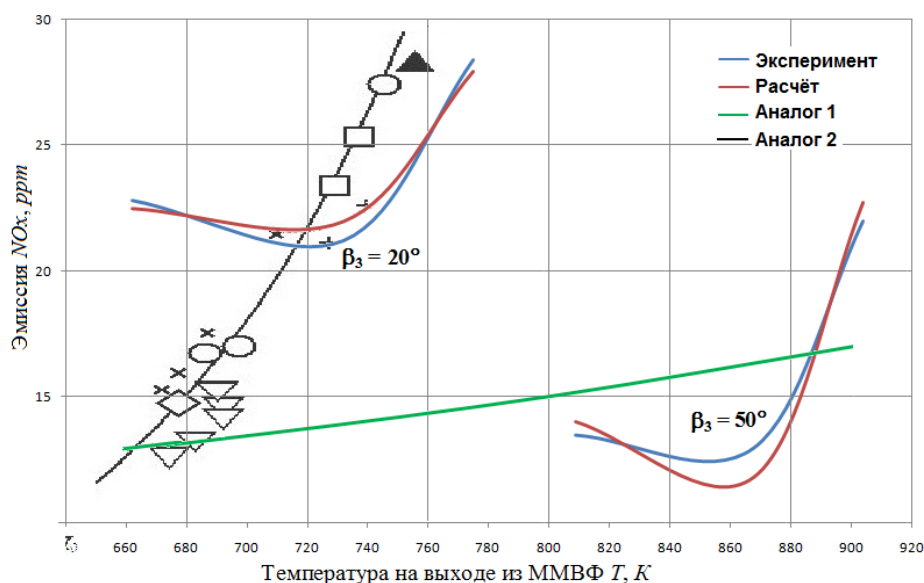


Рисунок 4.4 - Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных значений эмиссии  $NO_x$

Максимальная несходимость кривых наблюдается в точке с  $T_b = 860 K$  ( $\delta_{\max} = 9,1 \%$ ). Среднее значение погрешности во всем рассматриваемом интервале составляет  $\delta_{\text{ср}} = 3,82 \%$ , что находится в допустимых пределах [166] и может быть эффективно использовано для прогнозирования эмиссий  $NO_x$  при проектировании и создании горелочных устройств газовых турбин, применяющих лопаточные завихрители.

На рисунке 4.4 для сравнения приведены аналоги. Аналог 1: кривая выбросов  $NO_x$  из камеры сгорания с «воздушной» форсункой-стабилизатором

для автомобильного ГТД в зависимости от температуры газа на выходе [167] и Аналог 2: Экспериментальные измерения выбросов  $\text{NO}_x$  в диффузионных камерах сгорания авиационных двигателей [168]. Аналогичные исследования демонстрируют эмиссии  $\text{NO}_x$  приблизительно в том же диапазоне значений.

Большинство аналогичных классических исследований изучают влияние коэффициента избытка воздуха на выбросы  $\text{NO}_x$ . Зависимость эмиссий оксидов азота от избытка воздуха представлена на рисунке 4.5. Кривая строилась в соответствии с уравнением (4.39) с учетом изменения давления в следствие кинетического напора, а также с учетом изменения температуры за счет подмешивания воздуха. Для сравнения приведены аналоги различных типов сожигательных устройств [167, с. 116]. Собственная кривая по уравнению (4.39) выгодно отличается от аналогов по показателю вредных выбросов в среднем на 10 пунктов.

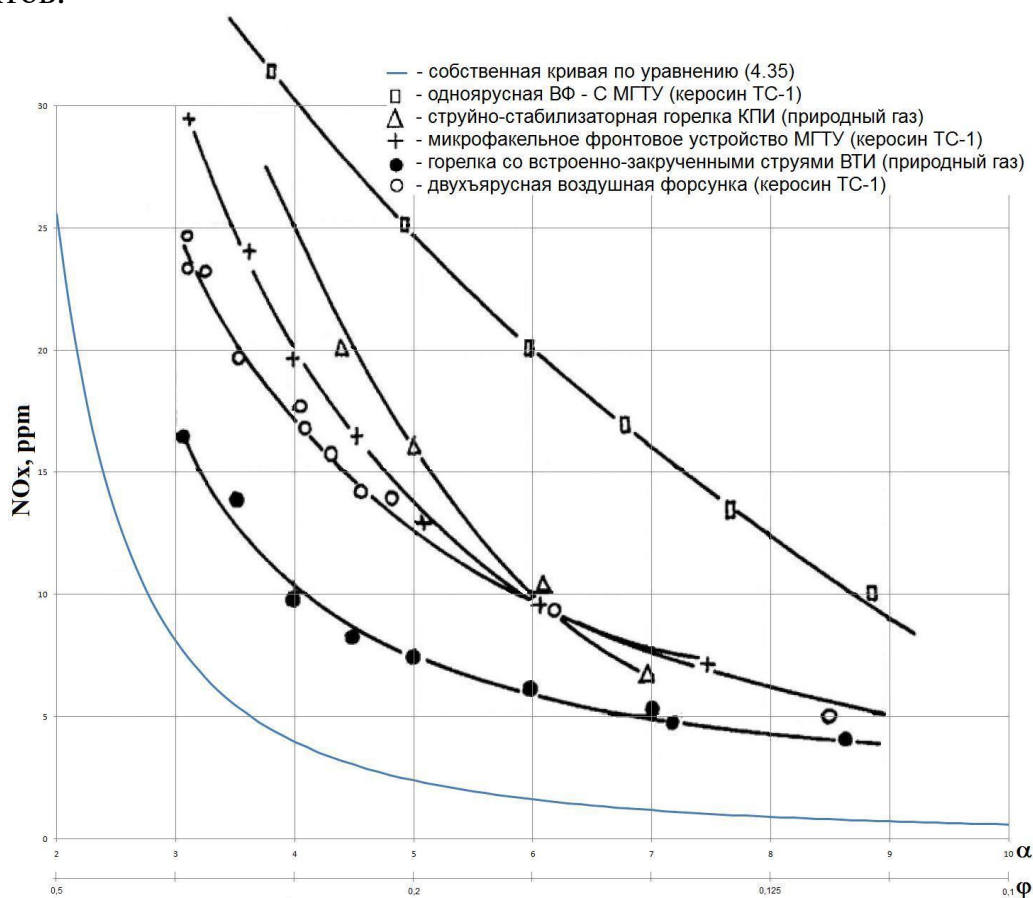


Рисунок 4.5 – Зависимость образования оксидов азота для различных МФУ

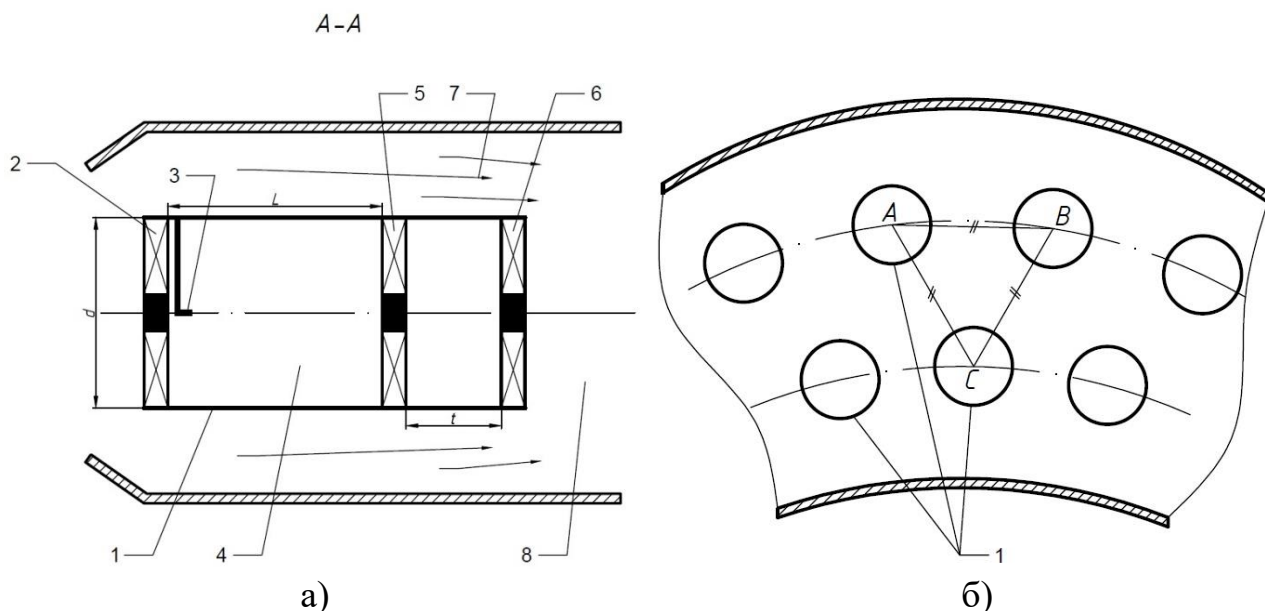
## 4.2 Обзор запатентованных в работе конструкционных решений

Сжигание предварительно перемешанной топливоздушонной смеси в ММВФ показали высокую эффективность и экологичность горения. Организация микрофакельного сжигания в камерах сгорания ГТУ и ГТД с использованием ММВФ позволяет максимально снизить эмиссию  $\text{NO}_x$  (до 15 ppm), создает термическую однородность факела во фронтном устройстве, сокращает длину КС и повышает теплонапряженность объема КС. Для

использования данных преимуществ предлагается конструкция Микромодульной воздушной форсунки, на которую получен охранный документ Республики Казахстан №34790 (Приложение В).

На рисунке 4.6 представлен продольный разрез микромодульной воздушной форсунки (ММВФ) и поперечное сечение кольцевой камеры сгорания с ММВФ. ММВФ содержит наружный цилиндрический обвод 1. На входе установлен завихритель воздуха 2 и трубка подачи топлива 3. Лопатки входного завихрителя 2 установлены под углом  $\beta_{вх} \leq 40^\circ$ . От завихрителя 2 на расстоянии  $L$  на одной оси последовательно расположены два регистра 5 и 6 с шагом  $t$ . Угол установки лопаток выходных завихрителей составляет  $\beta_{вых} \leq 30^\circ$ . Диаметр микромодуля  $d$ , длина  $L$  зоны предварительного смешивания 4, шаг между регистрами  $t$  являются функциями от вида и расхода топлива (Приложение Ж).

В камере сгорания ММВФ установлены в два яруса, расстояние между ММВФ одинаковое, соответственно оси центров расположены аналогичными равносторонними треугольниками.



а) продольный разрез ММВФ; б) поперечное сечение кольцевой камеры сгорания

Рисунок 4.6 - Микромодульная воздушная форсунка

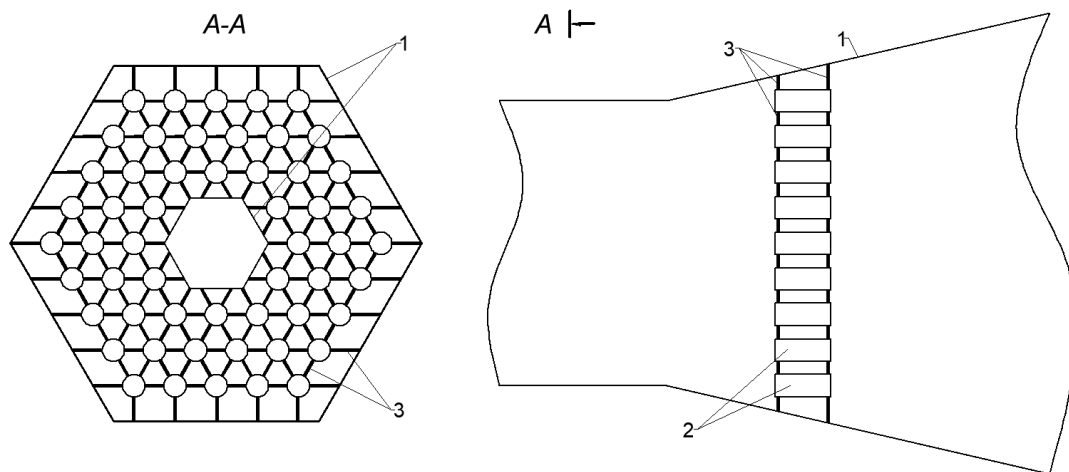
Деление фронтального устройства кольцевой камеры сгорания на множество микромодульных воздушных форсунок поможет снизить локальные зоны повышенной температуры, обеспечит повышение теплонапряженности объема КС, приведет к снижению токсичности продуктов сгорания и сокращению длины КС.

С целью повышения эффективности смешивания в ММВФ и микрофакельности КС предлагается другая конструкция КС с ММВФ, показанная на рисунках 4.7 - 4.8. На данную конструкцию кольцевой камеры сгорания с ММВФ получен патент №35085, который приводится в Приложении



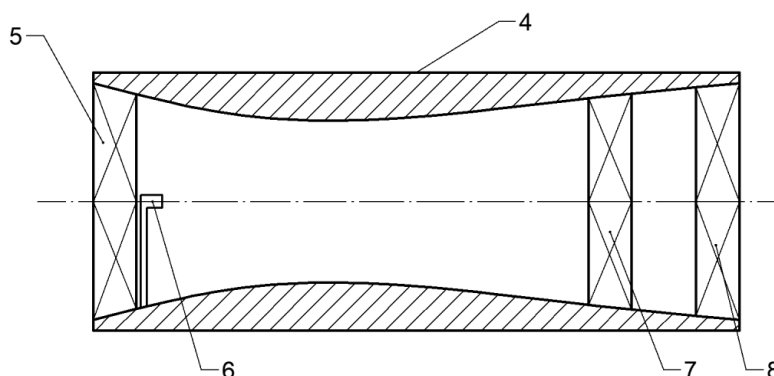
В.

Отличие данной конструкции КС (рисунок 4.6) от предыдущей (рисунок 4.7) заключается в том, что безстеночный (сквозной) фронт кольцевой камеры образует ММВФ, соединенные между собой и корпусом опорной арматурой с фиксированными расстояниями друг от друга. Также микромодульная воздушная форсунка имеет внутренний профилированный канал (рисунок 4.8).



1-корпус; 2-ММВФ; 3-опорная арматура

Рисунок 4.7 –Разрез камеры кольцевой камеры сгорания



4-цилиндр с профилированным каналом; 5-входной завихритель; 6-топливоподающее устройство; 7- промежуточный завихритель; 8-выходной завихритель

Рисунок 4.8 - Продольный разрез микромодульной воздушной форсунки

Пример реализации: поток воздуха из компрессора поступает в кольцевую камеру, где часть потока (форсуночный воздух) проходит через ММВФ 2, для подготовки ТВС, а остальная часть – через пространство между микромодулями. Форсуночный воздух в микромодули поступают через входные лопаточные завихрители 5, и смешивается с топливом, которое подается по оси завихрителей. Далее ТВС, проходя через профилированный канал и первый выходной завихритель 7, смешиваясь, образует обедненную гомогенную смесь. Затем

обедненная ТВС с помощью выходных регистров 8 закрученными потоками выходит из ММВФ в кольцевую камеру, где перемешиваясь с основным потоком воздуха, начинает гореть.

В ММВФ профилированный канал и регистр 7 способствуют интенсивному перемешиванию и образованию обедненной гомогенной смеси. А при сжигании жидкого топлива регистр 7 обеспечивает дробление капель топлива. Выходной регистр 8 из микромодуля препятствует проскоку факела внутрь ММВФ во всех режимах работы, а также эффективному смешиванию ТВС с основным потоком воздуха, обеспечивает высокую интенсивность турбулентности в среде рабочего объема камеры сгорания.

Расположение микромодулей друг от друга в виде равностороннего треугольника обеспечит равномерное температурное поле без локальных высокотемпературных зон, которые являются генераторами термических  $\text{NO}_x$ . А также сквозное выполнение фронтального устройства снижает гидравлическое сопротивление КС. Выполнение такой компоновки фронтального устройства кольцевой камеры обеспечит равномерные аэродинамические и термические характеристики пламени.

Такая камера сгорания максимально сокращает длину ГТД, в ней отсутствует разделение на зону горения и зону смешения. За счет предварительной подготовки ТВС в микромодульных форсунках уменьшается время горения и сокращается длина микрофакела. За счет увеличения количества ММВФ эффект микромодульности улучшает характеристики камеры сгорания.

В таких камерах сгорания можно значительно повысить экономичность и экологичность за счет введения управления компьютером величины дозы топлива в каждый микромодуль и их отключения при необходимости. Главным образом улучшится режим пуска и остановки ГТД.

Выбор установки осей ММВФ друг от друга как вершин равностороннего треугольника позволит ускорить экспериментальную доработку этих модулей, так как взаимодействие соседних микрофакелов друг с другом имеет место. Особенность такой кольцевой камеры сгорания, заключается в том, что ММВФ могут совершенствоваться отдельно как конструктивно, так и технологически.

Другой вариант выполнения конструкции микромодульной воздушной форсунки - это профилирование внутреннего канала в форме трубы Вентури (Патент на изобретение РК № 34943) или волнообразной (рисунки 4.9-4.11).

ММВФ «труба Вентури» (рисунок 4.9) состоит из трубы особого профиля, а именно из пары усечённых конусов, сопряжённых узкими концами (имеющие сужение 4' и расширение 4'') для изменения скорости проходящего по нему газо-воздушного потока 1. На входе трубы установлен завихритель воздуха 2. На сужающемся докритическом участке трубы диаметром  $d_{сч}$  установлены перпендикулярно потоку воздуха трубы подачи топлива 3, имеющие диаметр  $d_T$  (рисунок 4.10). Диаметр докритически суженной части трубы  $d_{сч}$  и диаметр труб подачи топлива  $d_T$  также являются функциями от расхода топлива и воздуха, вида топлива.

ММВФ «труба Вентури» работает следующим образом. Первичный

воздух через завихритель 2 закрученным потоком поступает в сужающую часть камеры 4', для образования «обедненной» смеси воздуха с топливом, поступающим по трубам 3. Соотношение форсуночного воздуха поступающего в камеру 4 будет зависеть от вида сжигаемого топлива и режима работы установки. Оно всегда будет подводится в количестве  $\alpha=0,2\div 0,4$ . Далее ТВС проходит через первый регистр 5 для гомогенизации смеси и интенсификации массообмена. В случае сжигания жидкого топлива регистр 5 способствует полному дроблению капель топлива, эффективному смешиванию и предотвращению проскока пламени внутрь трубы. После регистра 5 гомогенная смесь через второй регистр 6 закрученным потоком поступает в камеру сгорания 8, где интенсивно смешиваясь с вторичным воздухом 7, начинает гореть. Крутка регистра 6 служит для стабилизации пламени.

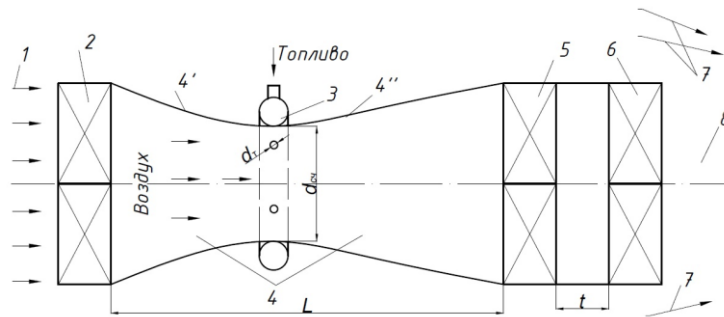


Рисунок 4.9 - ММВФ в форме трубы Вентури

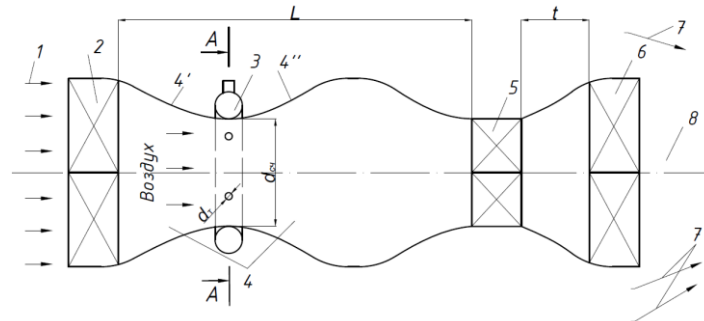


Рисунок 4.10 –ММВФ с волнообразным каналом

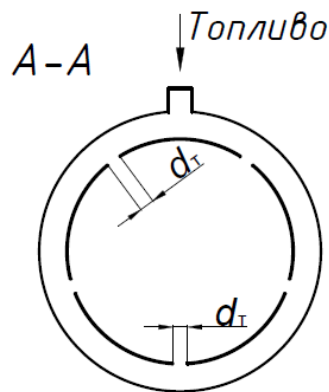


Рисунок 4.11 –Топливо подающая трубка

Таким образом, конструкция ММВФ «труба Вентури», в которой закрученный воздух смешивается также за счет сужающей конструкции, позволит максимально гомогенизировать ТВС, что приведет к значительному снижению выбросов вредных газов, а также обеспечит полноту сгорания топлива и высокую надежность работы КС в широком диапазоне нагрузки.

Впрыск топлива в первом суживающемся сечении улучшает перемешивание ТВС. Этому помогает турбулизация потока за счет закручивания во входном регистре.

Если конструкция полости подготовки ТВС будет выполнена в волнообразной форме, то сечения сужаются и расширяются попеременно, вследствие чего меняется величина скорости потока и дополнительно усиливается перемешивание ТВС. Топливо впрыскивается в первом узком сечении, так как здесь скорость потока максимальная, т.е. лучшие условия для смешения.

Таким образом, конструкции ММВФ, в которую интегрированы микрофакельная технология, завихрительная интенсификация и сжигание предварительно перемешанной смеси, позволит максимально снизить эмиссию  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ , одновременно обеспечивая высокую эффективность и надежность работы КС в широком диапазоне нагрузки. Результаты теоретического исследования конструкции приведены в Приложении Ж.

#### 4.3 Технико-экономическое обоснование применения ММВФ

Для оценки эффективности применения предлагаемого решения по снижению вредных выбросов в атмосферу на фоне сохранения стабилизированного пламени принята мощность ГТУ 10 МВт. Примем следующие исходные данные для расчета:

- Электрическая мощность  $N_{э}$ : 10 МВт;
- Термический КПД установки (по циклу Брайтона)  $\eta$ : 36 %;
- Газопровод: Бейнеу – Шымкент (месторождение Мангыстауской области, РК)
- Состав природного газа (% по объёму):

Наименование параметра	Количество
Метан $\text{CH}_4$	95,54
Этан $\text{C}_2\text{H}_6$	1,22
Пропан $\text{C}_3\text{H}_8$	0,41
Бутан и др. $\text{C}_4\text{H}_{10}$	0,1
Пентан и др. $\text{C}_5\text{H}_{12}$	–
Азот $\text{N}_2$	1,45
Углекислый газ $\text{CO}_2$	1,28
Сероводород $\text{H}_2\text{S}$	–

- Коэффициент избытка воздуха (суммарный)  $\alpha$ : 4,0.

Межгосударственный стандарт [169], действующий на территории СНГ сообщает, что “содержание окислов азота не должно превышать 150 мг/м<sup>3</sup> (73,17 ppm) для ГТУ без регенерации и 200 мг/м<sup>3</sup> (97,56 ppm) для ГТУ с регенерацией тепла (в отработавших газах при 0 °С и 0,1013 МПа и условной концентрации кислорода 15%)”. Концентрация кислорода на уровне 15 % характерна для установок ГТУ и ГТД в связи с высоким значением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  на уровне 3,5 – 4,5, в то время как обычные энергетические котлы работают в режиме  $\alpha = 1,2 - 1,4$ , что приводит к уровню кислорода в уходящих газах до 3 %. Концентрация кислорода играет важную роль при измерении вредных выбросов газоанализаторами, так как в большинстве случаев требуется пересчет значений (например, NOx) на содержание кислорода.

Для оценки объемов вредных выбросов необходимо определить параметры воздуха и объемов дымовых газов для ГТУ 10 МВт.

Рассчитаем технические характеристики горения.

- низшая теплота сгорания:

$$Q_H^c = 358 \cdot CH_4 + 638 \cdot C_2H_6 + 913 \cdot C_3H_8 + 1187 \cdot C_4H_{10} = 35474,71 \text{ кДж/м}^3, \quad (4.41)$$

- Теоретический объем воздуха:

$$V^o = 0,0478 \cdot [2 \cdot CH_4 + 3,5 \cdot C_2H_6 + 5 \cdot C_3H_8 + 6,5 \cdot C_4H_{10}] = 9,47 \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (4.42)$$

- объем двухатомных газов (азот):

$$V_{N_2}^o = 0,791 \cdot V^o + N_2/100 = 7,5 \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (4.43)$$

- объем трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [CO_2 + CH_4 + 2 \cdot C_2H_6 + 3 \cdot C_3H_8 + 4 \cdot C_4H_{10}] = 1,0 \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (4.44)$$

- объем водяных паров:

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot [2 \cdot CH_4 + 3 \cdot C_2H_6 + 4 \cdot C_3H_8 + 5 \cdot C_4H_{10}] + 0,0161 \cdot V^o = 2,12 \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (4.45)$$

- Теоретический объем продуктов сгорания:

$$V_{\Gamma}^o = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o = 10,63 \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (4.46)$$

- Действительный объем продуктов сгорания:

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^o + 1,0161 \cdot (\alpha_{\Gamma} - 1) \cdot V^o = 39,49 \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (4.47)$$

Расчетный расход топлива на ГТУ 10 МВт:

$$B_m = \frac{N_{\text{эз}}}{Q_n^c \cdot \eta} = 0,78 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.48)$$

Из проведенных замеров (таблица 4.6) интервал выбросов  $\text{NO}_x$  лежит в пределах  $13 \div 28,4 \text{ ppm}$ . Для расчета примем среднее значение –  $20,7 \text{ ppm}$  ( $42,44 \text{ мг/м}^3$ ).

Массовый расход  $\text{NO}_x$  на выходе из турбины составит:

$$V_{\text{NO}_x} = \text{NO}_x \cdot V_r \cdot B_m = 1312,18 \text{ мг/с} = 39,68 \text{ т/год}. \quad (4.49)$$

Большинство газовых турбин и двигателей в Казахстане стремится придерживаться требований ГОСТ [169].  $150 \text{ мг/м}^3 - 200 \text{ мг/м}^3$ . Таковы государственные требования уполномоченного органа по контролю за загрязнением окружающей среды. На деле часто эта цифра превышает отмеченные лимиты. Сегодня в большинстве случаев применяются ГТУ с регенерацией и рекуперацией отходящих газов. Поэтому для оценки ущерба примем максимальное значение  $200 \text{ мг/м}^3$  ( $97,56 \text{ ppm}$ ).

Массовый расход  $\text{NO}_x$  на выходе из турбины без применения ММВФ составит по формуле (4.49):

$$V'_{\text{NO}_x} = \text{NO}'_x \cdot V_r \cdot B_m = 6184,45 \text{ мг/с} = 187,02 \text{ т/год},$$

где  $\text{NO}'_x$  – это выброс  $\text{NO}_x$  без учета внедрения ММВФ,  $\text{мг/м}^3(\text{ppm})$ .

В результате количество выбросов в атмосферу окислов азота в течение года сокращается на:

$$\Delta V_{\text{NO}_x} = V'_{\text{NO}_x} - V_{\text{NO}_x} = 147,34 \text{ т/год}. \quad (4.50)$$

Штрафные санкции для Республики Казахстан составляют 20МРП ( $2917 \cdot 20 = 58340$  тенге) за тонну согласно Статьи 324 [170].

Экономия средств за счет сокращения вредных выбросов составит:

$$\Pi = \Delta V_{\text{NO}_x} \cdot 20\text{МРП} = 8595652,05 \text{ тнз/год}. \quad (4.51)$$

Рассчитаем необходимые капитальные затраты на установку модулей ММВФ в кольцевую камеру сгорания ГТУ на 10 МВт. Согласно результатов огневых испытаний (раздел 3.2.3) измеренный расход топлива на одну форсунку составил  $B_{mf} = 0,0006 \text{ кг/с}$ , а средний расчетный термический КПД горения –  $\eta_t = 97,9\%$ . Тепловая мощность одного модуля:

$$Q_{\text{ММВФ}} = B_{mf} \cdot \rho_m \cdot Q_n^c \cdot \eta_t = 23,76 \text{ кВт}. \quad (4.52)$$

где  $\rho_m$  – плотность топлива,  $\text{кг/м}^3$ .

Количество необходимых модулей ММВФ для ГТУ 10 МВт:

$$n = \frac{N_{\text{эз}}}{Q_{\text{ММВФ}} \cdot \eta} = 1169. \quad (4.53)$$

Модули камер сгорания подвержены воздействию высоких температур и перепадов давления, динамическим и вибрационным нагрузкам, а также пульсациям газового потока. Максимальный перепад давления на корпус КС может достигать 300 МПа, а температура стенок - 650-700 °С. Максимальное значение по результатам измерений (таблица 4.6)  $T = 904 \text{ K}$  (631 °С).

Для изготовления микромодуля кольцевой камеры сгорания необходимо подобрать материал, удовлетворяющий условиям работы и обеспечивающий работоспособность конструкции в течении всего срока службы. Он должен обладать следующими качествами: жаропрочность и жаростойкость, устойчивость к газовой коррозии, высокое сопротивление усталости и трещинообразованию и т.д.

В качестве материала корпуса ММВФ рекомендуется применить жаропрочные титановые сплавы (450-500 °С), или жаропрочные стали и сплавы на никелевой основе например ХН78Т (600-750 °С). Для изготовления внутренних элементов (завихрители) лучше использовать жаропрочные сплавы на никелевой и хромистой основе, например Х20Н80Т.

Таким образом, стоимость установки заметно возрастет по сравнению с конструкцией на основе стали 20. Ориентировочная рыночная стоимость 1 модуля ММВФ составит примерно  $S_{\text{ММВФ}} = 28500$  тнг.

Тогда капитальные затраты можно рассчитать по формуле:

$$Kз = n \cdot S_{\text{ММВФ}} \cdot 1,3 = 43318325,82 \text{ тнг}, \quad (4.54)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий затраты на монтаж (30 % от стоимости).

В качестве годовых издержек учитываются только издержки на ремонт, амортизацию и прочие, так как остальные издержки относятся к работе ГТУ и покрываются за счет продажи электро и тепловой энергии. В нашем случае прибыль учитывается только за счет сокращения вредных выбросов в атмосферу и снижения платежей штрафов.

Годовые издержки на ремонт:

$$I_p = 0,027 \cdot Kз = 1169594,80 \text{ тнг/год}, \quad (4.55)$$

где 0,027 – норматив годовых затрат на ремонт (2,7 % от капитальных затрат).

Годовые издержки на амортизацию:

$$I_a = 0,023 \cdot Kз = 996321,49 \text{ тнг/год}, \quad (4.56)$$

где 0,023 – норматив годовых затрат на амортизацию (2,3 % от капитальных затрат).

Прочие годовые издержки:

$$I_{\text{пр}} = 0,1 \cdot (I_p + I_a) = 216591,63 \text{ тнг/год}. \quad (4.57)$$

Сумма годовых издержек:

$$\Sigma I = I_p + I_a + I_{пр} = 2382507,92 \text{ тнг/год}, \quad (4.58)$$

Ориентировочный срок окупаемости, лет:

$$T_{ок} = \frac{Kз}{\Pi - \Sigma I} = 6,97. \quad (4.59)$$

При пересчёте стоимости 1 модуля ММВФ с учетом показателя инфляции в Казахстане 7 % в год стоимость модуля упала с 28500 тнг до 24500 тнг. То есть капитальные затраты сократятся:

$$Kз = n \cdot S_{ММВФ} \cdot 1,3 = 37238560,79 \text{ тнг}.$$

Сумма годовых издержек с учетом 7% инфляции в Казахстане (с расчетом на 7 лет):

$$\Sigma I = (I_p + I_a + I_{пр}) \cdot 1,07^{T_{ок}} = 3288834,51 \text{ тнг/год}.$$

где 1,07 – коэффициент, учитывающий уровень инфляции. Для Казахстана 7%.

Срок окупаемости:

$$T_{ок} = \frac{Kз}{\Pi - \Sigma I} = 7,02$$

При рыночной стоимости 1 модуля ММВФ около 24500 тнг с учетом 7 % годовой инфляции в Казахстане модернизация ГТУ мощностью 10 МВт окупится за 7 лет.

#### 4.4 Выводы

Получена многофакторная регрессионная зависимость интенсивности турбулентности от геометрических характеристик, позволяющая воссоздать поле турбулентности внутри ММВФ, также выведены математические зависимости температуры  $T$ , КПД горения  $\eta$  и эмиссий  $CO$  и  $NO_x$  от таких показателей как интенсивность турбулентности  $\varepsilon$  внутри микромодуля и углов поворота лопаток входного  $\beta_1$  и выходного  $\beta_3$  завихрителей. Установлено влияния степени турбулентности на образование  $NO_x$  и в методике расчета  $NO_x$  внесены поправки.

Полученные в главе зависимости температуры  $T$ , КПД горения  $\eta$  и эмиссий  $CO$  и  $NO_x$  от таких показателей как интенсивность турбулентности  $\varepsilon$  внутри микромодуля и углов поворота лопаток входного  $\beta_1$  и выходного  $\beta_3$  завихрителей имеют допустимые пределы сходимости расчетных величин с экспериментальными, на основании чего данные уравнения могут быть рекомендованы для использования в аналогичных исследованиях модульных воздушных форсунок камер сгорания газовых турбин, а также при прогнозировании выбросов в конструкциях, использующих лопаточные завихрители как на входе воздушной среды, так и на выходе потока ТВС.



Предлагаемые конструкционные решения микромодульной воздушной форсунки с внедрением в нее микрофакельной технологии, завихрительной интенсификации и сжигания предварительно перемешанной смеси, позволят максимально снизить эмиссии  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ , одновременно обеспечивая высокую эффективность и надежность работы КС в широком диапазоне нагрузки.

При рыночной стоимости 1 модуля ММВФ около 24500 тнг с учетом 7 % годовой инфляции в Казахстане модернизация ГТУ мощностью 10 МВт окупится за 7 лет.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Был проведен подробный анализ литературных и патентных источников. Проанализированы основные причины появления эмиссий вредных газов на примере CO и NO<sub>x</sub> в камерах сгорания ГТД. Осуществлена выборка наиболее эффективных способов снижения вредных выбросов. Определены их достоинства и недостатки.

2. Разработана, реализована в конструкции и комплексно исследована новая микромодульная воздушная форсунка для кольцевых камер сгорания ГТД, что подтверждено Патентом РК № 34790 (Бюл. № 52). А также в ходе исследования были оформлены и получены патенты на изобретение Республики Казахстан № 34943 и № 35085 (Приложение В).

3. Теоретическими и экспериментальными исследованиями подтверждена эффективность, предложенной конструкции с низкой эмиссией токсичных оксидов азота и угарного газа. Теоретические исследования выполнены с использованием пакета программ Ansys fluent.

4. Проведены изотермические исследования влияния диаметра трубы микромодуля и степени крутки входного завихрителя на интенсивность турбулентности воздушного потока, а также выбора места выпуска топлива в форсунке на качество смешения топливовоздушной смеси. Среднее отклонение экспериментальных результатов от компьютерной модели составила 6,9 %.

5. Экспериментальные исследования проводились на огневом стенде АУЭС на базе “Казкотлосервис”: Комплексные испытания физической модели ММВФ проведены с целью определения влияния геометрических параметров лопаточных завихрителей на выбросы токсичных оксидов азота и CO. Средняя несходимость по всему диапазону измерений температуры составила от 3 до 15%.

6. С использованием регрессионного анализа получена расчетная зависимость интенсивности турбулентности в микромодуле от угла закрутки воздушного потока. Также установлена зависимость выхода NO<sub>x</sub> с использованием многофакторного регрессионного анализа от коэффициента смешения и от угла закрутки ТВС на выходе из форсунки. Данные зависимости универсальны и удобны к применению на аналогичных конструкциях. Предлагаемые технические решения обоснованы экономически.

7. Полученные результаты расчетно-экспериментальных исследований микромодульной воздушной форсунки для камеры сгорания ГТД используются в учебном процессе (Приложения А, Б и Д) и работах, проводимых в ТОО “Казтурборемонт” (Приложение Г).

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Armaroli N., Balzani V. The future of energy supply: challenges and opportunities // *Angewandte chemie international edition*. - 2007. - №46(1-2). - С. 52-66.
- 2 Pavri R., Moore G.D. Gas turbine emissions and control. – Atlanta: General Electric report № GER-4211, 2001. – 36 p.
- 3 Lefebvre A.H. Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions. – Boca Raton: CRC press, 2010. – 558 p.
- 4 Woodcock J., Tonne C., Armstrong B.G. et al. Public health benefits of strategies to reduce greenhouse-gas emissions: urban land transport // *The Lancet*. – 2009. – №374 (9705). – P. 1930-1943.
- 5 Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
- 6 Samuelsen S., Rich burn, quick-mix, lean burn (RQL) combustor. The gas turbine handbook, US department of energy, Office of fossil energy, National energy technology laboratory, DOE/NETL2006-1230, 2006. – P. 227-233.
- 7 Martin F., Dederick P. NO<sub>x</sub> from fuel nitrogen in two-stage combustion // *Symposium (International) on combustion*. – 1977. – Vol. 16, №1. – P. 191-198.
- 8 Takagi T., Tatsumi T., Ogasawara M. Nitric oxide formation from fuel nitrogen in staged combustion: Roles of HCN and NH<sub>i</sub> // *Combustion and flame*. – 1979. – №35. – P. 17-25.
- 9 Романовский Г.Ф., Сербин С.И., Ванцовский В.Г., Викул В.В. Технология малоэмиссионного сжигания топлива в камерах сгорания газотурбинных двигателей // *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. – 2005. – №6. – С. 154–160.
- 10 Герамисенко В.П. О неустойчивости горения в камерах сгорания ГТД // *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. – 2007. – № 2. – С.83-85.
- 11 Достяров А.М. Микрофакельное горение в топливосжигающих устройствах. – Шымкент: ЮКГУ им. М.О. Ауезова, 1999. – 181 с.
- 12 Любчик Г.Н., Варламов Г.Б., Романов В.В., Ванцовский В.Г., Викул В.В. Результаты испытаний камеры сгорания ГТД ДГ80 с низкоэмиссионным горелочным устройством на базе трубчатых модулей // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2009. – № 6(40). – С. 13-178.
- 13 Turns S.R. An introduction to combustion. – New York: McGraw-hill, 1996. – 565 p.
- 14 Warnatz J., Maas U., Dibble R. W. Combustion: Physical & Chemical Fundamentals, Modelling & Simulation, Experiments, Pollutant Formation. – New York: Springer, 1996. – 265 p.
- 15 Miller J.A., Bowman C.T. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion // *Progress in energy and combustion science*. – 1989. – №15(4) . – P. 287-338.
- 16 Zeldovich J. The oxidation of nitrogen in combustion and explosions // *Acta physicochim.* – 1946. – № 21(4) . – P. 577-628.

- 17 Lavoie G.A., Heywood J.B., Keck J.C. Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines // *Combustion science and technology*. – 1970. – №1(4) . – P. 313-326.
- 18 Fenimore C. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames // *Symposium (International) on combustion*. – 1971. – Vol. 13, №1. – P. 373-380.
- 19 Bowman C.T. Control of combustion-generated nitrogen oxide emissions: technology driven by regulation // *Symposium (International) on combustion*. – 1992. – Vol. 24, №1. – P. 859-878.
- 20 Correa S.M. A review of NO<sub>x</sub> formation under gas-turbine combustion conditions // *Combustion science and technology*. – 1993. – №87(1-6) . – P. 329-362.
- 21 Heberling P. “Prompt no” measurements at high pressures // *Symposium (International) on combustion*. – 1977. – Vol. 16, №1. – P. 159-168.
- 22 Altemark D., Knauber R., Ergebnisse von Untersuchungen an einem Vormischbrenner unter Druck mit extrem niedriger NO<sub>x</sub>-Emission // *VDI-Berichte*. – 1987. – № 645. – P. 299-311.
- 23 Malte P.C., Pratt D. The role of energy-releasing kinetics in NO<sub>x</sub> formation: fuel- lean, jet-stirred CO-air combustion // *Combustion science and technology*. – 1974. – №9(5-6) . – P. 221- 231.
- 24 Dean, A.M., Bozzelli J.W. Combustion chemistry of nitrogen // in: *Gas-phase combustion chemistry*, by edition Jr. Gardiner W. C.. – New York: Springer, 2000. - P. 125-341.
- 25 Bozzelli J.W., Dean A.M. O+NNH: A possible new route for NO<sub>x</sub> formation in flames // *International journal of chemical kinetics*. – 1995. – 27(11). – P. 1097-1109.
- 26 Rutar T. et al. NO<sub>x</sub> formation pathways in lean-premixed-prevapourized combustion of fuels with carbon-to-hydrogen ratio between 0.25 and 0.88 // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. – 2007. – №221(3). – P. 387-398.
- 27 Sullivan N. et al. Ammonia conversion and NO<sub>x</sub> formation in laminar coflowing nonpremixed methane-air flames // *Combustion and flame*. – 2002. – №131(3) . – P. 285-298.
- 28 Nicol D., Malte, P.C., Lai, J., Marinov, N.N., Pratt, D.T., Corr, R.A. NO<sub>x</sub> sensitivities for gas turbine engines operated on lean-premixed combustion and conventional diffusion flames // *Proceedings of the ASME 1992 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 3: Coal, Biomass and Alternative Fuels; Combustion and Fuels; Oil and Gas Applications; Cycle Innovations*. – Cologne: ASME, 1992. – V003T06A012.
- 29 Rink K., Lefebvre A. Influence of fuel drop size and combustor operating conditions on pollutant emissions. – *SAE Technical paper 861541*, 1986. – 12 p.
- 30 Campbell A., Goldmeer J., Healy T., Washam R., Molie`re M., Citenoj. Heavy duty gas turbines fuel flexibility // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. Volume 3: Combustion, Fuels and Emissions, Parts A and B*. – Berlin: ASME, 2008. – P. 1077-1085.
- 31 Cocchi S., Sigali S. Development of a Low-NO<sub>x</sub> Hydrogen-Fuelled Combustor for 10 MW Class Gas Turbines // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*

2010: Power for Land, Sea, and Air. Volume 2: Combustion, Fuels and Emissions, Parts A and B. – Glasgow: ASME, 2010. – P. 1025-1035.

32 Richards G.A., McMillian M.M., Gemmen R.S., Rogers W.A., Cully S.R. Issues for low-emission, fuel-flexible power systems // Progress in energy and combustion science. – 2001. – №27(2) . – P. 141-169.

33 Lieuwen T., McDonell V., Petersen E., Santavicca D. Fuel flexibility influences on premixed combustor blowout, flashback, autoignition, and stability // Journal of engineering for gas turbines and power. – 2008. – №130(1) . – 011506.

34 Taamallah S., Vogiatzaki K., Alzahrani F.M., Mokheimer E.M.A., Habib M.A., Ghoniem A.F. Fuel flexibility, stability and emissions in premixed hydrogen-rich gas turbine combustion: Technology, fundamentals, and numerical simulations // Applied energy. – 2015. – №154. – P. 1020-1047.

35 Williams T.C., Shaddix C.R., Schefer R.W. Effect of syngas composition and CO<sub>2</sub>-diluted oxygen on performance of a premixed swirl-stabilized combustor // Combustion science and technology. – 2007. – №180(1) . – P. 64-88.

36 Casleton K.H., Breault R.W., Richards G.A. System issues and tradeoffs associated with syngas production and combustion // Combustion science and technology. – 2008. – 180(6). – P. 1013-1052.

37 Dunn-Rankin D. Lean combustion: technology and control. – Boston: Academic press, 2007. – 280 p.

38 Dobbeling K., Meeuwissen T., Zajadatz M., Flohr P. Fuel flexibility of the Alstom GT13E2 medium sized gas turbine // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. Volume 3: Combustion, Fuels and Emissions, Parts A and B. – Berlin: ASME, 2008. – 719-725

39 Klimstra, J. Interchangeability of gaseous fuels – the importance of the WOBBE-INDEX. – SAE Technical Paper 861578, 1986. – 14 p.

40 Treloar R.D. Gas installation technology. – New York: John Wiley & Sons, 2010. – 498 p.

41 Lamnaouer M. Flashback analysis for ULN hydrogen enriched natural gas mixtures. – Orlando: Department of mechanical engineering, University of Central Florida, 2007.

42 Patent US5259184A USA. Dry low NO<sub>x</sub> single stage dual mode combustor construction for a gas turbine / Borkowicz R., Foss D.T., Popa D.M., Mick W.J., Lovett J.A.; applicant and patentee General Electric Co. – № US5259184A; application filed 30.03.92; publication 08.08.94.

43 Patent EP0269824A2 USA. Premixed pilot nozzle for dry low NO<sub>x</sub> combustor / Waslo J., Kuwata M., Washam R.M.; applicant and patentee General Electric Co. – № EP0269824A2; application filed 21.10.87; publication 08.06.88.

44 Patent EP0564185A1 USA. Dry low NO<sub>x</sub> multi-nozzle combustion liner cap assembly / Fitts D.O.; applicant and patentee General Electric Co. – № EP0564185A1; application filed 26.03.93; publication 06.10.93.

45 Patent US4928481A USA. Staged low NO<sub>x</sub> premix gas turbine combustor / Joshi N.D., Moreno F.E.; applicant and patentee Prutech II. – № US4928481A; application filed 13.07.88; publication 13.07.08.

46 Patent US6047550A USA. Premixing dry low NO<sub>x</sub> emissions combustor

with lean direct injection of gas fuel / Beebe K.W.; applicant and patentee General Electric Co. – № US6047550A; application filed 02.05.96; publication 11.04.00.

47 Patent US4292801A USA. Dual stage-dual mode low nox combustor/ Wilkes C., Hilt M.B.; applicant and patentee General Electric Co. – № US4292801A; application filed 11.07.79; publication 06.10.81.

48 Razak A. Industrial gas turbines: performance and operability. – Cambridge: Woodhead Publishing, 2007. – 624 p.

49 Washam R. Dry low NO<sub>x</sub> combustion system for utility gas turbine // ASME paper. – 1989. – № 89-GT-254. – 9 p.

50 Davis L., Washam R. Development of a dry low NO<sub>x</sub> combustor // ASME paper. – 1989. – № 89-GT-255. – 6 p.

51 Leonard, G., Stegmaier J. Development of an aeroderivative gas turbine dry low emissions combustion system // Journal of engineering for gas turbines and power. – 1994. – №116(3). – P. 542–546.

52 York W.D., Ziminsky W.S., Yilmaz E. Development and testing of a low NO<sub>x</sub> hydrogen combustion system for heavy-duty gas turbines // Journal of engineering for gas turbines and power. – 2013. – №135(2) . – 022001.

53 Hollon B. et al. Ultra-Low Emission Hydrogen/Syngas Combustion With a 1.3 MW Injector Using a Micro-Mixing Lean-Premix System // Proceedings of the ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 2: Combustion, Fuels and Emissions, Parts A and B. – Vancouver: ASME, 2011. – P. 827-834.

54 Reijnders J., Luijten B.C., Goey L.D. Investigation of direct-injection via micro-porous injector nozzle // Proceedings of the 4th European combustion meeting conference paper. – Vienna: 2009. – P. 1-6.

55 Patent JP5491277B2 Japan. Method and apparatus for combustor nozzle with flameholding protection / Widener S.K.; applicant and patentee General Electric Co. – № JP5491277B2; application filed 19.05.10; publication 14.05.14.

56 Hill P., Peterson C. Aerothermodynamics of inlets, combustors and nozzles // in: Mechanics and thermodynamics of propulsion. 2nd edition. – Boston: Addison-Wesley, 1992. – P. 217-274.

57 Baldyga J., Bourne J.R. Turbulent mixing and chemical reactions. – New-York: John Wiley & Sons, 1999. – 700 p.

58 Reed R.J. North American combustion handbook vol. I, 3-rd edition. – Cleveland: North American Mfg. CO., 1986. – 332 p.

59 Broadwell J.E., Breidenthal R.E. A simple model of mixing and chemical reaction in a turbulent shear layer // Journal of fluid mechanics. – 1982. – Vol.125. – P. 397-410.

60 King G.F., Dutton J.C., Lucht R.P. Instantaneous, quantitative measurements of molecular mixing in the axisymmetric jet near field // Physics of fluids. – 1999. – Vol. 11. – P. 403-416.

61 Meyer T.R., Dutton J.C., Lucht R.P. Vortex interaction and mixing in a driven gaseous axisymmetric jet // Physics of fluids. – 1999. – Vol. 11. – P. 3401-3415.

62 Feikema D.A., Everest D., Driscoll J.F. Images of dissipation layers to quantify mixing within a turbulent jet // AIAA Journal. – 1996. – Vol. 34. – P.

2531-2538.

63 Ko N.W.M., Kwan A.S.H. The initial region of subsonic coaxial jets // *Journal of fluid mechanics*. – 1976. – Vol. 73(2). – P. 305-332.

64 Dahm W.J.A., Frieler C.E., Tryggvason G. Vortex structure and dynamics in the near field of a coaxial jet // *Journal of fluid mechanics*. – 1992. – Vol. 241. – P. 371-402.

65 Ribeiro M.M., Whitelaw J.H. Coaxial jets with or without swirl // *Journal of fluid mechanics*. – 1980. – Vol. 96. – P. 769-795.

66 Flores R.M., McDonell V.G., Samuelsen G.S. Impact of ethane and propane variation in natural gas on the performance of a model gas turbine combustor // *Journal of engineering for gas turbines and power*. – 2003. – Vol. 125. – P. 701-708.

67 Doerr Th., Blomeyer M., Hennecke D.K. Optimization of multiple jets mixing with confined crossflow // *Journal of engineering for gas turbine and power*. – 1997. – Vol. 119. – P. 315-321.

68 Sekundov A.N. The propagation of turbulent jet in an opposing stream // in: *Turbulent jets of air, plasma and real gas*, by edition Abramovich G.N. – New York: Consultants bureau, 1969. – P. 99-109,

69 Lam K.M., Chan H.C. Round jet in ambient counterflowing stream // *Journal of hydraulics engineering*. – 1997. – Vol. 123, №10. – P. 895-903.

70 Lam K.M., Chan H.C. Time-averaged mixing behavior of circular jet in counterflow: velocity and concentration measurements // *Journal of hydraulics engineering*. – 2002. – Vol. 128, №9. – P. 861-865.

71 Gutmark E.J., Parr T.P., Wilson K.J., Schadow K.C. Active control in combustion systems with vortices // *Proceedings of International Conference on Control Applications*. – Albany, NY: IEEE, 1995. – C. 679-684.

72 Tang S.K., Ko N.W.M. Experimental investigation of the structure interaction in an excited coaxial jet // *Experimental thermal and fluid science*. – 1994. – № 8. – P. 214-229.

73 Long T.A., Petersen R.A. Controlled interactions in a forced axisymmetric jet. Part 1. The distortion of the mean field // *Journal of fluid mechanics*. – 1992. – Vol. 253. – P. 37-55.

74 Wu K.E., Breuer K.S. Dynamics of synthetic jet actuator arrays for flow control // *AIAA fluid dynamics conference and exhibit*. – Orlando: Published Online <https://doi.org/10.2514/6.2003-4257>, 2003. – 4257.

75 Smith B.L., Glezer A. Vectoring and small-scale motions effected in free shear flows using synthetic jet actuators // *35th AIAA aerospace sciences meeting and exhibit*. – Reno, NV.: AIAA paper 97-0213, 1997.

76 Smith B.L., Glezer A. The formation and evolution of synthetic jets // *Physics of fluids*. – 1998. – Vol. 10. – P. 2281-2297.

77 Yuan C.C.L., Krstic M., Bewley T.R. Active control of jet mixing // *IEE Proceedings - control theory and applications*. – 2004. – Vol. 151, № 6. – P. 763-772

78 Каховский К.В., Мингалеев Ф.М., Нестерев Е.Д. Влияние конструкции стабилизатора на характеристику устойчивости горения жидкого распыленного топлива // *Труды КАИ*. – Казань, 1970. – 124 с. – С. 98-110.

79 Нидевески П.В., Джонс Р.Е. Измерение концентрации загрязняющих

веществ, выделяемых завихрительной камерой сгорания // Ракетная техника и космонавтика. – 1974. – № 6. – С. 134-141.

80 Кныш Ю.А. Методы снижения токсичности выхлопа воздушно-реактивных двигателей: учеб. пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1979. – 78 с.

81 Христич В.А. Газовая горелка с широким диапазоном регулирования производительности // Теория и практика сжигания газа. – Л.: Недра, 1964. – вып. 2. – С.328-341.

82 Христич В.А., Любчик Г.Н., Гавриш В.А., Ткачук Ю.Ф. Струйно-стабилизаторный метод как средство снижения токсичности продуктов сгорания // В кн: Эффективные средства контроля и очистки технологических и транспортных выбросов в атмосфере. – Киев. –1979. – С. 5-10.

83 Христич В.А. О путях снижения эмиссии  $\text{NO}_x$  при сжигании топлив с высоким и переменным избытком воздуха // В кн.: Образование окислов азота в процессах горения и пути снижения выброса их в атмосферу. – Киев, – 1979. – С. 7-14

84 Любчик Г.Н., Гавриш С.А., Христич В.А. Результаты испытания струйного горелочного устройства // Газовая промышленность. – 1973. – №1. – С. 37-41

85 Ткачук Ю.Ф., Лобчик Г.Н., Христич В.А. Сжигание жидкого и газообразного топлива в струйных топливосжигающих устройствах // В кн.: Теория и практика сжигания газа. Вып. 6. – Л.: Недра, 1975. – С.5-9

86 Experimental study of effects of flame holder geometry on emissions and performance of lean premixed combustors: contractor report / author Venkataramani R.G. NASA CR. – 1978. – 89 p.– № 135424. – Contract grant: NAS3-20603. – ID 19780018204

87 Баев В.К., Бутовский Л.С., Любчик Г.Н., Христич В.А. Комбинированные газогорелочные устройства и некоторые особенности его рабочего процесса // В кн.: Теория и практика сжигания газа. Вып.4. – Л.: Недра, 1968. – С. 198-207

88 Нужнов Ю.В., Устименко Б.П. Диффузионное горение турбулентных потоков. – Алматы: Ғылым, 1993. – 300 с.

89 Баков А.В. Скоростная газовая горелка // Газовая промышленность. – 1973. – № 6. – С. 39-41

90 Barber S.T. Chauffage direct de l'air par le gas naturel // RGT. – 1972. – V.XI, № 132. – P. 1247-1248.

91 Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Травин А.К., Шур М.Л. Современные подходы к моделированию турбулентности : учеб. пособие. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 234 с.

92 Garnier E., Adams N., Sagaut P. Large eddy simulation for compressible flows. – New York: Springer, 2009. – 285 p.

93 Spalart P.R. Strategies for turbulence modeling and simulations // International journal of heat and fluid flow. – 2000. – Vol. 21. – P. 252–263.

94 Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие. – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. – 108 с.



95 Spalart P. R., Jou W. H., Strelets M., Allmaras S.R. Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach // Proceedings of first AFOSR international conference on DND/LES. – Louisiana: Greyden press, 1997. – P. 137-148.

96 Elattar H.F., Rayko Stanev, Eckehard Specht, Fouada A. CFD simulation of confined non-premixed jet flames in rotary kilns for gaseous fuels // Computers & Fluids. – 2014. – Vol.102. – P. 62–73.

97 Достияров А.М., Достиярова А.М., Садыкова С.Б., Картджанов Н.Р. Микромодульные воздушные форсунки для кольцевой камеры сгорания ГТД // Вестник КазННТУ. – 2019. – №6 . – С. 451-456.

98 Dostiyarov A.M., Sadykova S.B. Micro-modular air driven combustion nozzle: experimental and numerical modelling studies towards optimal geometric design // Thermal science journal. – 2022. – P. 257-257. <https://doi.org/10.2298/TSCI210410257D>

99 Meier W., Duan X., Weigand P. Investigations of swirl flames in a gas turbine model combustor // Combustion and flame. – 2006. – Vol. 144, №. 1. – P. 225-236.

100 Gupta A.K., Lilley D.G., Syred N. Swirl flows. – Tunbridge Wells: Abacus press, 1984. – 475 p.

101 Syred N., Beer J. Combustion in swirling flows: A review // Combustion and flame. – 1974. – Vol. 23, №. 2. – P. 143-201.

102 Chigier N.A., Beer J.M. Velocity and static-pressure distributions in swirling air jets issuing from annular and divergent nozzles // Journal of basic engineering. – 1964. – Vol. 86, №. 4. – P. 788-796.

103 Hinze J.O. Turbulence. – New York: McGraw-Hill Inc, 1975. – 790 p.

104 Хнище О.И. Турбулентность. –М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. – 681 с.

105 Tennekes H., Lumley J. L. A first course in turbulence. – Boston: MIT press, 1972. – 300 p.

106 Weigand P., Meier W., Duan X., Strieker W., Aigner M. Investigations of swirl flames in a gas turbine model combustor // Combustion and flame. – 2006. – Vol. 144, №. 1-2. – P. 205-224.

107 Peters N. Turbulent combustion. – Cambridge: Cambridge University press, 2000. – 322 p.

108 Chen Y.-C., Bilger R.W. Simultaneous 2-D imaging measurements of reaction progress variable and OH radical concentration in turbulent premixed flames: Instantaneous flame- front structure // Combustion science and technology. – 2002. – Vol. 167, №. 1. – P. 187-222.

109 Driscoll J.F. Turbulent premixed combustion: Flamelet structure and its effect on turbulent burning velocities // Progress in energy and combustion science. – 2008. – Vol. 34, №. 1. – P. 91-134

110 Swaminathan N., Bray K. Turbulent premixed flames. – Cambridge: Cambridge university press, 2011. – 438 p.

111 Law C., Sung C. Structure, aerodynamics, and geometry of premixed flamelets // Progress in energy and combustion science. – 2000. – Vol. 26, №. 4. – P.

459-505.

112 Lee T.-W., North G., Santavicca D. Surface properties of turbulent premixed propane/air flames at various Lewis numbers // *Combustion and flame*. – 1993. – Vol. 93, №. 4. – P. 445-456.

113 Date A.W. *Introduction to computational fluid dynamics*. – Cambridge: Cambridge university press, 2005. – 398 p.

114 Baukal C.E., Gershtein V.Y., Li X. *Computational fluid dynamics in industrial combustion*. – Boca Raton: CRC press, 2001. – 647 p.

115 Versteeg H.K., Malalasekera W. *An introduction to computational fluid dynamics. the finite volume method*. 2nd edition. – London: Pearson, 2007. – 520 p.

116 Kundu P., Cohen I. *Fluid Mechanics*. 2nd edition. – Boston: Academic press, 1990. – 700 p.

117 Fraser T. *Numerical modelling of an inverted cyclone gasifier: thesis PhD / Cardiff university*. – Cardiff, 2003.

118 Batchelor G. K. *The theory of homogeneous turbulence*. – Cambridge: Cambridge university press, 1953. – 197 p.

119 Fox R.O. *Computational models for turbulent reacting flows*. – Cambridge: Cambridge university press, 2003. – 438 p.

120 Lesieur M. *Turbulence in fluids*. – Dordrecht: Kluwer, 1990. – 254 p.

121 McComb W. D. *The physics of fluid turbulence*. – Oxford: Oxford university press, 1990. – 572 p.

122 Monin A.S., Yaglom A.M. *Statistical fluid mechanics: mechanics of turbulent*. – Cambridge: MIT Press, 1971. – 782 p.

123 Panchev S. *Random functions and turbulence*. – Oxford: Pergamon Press, 1971. – 444 p.

124 Pope S.B. *Turbulent flows*. – Cambridge: Cambridge university press, 2008. – 802 p.

125 Wilcox D.C. *Turbulence modeling for CFD*. – La Canada, California: DCW Industries Inc., 1993. – 460 p.

126 ANSYS fluent theory guide, ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, November 2013. – 814 p.

127 Menter, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA Journal*. – 1994. – № 32(8). – P. 1598-1605.

128 Wenming Y., Dongyue J., Kenny C.K.Y., Dan Z., Jianfeng P. Combustion process and entropy generation in a novel microcombustor with a block insert // *Chemical engineering journal*. – 2015. – №274. – P. 231-237. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2015.04.034>

129 Torkzadeh M.M., Bolourchifard F., Amani E. An investigation of air-swirl design criteria for gas turbine combustors through a multi-objective CFD optimization // *Fuel*. – 2016. – № 186. – P. 734-749. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.09.022>

130 Beer J.M., Chigier N.A. *Combustion aerodynamics, applied science*. – New York: Wiley, 1972. – 265 p.

131 Bradshaw P. *An introduction to turbulence and its measurement*. – New York: Pergamon press, 1971. – 218 c.

132 Perry A.E. *Hot-wire anemometry*. – New York: Oxford press, 1982. – 204 p.

- 133 Устименко Б.П., Змейков В.Н., Шишкин А.А. Термоанемометрические методы исследования турбулентности в газовых потоках и факелах. – Алма-ата: Наука, 1983. – 180 с.
- 134 Ярин Л.П., Генкин А.Л., Кукес В.И. Термоанемометрия газовых потоков. – Л: Машиностроение, 1983. – 198 с.
- 135 Wygnanski I., Fiedler H. Some measurements in the self-preserving jet // Journal of fluid mechanics. – 1969. – Vol. 38(2). – P. 577-612.
- 136 Chaturvedi M.C. Characteristics of axisymmetric expansions // Journal of the hydraulics division. – 1963. – Vol. 89, №. HY3. – P. 61-92.
- 137 Janjua S.I. Turbulence measurements in a complex flowfield using a six-orientation hot-wire probe technique: M.S. thesis / Oklahoma state university. – Oklahoma, 1981. – 131 p.
- 138 Vu B.T., Gouldin F.C. Flow measurements in a model swirl combustor // AIAA journal. – 1982. – Vol. 20, №. 5. – P. 642-651.
- 139 Janjua S. I., McLaughlin D.K., Jackson T.W., Lilley D.G. Turbulence measurements in a confined jet using a six-orientation hot-wire probe technique // AIAA journal. 1983. – Vol. 21, №. 12. – P. 1609-1610.
- 140 Rhode D.L., Lilley D.G., McLaughlin D.K. Mean flow-fields in axisymmetric combustor geometries with swirl // AIAA journal. – 1982. – Vol. 21, №. 4. – P. 593-660.
- 141 Ramos J. I., Sommer H.T. Swirling flow in a research combustor // AIAA journal. – 1985. – Vol. 23, №. 2. – P. 241-248.
- 142 Laufer J. The Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow. – NASA Technical Report 1209, 1956. – 18 p.
- 143 Lawn D.J. The determination of the rate of dissipation in turbulent pipe flow // Journal of fluid mechanics. – 1971. – Vol. 48. – P. 477-505.
- 144 Rose W.G. A Swirling round turbulent jet // Journal of applied mechanics. – 1962. – Vol. 29. – P. 615-625.
- 145 Pratte B.D., Keffer L.R. The swirling turbulent jet // Journal of basic engineering. – 1972. – Vol. 94. – P. 739-748.
- 146 Habib M.A., Whitelaw J.H. Velocity characteristics of confined coaxial jets with and without swirl // Journal of fluids engineering. – 1980. – Vol. 102(1). – P. 47-53.
- 147 Sander G.F., Lilley D.G. The performance of an annular vane swirler // 19th Joint Propulsion Conference. – Seattle, WA: AIAA paper 83-1326, 1983.
- 148 Исатаев С.И., Аскарова А.С., Болегенова С.А., Толеуов Г., Лаврищев О.А., Исатаев М.С., Шакиров А.Л. Специальный физический практикум по физической гидро- и аэродинамике: учебное пособие. – Алматы: КазНУ им. Аль-Фараби, 2015. – 226 с.
- 149 Dvorak K., Syred N. The statistical analysis of hot wire anemometer signals in complex flowfields // DISA Conference. – Leicester: University of Leicester, 1972.
- 150 Jorgensen F.E. Directional sensitivity of wire and fiber film probes // DISA Information №11. – Jersey City: Franklin lakes, 1971. – P. 31-37.
- 151 King C.F. Some studies of vortex devices–vortex amplifier performance behaviour: thesis PhD / University college of Wales. – Cardiff, 1978.

152 Perry A. E., Morrison G.L. Static and dynamic calibrations of constant temperature hot wire systems // *Journal of fluid mechanics*. – 1970. – Vol. 47. – P. 765–777.

153 Смольяков А.В., Ткаченко В.М. Измерение турбулентных пульсаций. – Л.: Энергия, 1980. – 264 с.

154 Jackson T. W. Turbulence characteristics of swirling flowfields: thesis PhD / Oklahoma state university. – Oklahoma, 1983. - 281 p.

155 Yoon H. K., Lilley D. G. Five-hole pitot probe time-mean velocity measurements in confined swirling flows // 21st Aerospace Sciences Meeting. – Reno, NV: AIAA paper 83-O315, 1983. – P. 10-13.

156 Щукин В.К., Гортышов Ю. Ф., Дресвянников Ф.И., Идиаттулин Н.С. Теория и техника теплофизического эксперимента. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 360 с.

157 Пат. 34790 Республика Казахстан. F23D 1/00, F23D 11/00. Микромодульная воздушная форсунка / Достияров А.М., Садыкова С.Б., Картджанов Н.Р.; заявитель и патентообладатель НАО «Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева» – № 2019/0832.1; заявл. 14.11. 19; опубл. 25.12.2020, Бюл. №12. – 3 с.

158 Sadykova S.B., Dostiyarov A.M., Zhumagulov M.G., Kartjanov N.R. Influence of turbulence on the efficiency and reliability of combustion chamber of the gas turbine // *Thermal Science Journal*. – 2021. – № 25 (6 Part A). – P. 4321–4332. <https://doi.org/10.2298/TSCI200831064S>

159 Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1984 – 280 с.

160 Никифоров А.С. Топливо и теория горения: учебное пособие. – Павлодар: Кереку, 2014. – 260 с.

161 Резник В.Е., Данильченко В.П., Болотин Н.Б., Ковылов Ю.Л., Лукачев С.В. Инженерные основы проектирования камер сгорания ГТД: учебное пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – 80 с.

162 Чистяков С.Ф., Радун Д.В. Теплотехнические измерения и приборы. – М.: Высшая школа, 1972. – 392 с.

163 ТРМ138 Измеритель-регулятор универсальный восьмиканальный. Руководство по эксплуатации. – М., 2003. – 80 с.

164 Таблица значений критерия Фишера (F-критерия). <https://www.matematicus.ru/teoriya-veroyatnosti/tablitzy/tablitza-znachenij-kriteriya-fishera-f-kriteriya>. 15.06.2019.

165 Умышев Д.Р., Достияров А.М. Экспериментальное изучение влияния подачи топлива на образование оксидов азота// Сбор. науч. труд. 1-ой международ. научно-прак. конф. «Технико-технологическое развитие отраслей и предприятий». – Нижний Новгород: Профессиональная наука, 2017. – С. 17-25.

166 Кибарин А.А. Разработка микрофакельного фронтального устройства для камеры сгорания транспортного ГТД с пониженным образованием оксидов азота: дисс. канд. техн. наук: 05.04.02. – Москва, 1991. – 160 с. – С. 35.

167 Достияров А.М. Разработка топливосжигающих устройств с микрофакельным горением и методики их расчета: дисс. докт. техн. наук:

05.14.04. – Алматы, 2000. – 238 с.

168 Lipfert F.W. Correlation of gas turbine emissions data // International gas turbine and fluids engineering conference and products show. – San Francisco: ASME, 1972. – 16 p.

169 ГОСТ 28775-90. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия. – М.: Стандартинформ, 2005. (с дополнениями по состоянию на 06.04.2015 г.)

170 Кодекс Республики Казахстан об административных правонарушениях от 5 июля 2014 года № 235-V (с изменениями и дополнениями по состоянию на 01.07.2021 г.).

171 Пат. 34943 Республика Казахстан. F23D 11/00. Микромодульная воздушная форсунка, имеющая форму трубы Вентури / Садыкова С.Б., Достияров А.М., Картджанов Н.Р., Ожикенова Ж.Ф.; опубл. 13.08.2021, Бюл. №32. – 4 с.

Достияров А.М., Кибарин А.А., Тютбаева Г.М.,  
Кагранова Г.С., Ожикенова Ж.Ф., Садыкова С.Б.

## КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И МИКРОФАКАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА



Алматы 2020

УДК 662.951.2(035.3)  
ББК 31.365в 4  
К 18

Достияров А.М., Кибарин А.А., Тютбаева Г.М., Кагранова Г.С.,  
Ожикенова Ж.Ф., Садыкова С.Б. Камеры сгорания и микрофакельные  
устройства. - Алматы: АУЭС им. Г.Даукеева, 2020. - 190 с.

### Рецензенты:

Орумбаев Р.К. – доктор технических наук, профессор кафедры ТЭУ  
АУЭС;  
Алимгазин А.Ш. – доктор технических наук, профессор кафедры  
«Теплоэнергетика» ЕНУ им. Л.Гумилева;  
Омарбеков Т.О. – доктор технических наук, профессор КазНАУ;

В монографии рассмотрены основы организации рабочего процесса и  
конструкции камер сгорания газотурбинных установок, микрофакельный  
метод сжигания и горелочные устройства, представлены новые  
микрофакельные устройства, проведен обзор полученных авторских  
свидетельств и патентов, современные исследования и пути  
совершенствования микрофакельных устройств для сжигания природного  
газа и жидкого топлива в ГТД.

Для инженерно-технических работников, связанных с эксплуатацией,  
наладкой и исследованием газотурбинных двигателей и газотурбинных  
установок, а также магистрантов и докторантов специальности  
«Теплоэнергетика».

Монография подготовлена в рамках грантового финансирования по  
теме ИРН АР05134025 «Исследование и разработка микрофакельных  
фронтных устройств, комплексных технических решений с целью  
повышения экологической безопасности работы газотурбинных установок в  
Казахстане».

ISBN 978-5-91327-500-4

© Достияров А.М., Кибарин А.А., Тютбаева Г.М.,  
Кагранова Г.С., Ожикенова Ж.Ф., Садыкова С.Б.  
© Издательство Алматинского университета  
энергетики и связи им. Г.Даукеева, 2020

## Монография



Достияров А.М., Колдасова Г.А.,  
Садыкова С.Б., Картджанов Н.Р.

# ОТЫН ЖӘНЕ ЖАНУ ПРОЦЕСТЕРІ. ТӨМЕН СОРТТЫ ОТЫНДЫ ЖАҒУДЫҢ ЕРЕКШЕЛІКТЕРІ



Алматы, 2020

ЭОЖ 662 (075.8)  
КБЖ 35.63 я 73  
О-89

Пікір берушілер:

Диханбаев Б.И., техника ғылымдарының докторы, С. Сейфуллин атындағы Қазақ Агротехникалық университетінің «Жылу энергетика» кафедрасының аға оқытушы

Жумагулов М.Г., PhD, Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университетінің «Жылу энергетика» кафедрасының доцент міндетін атқарушы

Туманов М.Е., техника ғылымдарының кандидаты, Ғұмарбек Дәукеев атындағы АЭЖБУ «Жылу энергетикалық қондырғылар» кафедрасының доценті

Отын және жану процестері. Төмен сортты отынды жағудың ерекшеліктері: оқу құралы / А.М. Достияров, Г.А. Колдасова, С.Б. Садыкова, Н.Р. Картджанов. – Алматы: Ғұмарбек Дәукеев атындағы АЭЖБУ, 2020. – 169 б.

ISBN 978-601-7307-90-5

Оқу құралында отын, отынның химиялық құрамы, отынның жану өнімдері және құрамы, жану реакциялары, яғни олардың түрлері, оту жылдамдығы мен параметрлерге әсері туралы айқындалған. Сондай-ақ төмен сортты отындарды жағу, төмен сортты отындарды пайдаланудың тиімділігін арттырудың жолдары, улы газдар аз түзілетін форсуңкалар, жанарғылар және ГТК-ның жану камераларынан қоршаған ортаға шығатын зиянды заттардың классификациясы келтірілген және де сол зиянды заттардың шығарылуы төмендетудің жолдары толықтай қарастырылған.

Ұсынылып отырған оқу құралы «Жылу энергетикасы» білім беру бағдарламасы бойынша оқитын бакалаврлар, магистранттар, сондай-ақ докторанттар үшін пайдалы және қызықты болып табылады.

Ғұмарбек Дәукеев атындағы АЭЖБУ Ғылыми Кеңесінің шешімімен  
ұсынылған  
(№14 хаттама 12.05.2020)

ISBN 978-601-7307-90-5

© Достияров А.М., Колдасова Г.А.,  
Садыкова С.Б., Картджанов Н.Р.  
© Ғұмарбек Дәукеев атындағы  
Алматы энергетика және байланыс  
университетінің басылымы, 2020



Патенты

  
 ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ      РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН  
 REPUBLIC OF KAZAKHSTAN  
**ПАТЕНТ**  
**PATENT**  
 № 34790  
 ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION



(21) 2019/0832.1

(22) 14.11.2019

(45) 25.12.2020

(54) Микромодульді ауа бүріккіші  
Микромодульная воздушная форсунка  
Micro-modular air nozzle

(73) «Ғұмарбек Даукеев атындағы Алматы энергетика және байланыс университеті»  
коммерциялық емес акционерлік қоғамы (KZ)  
Некоммерческое акционерное общество «Алматинский университет энергетики и связи  
имени Гумарбека Даукеева» (KZ)  
«Almaty University of Power Engineering and Telecommunication named after. G. Daukeyev»  
Non-Commercial Joint-Stock Company (KZ)

(72) Достияров Абай Мухамедиярұлы (KZ)      Dostiyarov Abay Mukhamediyaruly (KZ)  
Садыкова Самал Бекболатовна (KZ)      Sadykova Samal Bekbolatovna (KZ)  
Картджанов Нурлан Режепбаевич (KZ)      Kartjanov Nurlan Rezhepbayevich (KZ)



ЭЦҚ қол қойылды  
Подписано ЭЦП  
Signed with EDS

Е. Оспанов  
Е. Оспанов  
Y. Ospanov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМК директоры  
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»  
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE



ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ



РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ  
PATENT

№ 34943

ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION



(21) 2020/0071.1

(22) 09.02.2020

(45) 13.08.2021

(54) Вентури құбыры пішіні тәріздес микромодульді ауа форсункасы  
Микромодульная воздушная форсунка, имеющая форму трубы Вентури  
Micromodular air nozzle formed as a Venturi tube

(73) Садыкова Самал Бекболатовна (KZ)  
Sadykova Samal Bekbolatovna (KZ)

(72) Садыкова Самал Бекболатовна (KZ) Sadykova Samal Bekbolatovna (KZ)  
Достияров Абай Мухамедиярұлы (KZ) Dostiyarov Abay Mukhamediyaruly (KZ)  
Картджанов Нурлан Режепбаевич (KZ) Kartjanov Nurlan Rezhepbayevich (KZ)  
Ожикенова Жанат Фархатовна (KZ) Ozhikenova Zhanat Farkhatovna (KZ)



ЭЦҚ кол қойылды  
Подписано ЭЦП  
Signed with EDS

Е. Оспанов  
Е. Оспанов  
Y. Ospanov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМК директоры  
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»  
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE



ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ



РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ  
PATENT

№ 35085

ӨНЕРТАБЫҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION



(21) 2020/0072.1

(22) 09.02.2020

(45) 13.08.2021

(54) Микромодульді ауа бүріккіштері бар сақиналы жану камерасы  
Кольцевая камера сгорания с микромодульными воздушными форсунками  
Annular combustion chamber with micromodular air nozzles

(73) Садыкова Самал Бекболатовна (KZ)  
Sadykova Samal Bekbolatovna (KZ)

(72) Садыкова Самал Бекболатовна (KZ) Sadykova Samal Bekbolatovna (KZ)  
Достияров Абай Мухамедиярұлы (KZ) Dostiyarov Abay Mukhamediyarly (KZ)  
Картжанов Нурлан Режепбаевич (KZ) Kartjanov Nurlan Rezhepbayevich (KZ)



ЭЦҚ қол қойылды  
Подписано ЭЦП  
Signed with EDS

Н. Әбілқайыров  
Н. Абулқайыров  
N. Abulkairov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМҚ директорының м.а.  
И.о. директора РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»  
Executive director of RSE «National institute of intellectual property»



Акт внедрения в производство



«КазТурбоРемонт» Сервис Орталығы» ЖШС Қабанбай батыр даңғылы, 28 010000, Астана, Қазақстан тел.: +7 7172 57 62 82 e-mail: info@ktr.kz www.ktr.kz	ТОО «Сервисный Центр «КазТурбоРемонт» проспект Кабанбай батыра, 28 010000, Астана, Казахстан тел.: +7 7172 57 62 82 e-mail: info@ktr.kz www.ktr.kz	«Service Center «KazTurboRemont» LLP 28, Kabanbay Batyr ave. 010000, Astana, Kazakhstan phone: +7 7172 57 62 82 e-mail: info@ktr.kz www.ktr.kz
---	---	---

г. Нур-Султан

«29» октября 2021 г.

**Справка о внедрении научно-исследовательской работы  
докторанта Садыковой Самал Бекболатовны**

Научно-исследовательская работа Садыковой С.Б. по разработке микромодульных воздушных форсунок для камер сгорания ГТУ и ГТД представляет научный интерес с точки зрения возможности внедрения в ГТУ, используемых для транспортировки газа и нефти, тем более в настоящее время создание малотоксичных камер сгорания ГТУ является весьма актуальным.

В работе Садыковой С.Б. исследованы современные научные подходы, влияние характеристик турбулентности потока на перемешивание газообразного топлива и воздуха и его влияние на вредные выбросы. А также применение для расчетов программы Ansys Fluent, для сравнения с экспериментами, несравнимо увеличивает интерес к результатам работы.

Мы готовы рассмотреть предложение о внедрении материалов научно-исследовательской работы Садыковой С.Б. для ГТУ на газоперекачивающих станциях.

Настоящим документом подтверждаем, что ТОО «КазТурбоРемонт» не несет никаких обязательств по премированию исполнителей переданных нам результатов научно-исследовательской работы.

Генеральный директор



Усеров А. Г.



KTR-IMS-QAC-PRO-001-F-08/1  
Дата: 29.10.2021  
Рев.: А01  
Стр.: 1 из 1

Акты внедрения в учебный процесс

«УТВЕРЖДАЮ»  
 Проректор по науке и инновациям  
 Евразийского национального  
 университета им. Л.Н. Гумилева  
 Меридинова Г.Т.  
 «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Мы представители Алматинского университета энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева, с одной стороны, и Евразийского национального университета имени Л.Н. Гумилева, с другой стороны, составили настоящий акт о том, что материалы диссертационного исследования докторанта **Садыковой Самал Бекболатовны** на тему «**Разработка и исследование микромодульных воздушных форсунок для кольцевых камер сгорания ГТД**», отраженные в монографии «**Камеры сгорания и микрофакельные устройства**» и в учебном пособии «**Отын және жану процестері. Төмен сортты отынды жағудың ерекшеліктері**», написанные в соавторстве с д.т.н., профессором А.М. Достияровым, внедрены в учебный процесс Евразийского национального университета им. Л.Н. Гумилева в дисциплинах «**Паротурбинные и газотурбинные установки на ТЭС и АЭС**», «**Паровые и газовые турбины**», а так же «**Отын және жану теориясы**» и «**Отын жағудың арнайы сұрақтары**».

Представитель  
 Евразийского национального  
 университета им. Л.Н. Гумилева:

Заведующий кафедрой  
 «Теплоэнергетика», к.т.н.  
 Сакипов К.Е.

«15» шілде 2020 г.

Представители  
 Алматинского университета  
 энергетики и связи  
 имени Гумарбека Даукеева:

Д.т.н., профессор  
 Достияров А.М.

«25» 05 2020 г.

Докторант  
 Садыкова С.Б.

«26» шілде 2020 г.



**«УТВЕРЖДАЮ»**  
**Проректор**  
**по научной и инновационной деятельности**  
**НАО «Алматинский университет**  
**энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева»**  
**А.А. Саухимов**  
«          »            2021 г.



### АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Данный акт подтверждает, что материалы диссертационного исследования докторанта **Садыковой Самал Бекболатовны** на тему **«Разработка и исследование микромодульных воздушных форсунок для кольцевых камер сгорания ГТД»**, отраженные в монографии «Камеры сгорания и микрофакельные устройства» и в учебном пособии «Отын және жану процестері. Төмен сортты отынды жағудың ерекшеліктері», написанные в соавторстве с д.т.н., профессором А.М. Достияровым, внедрены в учебный процесс Алматинского университета энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева в дисциплинах «Тепловые машины и ГТУ», «Газовые турбины и парогазовые установки», а так же «Жану теориясы және жану құрылғылары» и «Отын жағудың арнайы сұрақтары» образовательной программы 6В07103 – Теплоэнергетика.

Директор ИТСУ

Бегимбетова А.С.

Зав. кафедрой МПИ

Байтенова Л.М.

Зав. кафедрой ТЭУ

Кибарин А.А.

**Список научных трудов, опубликованных по теме диссертации**

**Статья в базе Web of Science:**

1. Samal B. Sadykova, Abay M. Dostiyarov, Mikhail G. Zhumagulov, Nurlan R. Kartjanov. Influence of turbulence on the efficiency and reliability of combustion chamber of the gas turbine // Thermal Science Journal (Q4, percentile 41) Thermal Science Journal. - 2021. – № 25 (6 Part A). – С. 4321–4332. <https://doi.org/10.2298/TSCI200831064S>
2. Abay M. Dostiyarov, Samal B. Sadykova. Micro-modular air driven combustion nozzle: experimental and numerical modelling studies towards optimal geometric design // Thermal Science Journal (Q4, percentile 41). - 2022. <https://doi.org/10.2298/TSCI210410257D>

**Статья в базе Scopus:**

3. Vaubek A., Zhumagulov, M., Kartjanov N., Sadykova S., Arpabekov M. Experimental test of Water-Oil Emulsion Combustion // E3S Web of Conferences. -2020. - № 178. – 01012 (percentile 25 %).

**Журналы ККСОН Республики Казахстан:**

4. Достияров А.М., Достиярова А.М., Садыкова С.Б., Картджанов Н.Р. Микромодульные воздушные форсунки для кольцевой камеры сгорания ГТД // Вестник КазНУ. – 2019. - № 6 (136). - С. 451-456.
5. Достияров А.М., Садыкова С.Б., Яманбекова А.К., Картджанов Н.Р. Изотермическое исследование влияния угла закрутки входного потока на интенсивность турбулентности // Вестник ПГУ. - 2020. - № 2. - С. 127-136
6. Sadykova S.B., Dostiyarov A.M., Dostiyarova A.M., Kartjanov N.R. Simulation of the operating conditions in a gas turbine engine combustion chamber // Вестник Евразийского национального университета имени Л.Н. Гумилева. Серия Технические науки и технологии. – 2020. – № 1 (130). – С. 71-77.

**Патенты Республики Казахстан:**

7. Патент 34790 Республика Казахстан. – Микромодульная воздушная форсунка. / Достияров А.М., Садыкова С.Б., Картджанов Н.Р.; опубл. 25.12.2020, Бюл. №52. – 3 с.
8. Патент 34943 Республика Казахстан. – Микромодульная воздушная форсунка, имеющая форму трубы Вентури. / Садыкова С.Б., Достияров А.М., Картджанов Н.Р., Ожикенова Ж.Ф.; опубл. 13.08.2021, Бюл. №32. – 4 с.
9. Патент 35085 Республика Казахстан. – Кольцевая камера сгорания с микромодульными воздушными форсунками. / Садыкова С.Б., Достияров А.М., Картджанов Н.Р.; опубл. 13.08.2021, Бюл. №32. – 5 с.

### **Конференции:**

10. Достияров А.М., Кибарин А.А., Садыкова С.Б., Картджанов Н.Р. Разработка новых микрофакельных фронтных устройств камер сгорания ГТУ. Международный научно-практический журнал «VII GLOBAL SCIENCE AND INNOVATIONS 2019: CENTRAL ASIA», Нур-Султан, 25-28 сентября 2019 г. – С. 46-51.

11. Umyshev D.R., Dostiyarov A.M., Sadykova S.B., Iiev I., Dostiyarova A.M. Numerical modeling of the combustion of pre-mixed fuel in micromodule burner. Международная научная конференция: «Technium». – Constanta (Румыния), 2020. – Vol. 2. – С. 1-7.

12. Садыкова С.Б., Картджанов Н.Р. Экологически чистые и эффективные технологии пиролиза и газификации угля, ТБО, других углеродосодержащих отходов и материалов с получением газообразных, жидких и твердых продуктов переработки твердого топлива и перспективы применения этих технологий. Научно-практическая конференция: «Угольная теплоэнергетика в Казахстане: проблемы, решения и перспективы развития». - Нур-Султан: Назарбаев университет, 27-28 февраля 2020 г. – С. 24–29.

13. Садыкова С.Б. Исследование интенсивности турбулентности на выходе из воздушной форсунки. Международная научно-техническая конференция: «I Юбилейные чтения Бойко Ф.К.», посвященная 100-летию Бойко Ф.К. – Павлодар: ПГУ им. С.Торайгырова, 2020. – С.300 – 305.

14. Садыкова С.Б. Влияние турбулентности на горение топлива в камерах сгорания газовых турбин. VIII Международная научно – практическая конференция: «Актуальные проблемы транспорта и энергетики: пути их инновационного решения». - Нур-Султан: ЕНУ им. Л.Н.Гумилева, 20 марта 2020 г. – С. 375 – 379.

15. Райымбекұлы А., Садыкова С.Б., Садыкова Г.К. О возможностях моделирования турбулентных потоков. XV Международная научная конференция студентов и молодых ученых: «Gylym jáne bilim-2020». - Нур-Султан: ЕНУ им. Л.Н.Гумилева, 10 апреля 2020 г. – С. 6734–6739.

16. Садыкова С.Б. Экспериментальные исследования горения газообразного топлива в микромодульной воздушной форсунке. Международная научно-практическая конференция «XII Торайгыровские чтения», посвященная 60-летию Торайгыров Университета. – Павлодар: Торайгыров университет, 2020. – С. 351-357.

### **Журналы РИНЦ**

17. Достияров А.М., Садыкова С.Б. Исследование структуры изотермического потока внутри канала с завихрителем // Труды университета (Карагандинский технический университет, Караганда). - № 1 (82). – 2021. – С. 127-132.

## Теоретические модели разных конструкций

### Ж1 Влияние расстояния между выходными завихрителями

Для повышения надежности работы ММВФ CFD методом исследовалось влияние расстояния между выходными завихрителями на проскок пламени вовнутрь форсунки. Для этого моделировалась конструкция ММВФ при значениях расстояния между выходными завихрителями: 15, 25, 35 и 45 мм. При этом расстояние 15 мм является исходным, и основные результаты расчета приводятся в главе 2. А результаты расчета при расстояниях между завихрителями 25, 35, 45 и их сравнение с 15 мм приводятся на рисунках Ж1-Ж3.

Расчет моделей были выполнены в тех же граничных условиях, которые приводятся в основной главе. А также основные решаемые уравнения и методы решений оставались аналогичными как в исходной задаче.

Профиль температуры из рисунка Ж1, показывает, что с увеличением расстояния между выходными завихрителями растет температура в области между завихрителями. Рост температуры в данной области свидетельствует о частичном проникновении пламени вовнутрь форсунки. Это больше заметно, когда расстояние между завихрителями составляет 35 и 45 мм.

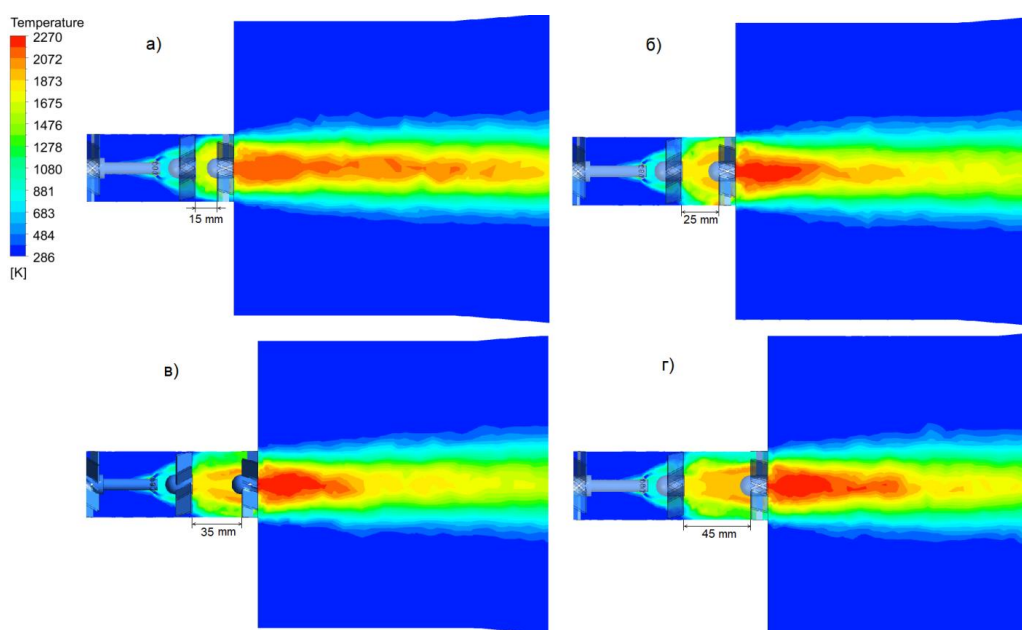


Рисунок Ж1 - Профиль температуры по продольному сечению ММВФ. Расстояние между выходными завихрителями: а) 15 мм; б) 25 мм; в) 35 мм; г) 45 мм

Из рисунка Ж2 и Ж3 градиенты скорости и давления также подтверждают проникновение пламени во внутрь форсунки при увеличении расстояния между выходными завихрителями. С увеличением расстояния скорость потока между выходными завихрителями растет (рисунок Ж2), а давление в данной области



снижается (рисунок Ж3). Данное явление сопровождается согласно уравнениям состояния и Бернулли: рост температуры ведет к расширению газа и снижению давления, и соответственно, к увеличению скорости.

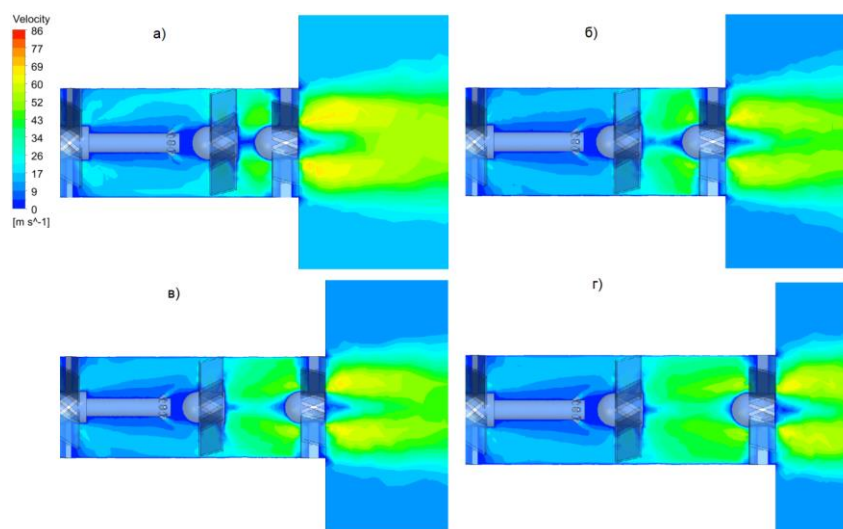


Рисунок Ж2 - Профиль скорости по продольному сечению ММВФ. Расстояние между выходными завихрителями: а) 15 мм; б) 25 мм; в) 35 мм; г) 45 мм

Из этого следует вывод, что на турбулентную скорость пламени большей степени влияет первый выходной завихритель, который определяет уровень перемешивания ТВС, и место расположения второго выходного завихрителя. То есть существует оптимальное расстояние между выходными завихрителями. Как показывает расчет, для данной модели ММВФ это расстояние составляет 15 мм. Дальнейшее уменьшение расстояния между выходными завихрителями не проводилось, так как это приведет к сокращению пути смешивания ТВС, что в свою очередь снижает эффективность процесса горения.

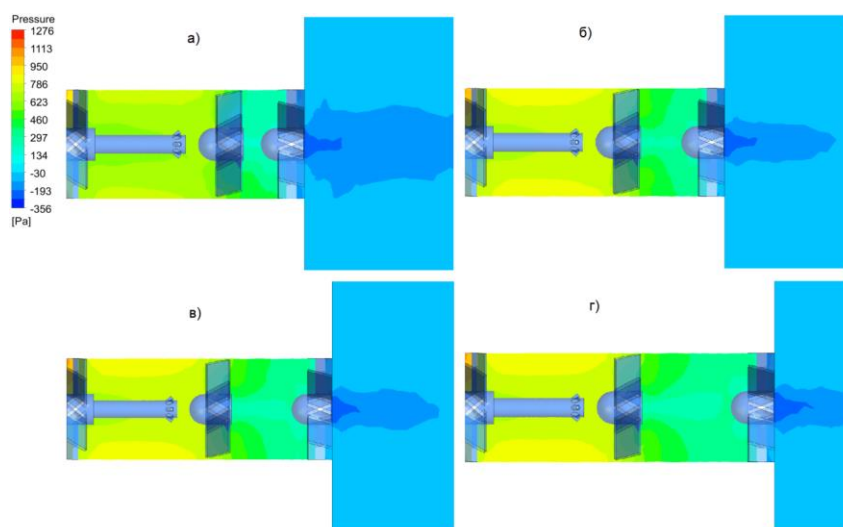


Рисунок Ж3 - Профиль давления по продольному сечению ММВФ. Расстояние между выходными завихрителями: а) 15 мм; б) 25 мм; в) 35 мм; г) 45 мм

## Ж2 Применение жидкого топлива и синтетического газа путем распыла через сужающее устройство

Кроме более подробно выполненных расчетов по выявлению рациональных эффективных размеров ММВФ, для более надежной и эффективной работы, была выполнена следующая теоретическая выкладка: для более качественного распыла при использовании жидкого топлива и синтетического газа, необходимо улучшение распыла и качества смесеобразования, что используется в патенте № 34943 [171] с сужением потока в местах распыливания топлива.

Математическое моделирование было выполнено в программном комплексе Ansys Fluent. Граничные условия и решаемые основные уравнения приводятся в главе 2. Расчет выполнен на различные конструкции ММВФ по патенту №34943 [171] с диаметрами горелки в горле  $D_1$ : 25, 30, 36 мм. Методы численного решения, вид топлива, а также параметры по потокам остались такими же, как и в расчете, который выполнен в главе 2 для сравнения с ранее полученными результатами.

Расчет потерь давления выполнен согласно уравнению Бернулли

$$\Delta p = p_a - p_b + \frac{v_a^2 - v_b^2}{2} \cdot \rho \quad (\text{Ж1})$$

где  $p_a, p_b$  – статическое давление в сечениях;  $v_a, v_b$  – скорость потока в сечениях.

В таблице Ж1 приводятся результаты измерения основных параметров потока в контрольных сечениях (рисунок Ж4). В контрольных сечениях параметры посчитаны как средние по массе потока в сечении. Распределения давления, скорости и температуры по продольному сечению горелки показаны на рисунках Ж4-Ж6, соответственно.

Таблица Ж1 - Результаты расчета в контрольных точках

Контрольные сечения	1	2	3	4	5
$D_1=25$ мм					
Статическое давление, Па	1840	1688	1319	862	30
Скорость, м/с	11	15,8	27,75	36,1	61,86
Температура, К	288	288	288	659	1396
$D_1=30$ мм					
Статическое давление, Па	1399	1249	1057	831	11
Скорость, м/с	11	15,65	22,32	28,46	56,8
Температура, К	288	288	288	614	1319
$D_1=36$ мм					
Статическое давление, Па	1213	1065	992	852	11
Скорость, м/с	11	15,44	17,77	23,55	55
Температура, К	288	288	288	582	1273
$D_1=46$ мм					
Статическое давление, Па	801	658	685	675	18
Скорость, м/с	11	15,3	13,15	13,25	43,2
Температура, К	288	288	290	310	1058

Как видно из рисунка Ж4 с уменьшением диаметра  $D_1$ , то есть сужением канала модуля перепад давления растет. Во всех рассматриваемых случаях по оси ММВФ в области сужения канала возникает зона низкого давления. Это связано с тем, что входной завихритель закручивает поток воздуха, который за счет центробежной силы концентрируется на периферии канала.

Сужение канала ММВФ снижает статическое давление, увеличивая скорость потока (рисунок Ж5). Это можно заметить по рисунку Ж5 и по данным таблицы Ж1. Подача топлива в узком сечении горелки интенсифицирует перемешивание топлива с воздухом за счет высокой скорости и турбулентности потока. Скорость потока в канале растет до контрольного сечения 3 за счет конфузности, а дальше в расширяющейся части и на выходе ММВФ рост скорости и падение давления обусловлены расширением потока в связи с увеличением температуры. Данные выводы подтверждают распределение температуры на рисунке Ж6.

Для определения гидравлического сопротивления сужающейся части горелки перепад давления в контрольных сечениях 2 и 3 был рассчитан по формуле (Ж1). Как показывает расчет, при  $D_1/D_0=25/46$  перепад составил  $\Delta p = 50,2$  Па, при  $D_1/D_0=30/46 - \Delta p = 36,9$  Па, при  $D_1/D_0=36/46 - \Delta p = 25,6$  Па и при  $D_1/D_0=46/46 - \Delta p = 10,5$  Па. Отсюда, сильное сужение канала увеличивает гидравлическое сопротивление, а также на расширяющейся части сильное сужение тоже ведет к увеличению потерь давления. Поэтому при разработке ММВФ с сужающе-расширяющимся каналом необходимо выбрать эффективное значение конфузности и диффузности канала ММВФ для одновременного достижения интенсивного перемешивания ТВС и минимальных потерь давления.

Таким образом, численные исследования конструкции ММВФ по патенту №34943 [171] показывают, что приведенный в патенте технический результат: улучшение смесеобразования при использовании жидкого топлива и синтетического газа за счет сужения канала в месте подачи топлива, выполняется.

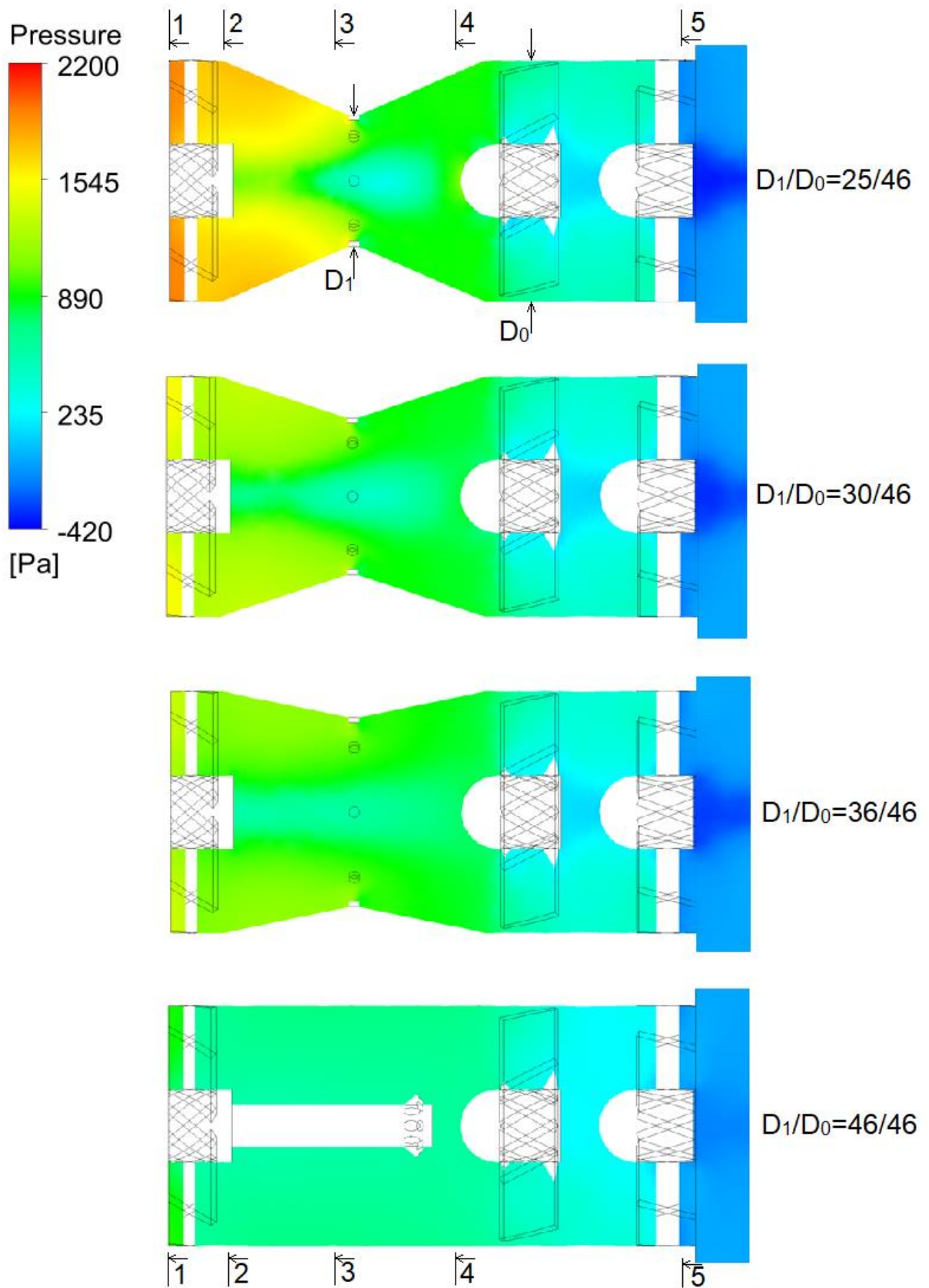


Рисунок Ж4 - Распределение статического давления по продольному сечению ММВФ



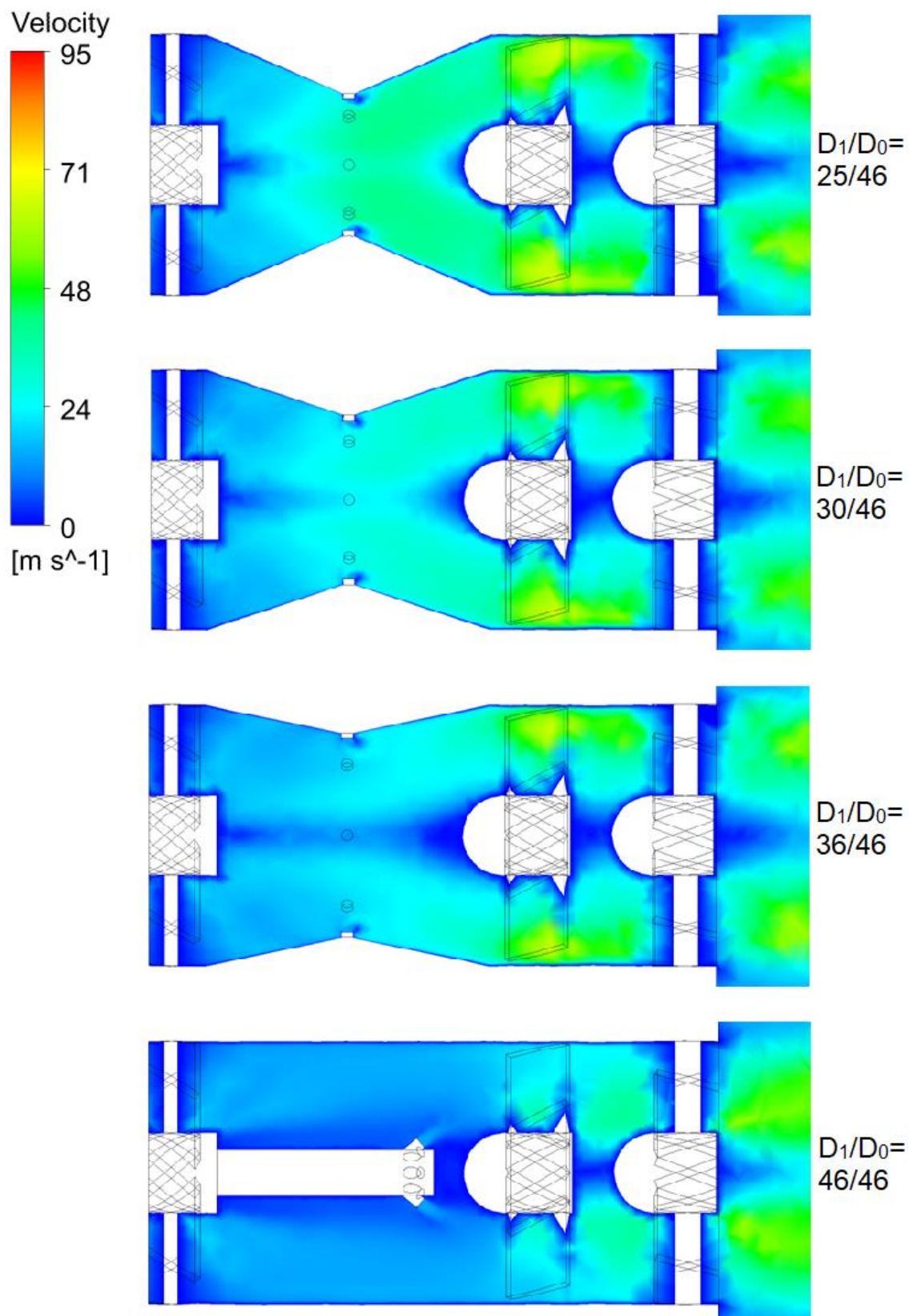


Рисунок Ж5 - Распределение скорости потока по продольному сечению ММВФ

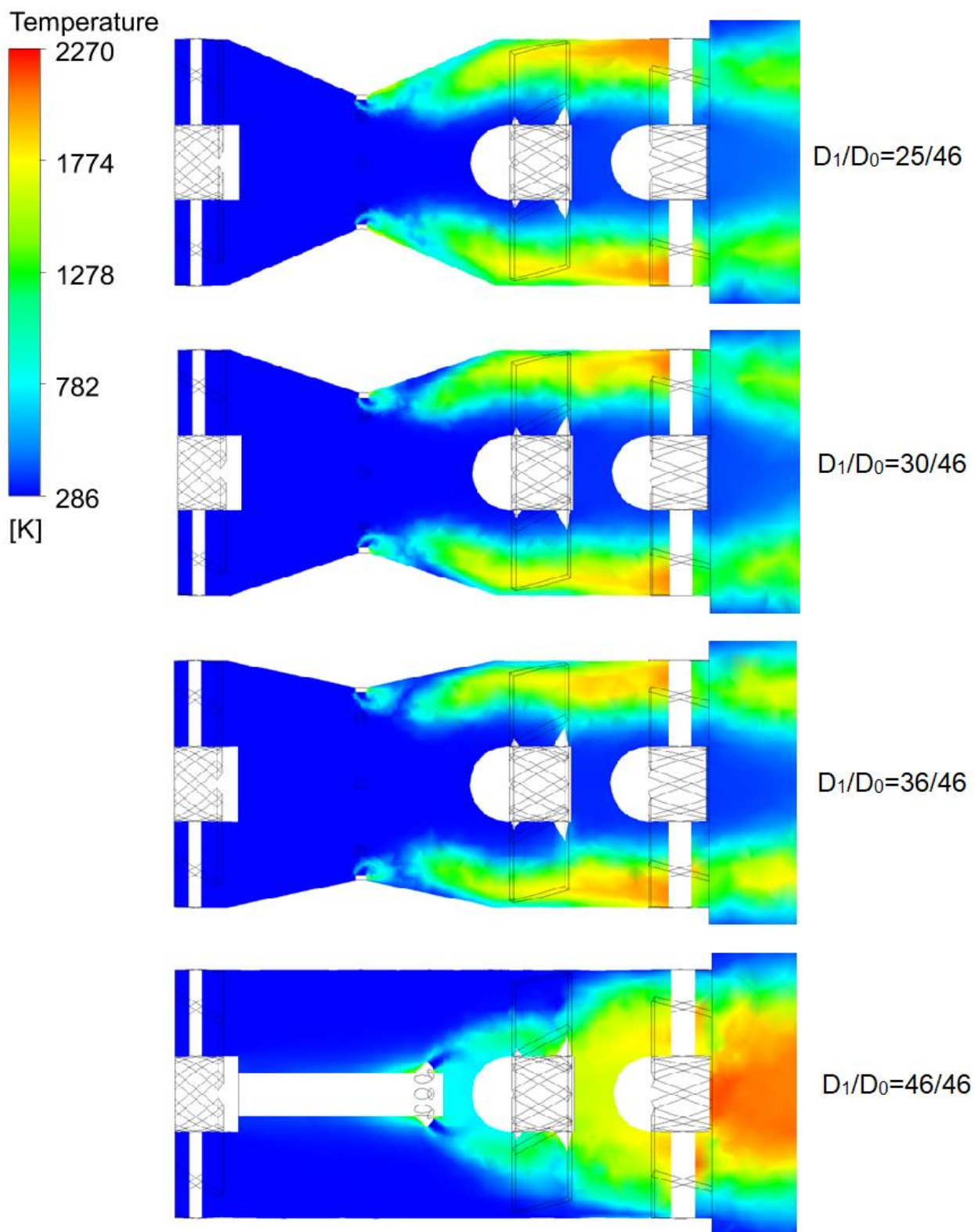


Рисунок Ж6 - Распределение температуры по продольному сечению ММВФ