

*На правах рукописи*



**БУЛЫСОВА**

**Людмила Александровна**

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ И НАЛАДКЕ  
МАЛОЭМИССИОННЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТУ**

**Специальность: 05.14.14 — «Тепловые электрические станции,  
их энергетические системы и агрегаты»**

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации**

**на соискание ученой степени**

**кандидата технических наук**

**Москва — 2014**

Работа выполнена в Открытом акционерном обществе «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт» (ОАО «ВТИ»)

Научный руководитель:

*Тумановский Анатолий Григорьевич* — доктор технических наук

Официальные оппоненты:

*Росляков Павел Васильевич* — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Парогенераторостроения (ПГС) Института энергомашиностроения и механики (ЭнМи) Национального исследовательского университета Московского энергетического института (НИУ МЭИ)

*Кочетков Юрий Михайлович* — доктор технических наук, старший научный сотрудник Государственного научного центра Российской Федерации – Федеральное государственное унитарное предприятие «Исследовательский центр имени М.В. Келдыша» (ГНЦ ФГУП «Центр Келдыша»)

Ведущая организация — Открытое акционерное общество «Энергетический институт имени Г.М. Кржижановского» (ОАО «ЭНИН»)

Защита состоится «24» апреля 2014 г. в «14» часов на заседании диссертационного совета Д.222.001.01 при Открытом акционерном обществе «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт» (ОАО «ВТИ») по а д р е с у: 115280, г. Москва, ул.Автозаводская, д. 14.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 115280, г. Москва, ул. Автозаводская, д. 14. ОАО «ВТИ».

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке ОАО «ВТИ».

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2014 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д.222.001.01,  
доктор технических наук



П.А. Березинец

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность темы

В настоящее время в РФ важное значение придается созданию и массовому производству отечественных конкурентоспособных газотурбинных установок (ГТУ) малой, средней и большой мощности как для внутреннего, так и для внешнего рынка. Большинство эксплуатируемых и выпускаемых отечественных ГТУ не удовлетворяют современным природоохранным требованиям. Доработка имеющихся или разработка новых экологически чистых камер сгорания (КС) ГТУ позволит решить обозначенную проблему.

Принцип работы малоэмиссионных КС базируется на сжигании топлива при температуре не более 1600 °С, при которой образуется немного оксидов азота. Нижний предел рабочей температуры — это бедный срыв (~ 1250 °С). Таким образом, работа КС по температуре горения должна лежать в узком диапазоне для всех режимов работы ГТУ от холостого хода до номинальной нагрузки. Одним из способов сжигания топлива, обеспечивающим необходимый температурный диапазон, является сжигание бедной предварительно перемешанной топливовоздушной смеси.

Теории рабочих процессов КС посвящены сотни работ ведущих научных и производственных компаний, однако общие подходы к расчету и проектированию малоэмиссионных КС на сегодняшний день отсутствуют. Это связано с тем, что для их реализации необходимы длительная дорогостоящая экспериментальная стендовая доводка и натурные испытания в составе ГТУ. Использование математического моделирования даёт возможность существенно сократить сроки и затраты на разработку и доводку КС, но его эффективное применение в прикладных и фундаментальных исследованиях требует адекватных подходов как по возможностям, так и по правильной оценке происходящих в КС процессов. За последние 20 лет произошел переход от разработки собственных программ для решения узкой задачи к использованию мощных универсальных вычислительных комплексов, распространяемых на коммерческой основе. При разнообразии и сложности программных средств возникает ряд вопросов методического характера: насколько адекватен выбор модели, методов численного решения, размеров расчётной области, топологии и размерности расчётной сетки, требований к сходимости; какова степень достоверности результатов решения? Квалифицированный ответ на эти вопросы требует понимания основ моделируемых явлений.

В диссертации представлена методика использования трехмерного численного моделирования, позволяющая сконструировать КС, обеспечивающую низкую эмиссию оксидов азота, высокую полноту сгорания топлива, заданные перепады давления на элементах конструкции, заданные температурные поля на выходе и устойчивое протекание процессов. В основу методики легли детальные сопоставления и анализ расчетных и экспериментальных данных.

### Цели и задачи работы

разработать и использовать методику трехмерного численного моделирования рабочих процессов для создания и доводки экологически чистых КС ГТУ, устойчиво работающих с заданными показателями;

произвести выбор и обосновать применимость коммерческих программных продуктов для моделирования процессов газодинамики и горения, протекающих в КС ГТУ.

Исследование на сходимость по расчетной сетке и шагу по времени. Настройка встроенных численных моделей по результатам эксперимента;

предложить пути повышения качества топливоздушнoй смеси (ТВС) в зоне предварительного перемешивания (ЗПП) КС с использованием трехмерного численного моделирования. Построение корреляционных зависимостей между качеством ТВС, полученным расчётом, и экспериментально замеренными  $\text{NO}_x$ ;

исследовать влияние эффективности перемешивания ТВС, на выходе из ЗПП, конструктивных и режимных параметров на процесс горения в объеме КС и энтальпию тепловыделения по ее длине, а также процессы вихреобразования в объеме КС с использованием LES и URANS к-ε простой модели турбулентностей;

провести поиск путей выравнивания поля температуры на выходе из КС;

исследовать и проанализировать расчетные и экспериментальные данные при устойчивой и пульсационной работе КС для получения адекватного параметра устойчивости. Построение корреляционной зависимости между предложенным параметром и амплитудой пульсаций давления.

### **Объект и предмет исследования**

Объект исследования – методы применения программ математического моделирования для исследований конструкции КС и характеристик протекающих в них процессов. Способы обработки и анализа по корреляционным расчетно-экспериментальным зависимостям, позволяющие создавать конструкции КС с заданными параметрами, устойчиво работающие на всех режимах ГТУ.

Предмет исследования — камеры сгорания ГТУ.

### **Методы исследования, достоверность и обоснованность результатов**

Исследования проведены с применением сертифицированных программ численного моделирования. Решения задач базируются на экспериментальных данных и известных теоретических положениях газодинамики и горения. Достоверность полученных результатов подтверждается корректностью используемых математических моделей, их адекватностью по известным критериям оценки изучаемых процессов, использованием известных положений фундаментальных наук, сходимость полученных результатов с данными эксперимента.

### **Научная новизна**

1. Разработана методика комплексного численного моделирования рабочего процесса малоэмиссионной камеры сгорания (МЭКС) ГТУ, скоррелированная по экспериментальным данным, применение которой позволяет на этапе проектирования обеспечить достижение требуемых показателей МЭКС и устойчивую работу во всем диапазоне рабочих режимов.
2. Сформулирован и обоснован критерий возможного возникновения виброгорения в КС, связывающий стационарные параметры рабочего процесса – дивергенцию скорости течения и градиент температуры газа.
3. Изучены нестационарные процессы в объеме КС информацию о которых невозможно было бы получить путем традиционных измерений пульсаций давления на стенке жаровой трубы камеры сгорания.

4. Получены качественные и количественные закономерности связывающие параметры смесеобразования в горелке КС с образованием оксидов азота  $\text{NO}_x$  и динамикой процесса горения.

5. Предложен и разработан новый подход к обработке результатов численных исследований, который использует корреляции численных и экспериментальных данных, позволяющие обнаружить и описать причинно-следственные связи между параметрами различных масштабов турбулентности.

### **Теоретическая и практическая значимость**

Разработанную методику использования численного моделирования и корреляционных расчётно-экспериментальных параметров целесообразно широко использовать при проектировании и доработке МЭКС, а также других технических устройств с аналогичными принципами сжигания газового углеводородного топлива.

В России на газомазутных ТЭС эксплуатируются сотни морально и физически устаревших паровых энергоустановок мощностью 50-300 МВт. Государственной Программой развития электроэнергетики до 2030 г. Планируется их замена парогазовыми установками (ПГУ) с газовыми турбинами в их составе. Проведенные научно-исследовательскими и проектными организациями расчёты свидетельствуют о высокой экономической эффективности такой замены.

Представленная в диссертации методика математического моделирования процессов, протекающих в малоэмиссионных КС, и анализа по корреляционным расчётно-экспериментальным зависимостям позволит конструировать камеры с заданными параметрами и обеспечивать их устойчивую работу.

### **На защиту выносятся**

1. Методы RANS и URANS моделирования с к-ε простой моделью турбулентности для описания стационарных и крупномасштабных нестационарных процессов газодинамики и горения, протекающих в КС ГТУ, соответственно. При моделировании горения топливовоздушной смеси целесообразно использовать простую брутто реакцию, скорость которой оценивается по пульсационной модели.

2. Численное моделирование процессов в КС, позволяющее оптимизировать объем и повысить достоверность измерений при испытаниях, оценивать влияние различных конструктивных изменений на качество перемешивания топлива с воздухом, условия горения и эмиссию оксидов азота, распределение температур на выходе из КС.

3. URANS и RANS моделирование с к-ε простой моделью турбулентности, позволяющее исследовать процессы газодинамической неустойчивости в КС и анализировать перемещение фронта пламени для обеспечения устойчивого горения.

4. Результаты их использования, позволяющие получить параметр устойчивости в форме  $\frac{dv_x}{dr} \times \frac{dt}{dr}$  и сравнить наличие/отсутствие пульсаций при различных вариантах организации процесса горения.

### **Степень достоверности и апробация работы**

Диссертационная работа обобщает исследования автора за период с 2003 по 2014 гг.

Достоверность и практическая ценность всех разработанных методов моделирования проверяется путём сопоставления данных расчёта и эксперимента.

Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях:

1. LI научно-технической сессии по проблемам газовых турбин ( Уфа, 2004);
2. LIII научно-технической сессии по проблемам газовых турбин ( Москва, 2006);
3. Международном форуме «Инженерные системы – 2013» (Москва, 2013);
4. LVIII научно-технической сессии по проблемам газовых турбин (Москва, 2011);
5. Научно-технической конференции "Опыт разработки, проблемы создания и перспективы развития низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ" (Москва, 2004);
6. LX научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок "Научно-технические проблемы проектирования и эксплуатации наземных объектов с газотурбинными и парогазовыми установками" (Казань, 2013)

Изложенные в диссертации Л.А. Булысовой результаты отмечены дипломом лауреата конкурса в области энергетики и смежных наук за работу "Проведение расчетных и стендовых исследований при разработке малоэмиссионных камер сгорания энергетических ГТУ".

### **Личный вклад автора**

1. Разработка методов оптимального использования программ математического моделирования процессов, протекающих в малоэмиссионных КС. Обработка, анализ и получение корреляционных расчетно-экспериментальных зависимостей, позволяющих создавать конструкцию камеры с заданными параметрами на всех режимах работы ГТУ, в том числе с оценкой диапазона устойчивой работы КС.

2. Обработка и анализ экспериментальных результатов, полученных на испытательных стендах.

### **Публикации**

Основные научные результаты работы с достаточной полнотой отражены в 13 научных публикациях, среди которых 7 – в реферируемых журналах и 6 – в сборниках материалов научных конференций, семинаров, форумов, а также защищены тремя патентами РФ.

### **Структура и объем диссертации**

Работа представлена введением, шестью главами, заключением, четырьмя приложениями и списком литературы из 87 наименований, содержит 163 страницы машинописного текста, включая 126 рисунков, 33 таблицы, 92 уравнения.

## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во **введении** обсуждается хозяйственная целесообразность применения отечественных ГТУ и их оснащение МЭКС. В таких КС практически повсеместно применяется сжигание "бедных" предварительно перемешанных ТВС. При этом снижение концентрации  $\text{NO}_x$  достигается низкой температурой горения и высоким качеством перемешивания ТВС. При применении такой технологии нередко возникают неустойчивости процесса горения с интенсивными пульсациями давления, приводящими к повреждениям КС и лопаточного аппарата турбины. Чтобы отстроиться от них проводятся длительные, трудоемкие и дорогостоящие испытания. Сократить их объем и стоимость помогает математическое моделирование рабочих процессов в КС.

Во **введении** показаны также актуальность работы, новизна и практическая значимость полученных результатов, обсуждаются методы решения поставленных задач, сформулированы цели работы и основные положения, выносимые на защиту.

В **главе 1** приведен обзор имеющихся программных продуктов, пригодных для расчета процессов в КС. Рассмотрены заложенные в них основные уравнения и схемы их решения. Показаны области достоверных решений для разных математических моделей.

Течение воздуха и газа в элементах КС происходит при значениях числа Рейнольдса  $\text{Re} \geq 10^5$ , для него характерен турбулентный отрывной характер. Как правило, в КС ГТУ используются горелки с закруткой потока, создающие для стабилизации пламени тороидальную зону рециркуляции (ЗР).

В типовой горелке течение формируется завихрителем, состоящим из решетки осевых или радиальных лопаток. В структуре течения за типовым завихрителем имеются четыре явно выраженные структуры: вихрь, вызванный отрывом, центральная зона рециркуляции, прецессионный слой вихря, окружающий центральную зону рециркуляции, и сдвиговые слои, начинающиеся с внешней кромки кольцевых каналов. Для отображения этих сложных структур математические модели, применяемые для расчета КС, должны хорошо описывать развитые турбулентные течения.

Применяемые на практике методы численного моделирования турбулентного течения можно разделить на три категории: прямое численное моделирование (DNS - direct numerical simulation), моделирование крупномасштабных вихрей (LES - large eddy simulation) и осредненные по Рейнольдсу или Фавору стационарные (SRANS - Steady Reynolds-averaged Navier-Stokes) и нестационарные (URANS - Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes) уравнения Навье-Стокса.

В инженерной практике обычно применяется модель турбулентности RANS, требующая умеренных компьютерных ресурсов. Принцип модели заключается в замене случайно изменяющихся характеристик потока (скорость, давление, плотность) суммами осредненных и пульсационных составляющих. Эффект турбулентных возмущений описан тензором напряжений Рейнольдса. Для моделирования тензора напряжений Рейнольдса разработаны модели от простой алгебраической до  $k-\varepsilon$ , используемые для замыкания системы уравнений движения и неразрывности Навье-Стокса. Метод RANS подразделяется на SRANS и URANS. В первом случае осреднение уравнений происходит на бесконечном

интервале времени (стационарное решение), во втором на ограниченном интервале времени (квазистационарное решение, метод URANS).

Модель турбулентности LES используют для расчета течений, в которых основной вклад в энергию турбулентности вносят крупные вихри, обладающие большой массой и импульсом. Считается, что крупные вихри переносятся осредненным потоком, они упорядочены (когерентны) и не находятся в равновесии с осредненным течением. Однако, эта модель турбулентности требует значительных вычислительных ресурсов. При использовании ее уменьшение размеров ячеек сетки означает переход к явному разрешению всё более мелких пространственных масштабов, и в пределе — к прямому численному моделированию (происходит увеличение разрешения физического диапазона модели).

Наиболее экономичный по расчетной сетке и затратам времени стационарный метод RANS позволяет достаточно точно рассчитать расходы и потери давления на элементах КС, показывает картину усредненного течения с зонами обратных токов и средних скоростей по сечениям. Для получения качественного прогноза нестационарной картины течения, определения мест образования и отрыва крупных вихрей с элементов КС, оценок частоты их зарождения используется метод URANS с малым периодом осреднения. Использование метода LES позволяет получить не только качественные, но и количественные значения характеристик нестационарного течения, разрешив при этом не только крупномасштабную, наиболее энергетически значимую, турбулентность, но и средние ее масштабы.

В КС ГТУ происходит сжигание топлива, как в диффузионном так и гомогенном режимах, поэтому математическая модель горения, описывающая процессы в КС должна описывать два предельных случая - распространение пламени предварительно перемешанных газов и диффузионное горение не перемешанных горючего и окислителя, а также область частичного смешения компонентов горючей смеси.

Теория турбулентного горения однородной смеси заимствует основные понятия и представления из теории распространения плоского (нормального) фронта пламени по неподвижной смеси горючего и окислителя. Описание распространения плоского пламени основано на следующих предположениях:

- между топливом и окислителем происходит одноступенчатая реакция, т.е. процесс описывается тремя переменными  $T$ ,  $c_o$ ,  $c_f$  - температурой и концентрациями окислителя и топлива соответственно;

- коэффициенты молекулярного переноса одинаковы, и, следовательно, из-за подобия уравнений диффузии и теплопроводности концентрации  $c_o$  и  $c_f$  можно выразить через температуру  $T$ .

В этом случае процесс описывается одним уравнением:

$$\rho^{(o)} u_n \frac{dc}{dn} = \frac{d}{dn} a \rho \frac{dc}{dn} + \rho W c, \quad c = \frac{T - T^{(o)}}{T^b - T^{(o)}}, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность;  $W$  — скорость тепловыделения;  $a$  — коэффициент температуропроводности;  $c$  — безразмерная температура;  $u_n$  — скорость нормального распространения пламени; верхние индексы  $o$  и  $b$  относятся к свежей смеси и продуктам сгорания;  $n$  — направление, нормальное фронту пламени. Направление нормали определено так, что  $c = 0$  при  $n = -\infty$  (свежая смесь);  $c = 1$  при  $n = \infty$  (продукты сгорания). Краевая задача для уравнения (1), т.е. равенства  $c(-\infty) = 0$ ;  $c(\infty) = 1$ , позволяют определить  $u_n$ .

Скорость химической реакции очень сильно зависит от температуры, т.е.  $W \sim \exp(-E/(RT))$ , где критерий  $E/RT^{(b)}$  много больше единицы ( $E$  — энергия активации,  $R$  — универсальная газовая постоянная). Поэтому в пламени можно выделить две области — тепловую зону, в которой  $0 < c < 1 - \delta^*c$ , где  $\delta^*c \sim RT^{(b)}/E \ll 1$ , и зону химических реакций, в которой  $1 - \delta^*c < c < 1$ .

Наиболее важными характеристиками процесса горения в турбулентном потоке являются протяженность зоны горения  $\delta_t$  и скорость распространения турбулентного пламени  $u_t$ , зависящая в основном от пульсационной скорости  $u^{(0)}$  и интегрального масштаба турбулентности  $L$ :

$$u_t^{(0)} = \frac{1}{3} \overline{u^{(0)} - u^{(0)2}}, \quad L = \frac{u^{(0)3}}{\varepsilon}, \quad (2)$$

где  $\langle \varepsilon \rangle$  — диссипация энергии;  $u^{(0)}$  — пульсационная скорость.

Взаимодействие турбулентности и химии рассматривает как отношение двух безразмерных параметров — турбулентного числа Рейнольдса  $Re \approx u^{(0)}L / \nu_n \delta_n$  и числа турбулентности Карловица  $Ka = \frac{t_F}{t_\eta} = \frac{l_\delta^2}{\eta^2}$ , где  $t_F$  и  $t_\eta$  — масштабы времени нормального распространения пламени и внутренней турбулентности по Колмогорову,  $l_\delta$  — отношения толщины внутреннего слоя пламени,  $\eta$  масштаб длины по Колмогорову. Используя данный критерий турбулентного горения поверхность фронта пламени можно представить в виде следующих структур:

- гладкий фронт пламени - при масштабах турбулентности, не превышающих толщину зоны ламинарного горения, конусный фронт пламени сохраняет свою форму, хотя зона горения увеличивается.

- неровный (складчатый) - при масштабах турбулентности превышающих толщину зоны нормального горения. Это ведет к увеличению суммарной поверхности фронта горения и сжиганию большего количества горючей смеси на единицу поперечного сечения потока.

- разорванный (объемный) - при крупномасштабной турбулентности, значительно превышающей толщину зоны ламинарного горения. В этом случае волнение поверхности фронта пламени приводит к отрыву отдельных частиц горячей смеси, дробящихся последующими пульсациями. Фронт пламени теряет свою целостность и превращается в систему отдельных очагов горения в виде рваных, расчленяющихся и сгорающих в потоке частиц горючей смеси.

При отсутствии пульсаций турбулентная скорость горения становится равной нормальной скорости распространения пламени. Наоборот, если пульсационная скорость значительно превышает нормальную, турбулентная скорость горения становится мало зависящей от физико-химических свойств горючей смеси. Эксперименты показали малую зависимость скорости сгорания различных гомогенных газоздушных смесей с коэффициентом избытка воздуха больше единицы в промышленных топках от нормальной скорости распространения пламени.

Основная часть представленных в работе расчетных исследований, проведена с использованием программного комплекса *FlowVision*, в котором реализованы следующие модели горения:

- *кинетическая модель горения* для перемешанной до молекулярного уровня смеси топлива и окислителя, для которой скорость  $W$  реакции имеет вид закона Аррениуса:

$$W_{kin} = A e^{-B/T} \rho^2 f_i^{\frac{\alpha}{i}} \quad ; \quad (3)$$

- *турбулентная модель горения* для неперемешанной смеси топлива и окислителя, в которой скорость  $W$  реакции определяется скоростью турбулентного смешения (модель Магнуссена) [10]:

$$W_{mix} = 23.6 \frac{\mu \varepsilon}{\rho k^2}^{1/4} \rho \frac{\varepsilon}{k} \min f_i^{\frac{\alpha}{i}} \quad ; \quad (4)$$

- *пульсационная модель горения*, для которой степень смешения топлива и окислителя характеризует уровень относительных пульсаций функции Зельдовича  $0 \leq \gamma \leq 1$ .

В этой модели скорость  $W$  реакции определяется через кинетическую скорость горения перемешанной смеси  $W_{kin}$  и предельную скорость процесса перемешивания  $W_{mix}$  следующим образом:

$$\frac{1}{W} = \frac{1-\gamma}{W_{kin}} + \frac{\gamma}{W_{mix}} \quad , \quad (5)$$

где

$$\gamma = \min \left( 1, \frac{\bar{g}}{z} \right) \quad . \quad (6)$$

Средний квадрат пульсаций функции Зельдовича  $g(z')$ .

Следует учесть, что топливо и окислитель химически реагируют лишь тогда, когда температура смеси выше некоторого порогового значения  $T_{ign}$  и  $\alpha_{min} \leq \alpha \leq \alpha_{max}$ .

- *модель "ЭДС" (Eddy Dissipation Concept - концепция распада вихрей)* предполагает, что реакция горения протекает в узких ламинарных зонах ("тонких структурах") между турбулентными вихрями. Концентрация горючего  $Y_f^0$  и окислителя  $Y_o^0$  в этих зонах, частично заполняющих расчетную ячейку, отличаются от своих средних по объему ячейки значений. Они определяются из условия равенства скоростей турбулентной диффузии и ламинарного горения и, в свою очередь, определяют температуру и плотность "тонких структур" в ячейке. Модель пригодна как для предварительно перемешанных, так и неперемешанных реагентов. Источниковый член в уравнении для истинной массовой доли горючего:

$$W_f = 0 \quad \text{при} \quad T_{abs} < T_{ign} \quad \text{или} \quad \alpha < \alpha_{min} \quad \text{или} \quad \alpha > \alpha_{max} \quad , \quad (7)$$

$$W_f = \frac{\rho}{m_f} \frac{2.43}{1-\gamma^0} \frac{\varepsilon}{v}^{0.5} Y_f - Y_f^0 = \frac{\rho}{\rho^0} W_{kin}(Y_f^0, Y_o^0) \quad . \quad (8)$$

Здесь  $\gamma_0$  - массовая доля "тонких структур" в расчетной ячейке

$$\gamma_0 = 2.13 \frac{v \varepsilon}{k^2}^{0.25} \quad (9).$$

При горении природного газа в воздухе возможно моделирование образования оксидов азота  $NO_x$ . Поскольку концентрация оксидов азота  $NO_x$  не влияет на основные газодинамические параметры (скорость, температуру и т.п.) их расчет можно проводить при "замороженных" значениях газодинамических переменных. Образуются в основном, так называемые термические оксиды азота. Их учет осуществляется путем решения уравнения для скалярных величин с источником.

Для режимов с расходами топлива на пилотную горелку менее  $< 30\%$  при расчете процесса горения использовалась пульсационная модель.

**Глава 2.** Для КС на газовом топливе важно оптимальное перемешивание воздуха, топлива и продуктов сгорания в зоне горения. Основное назначение горелки предварительного перемешивания ТВС состоит в подготовке горючей смеси, закрутке потока и формировании поля течения в зоне горения. В главе 2 приведены этапы оптимизации горелочного устройства (ГУ) и результаты расчетов и экспериментов по оценке влияния процесса перемешивания ТВС на выбросы  $\text{NO}_x$  в КС, основанных на принципе гомогенного сжигания топлива. При проведении расчетных исследований применялась RANS к-ε простая модель турбулентности.

Типичные ГУ таких КС (рис. 1) объединяют две горелки: основную (ОГ) для гомогенного сжигания предварительно подготовленной ТВС, и пилотную (ПГ) для диффузионного сжигания топлива. ОГ, как правило, состоит из завихрителя для закрутки потока и создания зоны стабилизации в жаровой трубе (ЖТ), каналов подачи топлива и канала перемешивания для получения однородной топливовоздушной смеси (ТВС) на выходе из горелки.

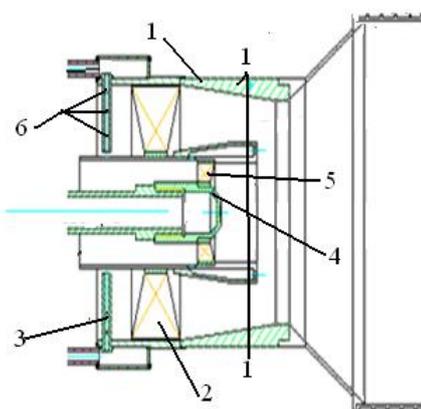


Рис. 1. Типичное горелочное устройство МЭКС:  
1 — корпус горелки; 2 — осевой лопаточный завихритель ОГ; 3 — трубки подачи основного топлива; 4 — форсунки подачи пилотного топлива; 5 — лопаточный завихритель ПГ; 6 — отверстия подачи основного топлива

Одна из проблем при конструировании ГУ — уменьшение его габаритных размеров при допустимых потерях давления на нем.

Для этого рассмотрены:

1) Оптимизация лопаточных завихрителей ПГ и ОГ с заданным перепадом давления на них по доле расхода воздуха, участвующей в рециркуляции в объеме ЖТ ( $M_{\text{рец}}$ , %). Чем более развитой является зона рециркуляции, тем выше значение  $M_{\text{рец}}$ , тем эффективнее используются высокотемпературные газы, обеспечивая с одной стороны устойчивое воспламенение и горение топлива и, с другой стороны, влияя на образование  $\text{NO}_x$ .

2) Оптимизация конструкции ОГ по качеству перемешивания воздуха и топлива. Качество ТВС оценивается параметром среднеквадратичного отклонения ( $\sigma_{\text{CCH}_4}$ ) скалярной величины - концентрации метана ( $\text{C}_{\text{CH}_4}$ ). Для анализа выбрано поперечное сечение МЭКС на выходе из ОГ (сечение 1-1, рис. 1).

$$\sigma_{\text{CCH}_4} = \frac{\int_S (\text{C}_{\text{CH}_4} - \text{C}_{\text{CH}_4k})^2 \cdot \rho \cdot V_n \cdot dS}{\int_S \rho \cdot V_n \cdot dS} \quad (10)$$

где  $C_{CH_4k} = \frac{\int_S C_{CH_4} \cdot \rho \cdot V_n \cdot dS}{\int_S \rho \cdot V_n \cdot dS}$  - осредненная по потоку величина скалярной переменной;

$\int_S C_{CH_4} \cdot \rho \cdot V_n \cdot dS$  - поток скалярной величины;

$\int_S \rho \cdot V_n \cdot dS$  - величина конвективного потока.

Конструирование ГУ можно разделить на этапы:

**А. Оптимизация взаимного расположения топливораздающих трубок и лопаток завихрителя ОГ.**

На рис. 2 показаны рассмотренные варианты конструкции и зависимость  $\sigma_{CH_4}$  от безразмерного расстояния  $L$  между лопатками завихрителя и трубками раздачи топлива.

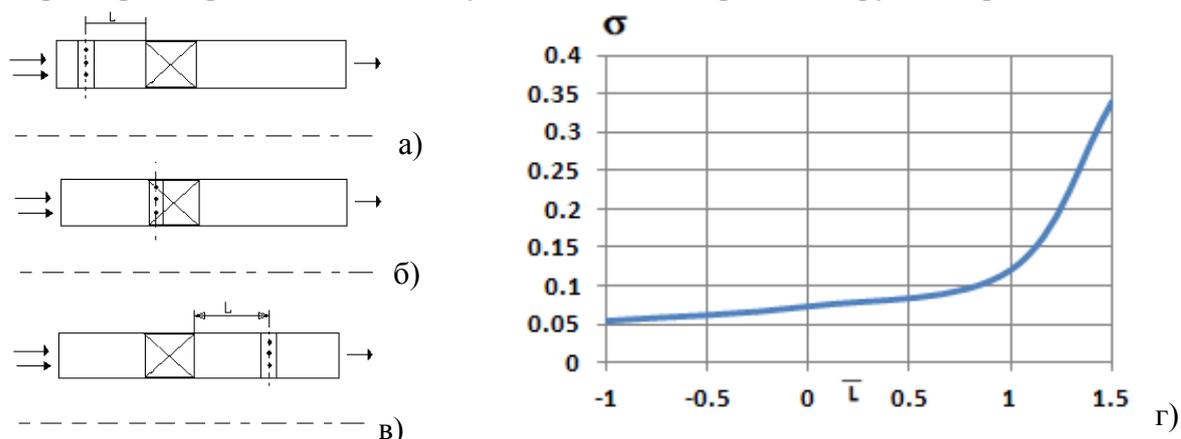


Рис. 2. Схемы расположения топливораздающих трубок в зоне перемешивания (а, б, в) и зависимость  $\sigma_{CH_4}(L)$  (г)

Чем дальше перед лопатками завихрителя расположены трубки раздачи топлива, тем  $\sigma_{CH_4}$  меньше, при этом скорость снижения  $\sigma_{CH_4}$  замедляется. Учитывая ограничения по габаритам, можно расположить трубки до завихрителя на расстояние от  $-0,5L$  до 0.

**Б. Оптимизация длины канала перемешивания ОГ (за лопатками завихрителя).**

Исследовался вариант с расположением топливораздающих трубок непосредственно перед лопатками завихрителя ОГ (см. рис. 2, б). На каждой топливной трубке ОГ расположено по три топливораздающих отверстия. На рис. 3 показана зависимость  $\sigma_{CH_4}$  от длины зоны перемешивания, оцененной в калибрах кольцевого канала ( $n = \frac{l}{D}$ ,  $l$  – текущая длина;  $D$  – диаметр кольцевого канала).

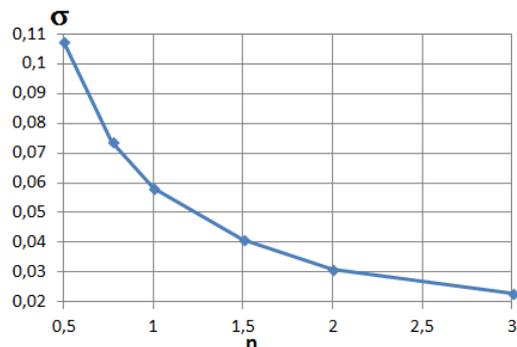


Рис. 3. Зависимость среднеквадратичного отклонения концентрации метана от длины зоны смешения

Резкое улучшение степени перемешивания наблюдается на участке  $n < 1$ , потом характер зависимости  $\sigma(n)$  меняется на более плавный. Целесообразно для данной конструкции выбирать длину зоны  $1,5 < n < 2$ . дальнейшее увеличение длины канала не приводит к существенному улучшению перемешивания.

### 3) Оптимизация угла подачи топлива к потоку воздуха

На рис. 4 приведены значения  $\sigma_{сСН_4}$  при подаче топлива через отверстия в трубках, расположенные по разному относительно набегающего потока воздуха (рис. 4 а, б, в).

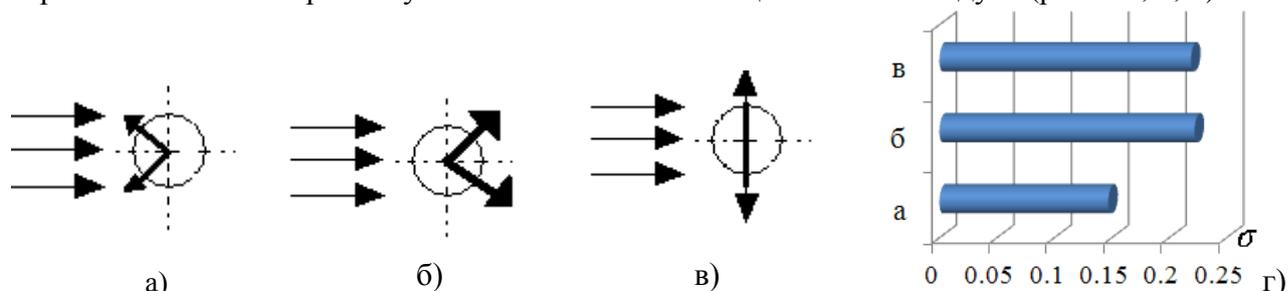


Рис. 4. Направления отверстий подачи топлива под углом к потоку набегающего воздуха (а — 45°; б — 135°; в — 90°) и значения  $\sigma_{сСН_4}$  от варианта подачи (z)

Вариант расположения отверстий под углом 45° к потоку набегающего воздуха (а) представляется нам более эффективным (см. рис. 4, z).

### 4) Влияния пережима на выходе из ОГ

Устройство пережима на выходе из зоны перемешивания уменьшает площадь проходного сечения канала. Он позволяет изменить профиль осевой скорости по высоте канала и уменьшить пристеночный ламинарный погранслои, толщина которого увеличивается по длине канала. Пережим приводит к увеличению скорости в выходном сечении, исключает проскок пламени в ОГ, повышает турбулентность потока и, как следствие, улучшает перемешивание топлива и воздуха.

На рис. 5, а показана схема зоны перемешивания, на рис. 5, б влияние пережима на  $\sigma_{сСН_4}$  в выходном сечении ОГ. Установка пережима на выходе из ОГ вдвое уменьшила неравномерность, что позволяет получать ТВС такого же качества на в 2 раза меньшей длине канала смешения.



Рис. 5. Конструкция с пережимом на выходе из ОГ (а) и значения  $\sigma_{сСН_4}$  в выходном сечении ОГ в вариантах без пережима и с пережимом (б)

Для идентификации расчетных данных по  $\sigma_{сСН_4}$  были измерены концентрации природного газа в ТВС на выходе из ОГ на стенде. На рис. б показаны схема установки зонда и его общий вид. Вращающийся относительно оси КС зонд позволял с заданным угловым

шагом измерять концентрацию ТВС на трех радиусах на выходе из канала предварительного перемешивания.

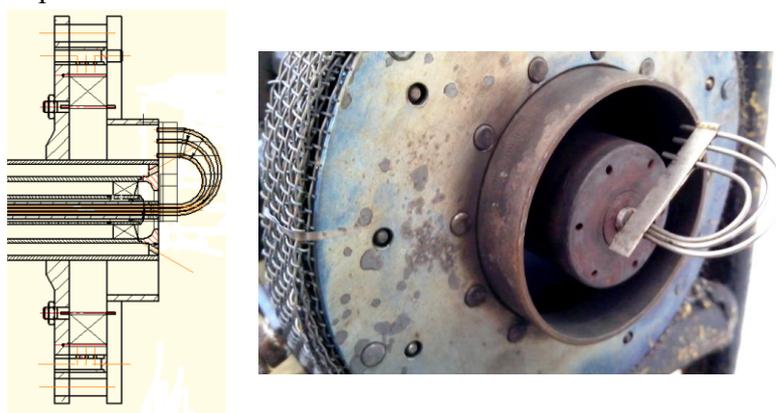


Рис. 6. Зонд для замера поля концентрации ТВС:  
*а* — схема установки; *б* — общий вид ГУ с установленным зондом

а) б)

На рис. 7 показаны расчетные и замеренные значения концентрации метана в воздухе на выходе из зоны предварительного перемешивания (ЗПП) осредненные по радиусу с шагом  $10^\circ$  для двух случаев подачи топлива: равномерно по окружности и в одну полуокружность, т. е. только в шесть из двенадцати топливораздающих трубок основной горелки. Результаты эксперимента и расчета практически совпали.

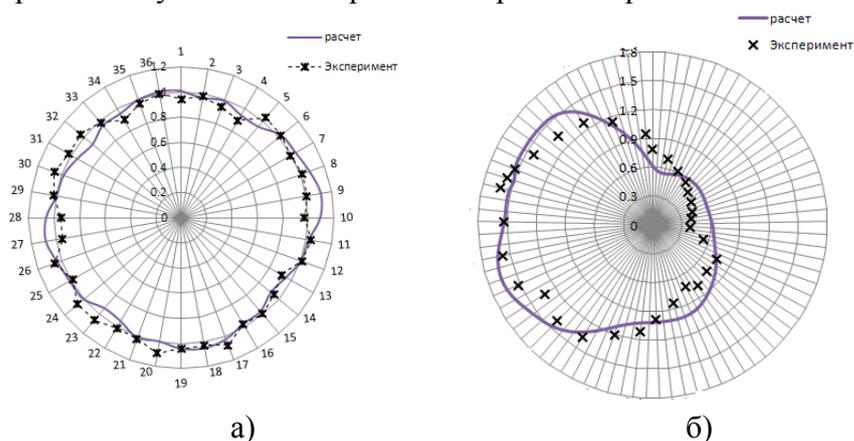


Рис. 7. Концентрации метана на выходе из ЗПП ГУ:  
*а* — равномерная по окружности раздача топлива в ОГ; *б* — подача топлива на половину окружности

а) б)

Подтвержденная опытами достоверность результатов перемешивания ТВС дала основание для дальнейших оценок его влияние на последующее горение и образование  $\text{NO}_x$ .

Расчеты проводились на отечественном программном комплексе FlowVision, а эксперименты на стенде ВТИ. Схема модельной КС представлена на рис. 8.

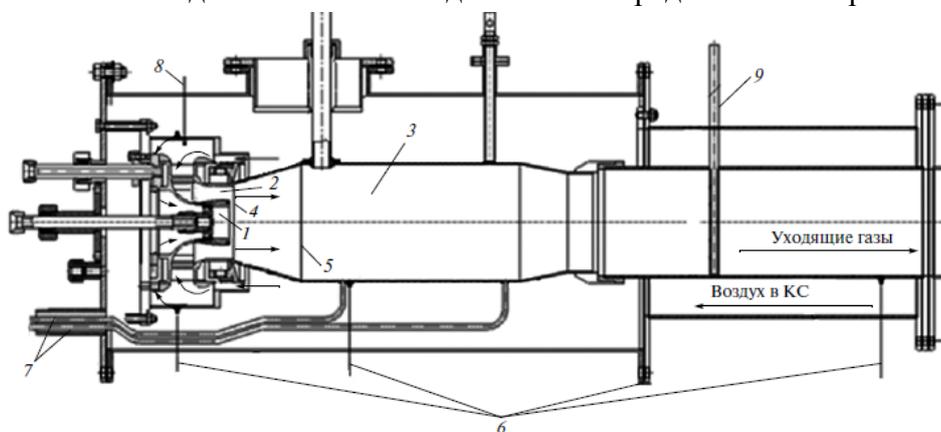


Рис. 8. Схема модельной КС:  
*1* — ПГ; *2* — ОГ; *3* — ЖТ; *4* — сечение 1-1; *5* — сечение 2-2;

6 — замеры статического давления; 7 — замеры пульсаций давления; 8 — замеры температуры входного воздуха; 9 — отбор проб уходящих газов

Расчеты и испытания КС проведены при сжигании природного газа при атмосферном давлении, температуре воздуха на входе в КС  $T_{вх} = 555^{\circ}\text{C}$  и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha \approx 2,45$ .

Различные варианты перемешивания ТВС создавались регулированием радиального распределения подачи топлива и воздуха на входе в ОГ за счет изменения количества отверстий подачи топлива на топливораздающих трубках и изменения профиля скорости на входе в завихритель ОГ.

Замеры концентрации  $\text{NO}_x$  на выходе из ЖТ проводились хемилюминесцентным методом газоанализаторами Testo-350M и Infralight-11E.

На рис. 9 представлены зависимости эмиссии  $\text{NO}_x$  от  $\sigma_{\text{CH}_4}/f_{\text{CH}_4}$  при подаче топлива в пилотную горелку  $pfr = 5\%$  и работе только основной горелки  $pfr = 0\%$ .

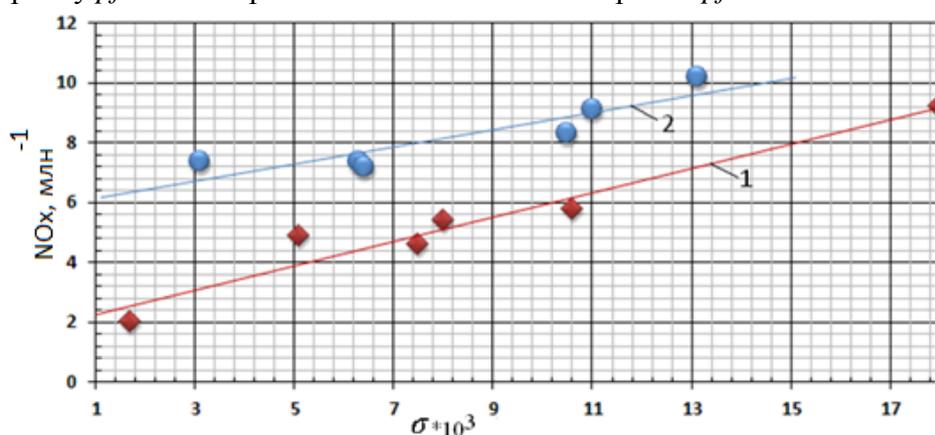


Рис. 9. Зависимости концентрации  $\text{NO}_x$  от неравномерности концентрации ТВС в сечении 1-1:

1 —  $pfr=0\%$  и 2 —  $pfr=5\%$

С улучшением качества смешения концентрация  $\text{NO}_x$  заметно снижается.

В целом, результаты проведенных при работе над диссертацией численных исследований эффективно использованы при разработке камер сгорания. С их помощью в работе определен параметр неравномерности перемешивания топлива с воздухом  $\sigma_{\text{CH}_4}$  и исследованы мероприятия, позволяющие снизить его значения. Получена линейная зависимость между  $\sigma_{\text{CH}_4}$  и эмиссией  $\text{NO}_x$  и влияние на нее расхода топлива через пилотную горелку.

В главе 3 проведен анализ возможности использования URANS-моделирования при исследовании гидродинамической неустойчивости в объеме КС. В основу анализа легли сопоставления аналитических расчетов, численных — течения без горения в ЖТ на моделях LES, URANS и экспериментальных данных

На рис. 10, а показана схема обтекания пилотной горелки (ПГ) с указанием характерного размера тела, с которого происходит срыв потока воздуха. На частоту отрыва вихрей влияет осевая скорость. Значения осевых скоростей на выходе из основной и пилотной горелок равны. Расчеты проведены для течения воздуха, поступающего на основную и пилотную горелки при давлении 150кПа и температуре  $400^{\circ}\text{C}$  с расходами 0,131кг/с и 0,01кг/с соответственно.

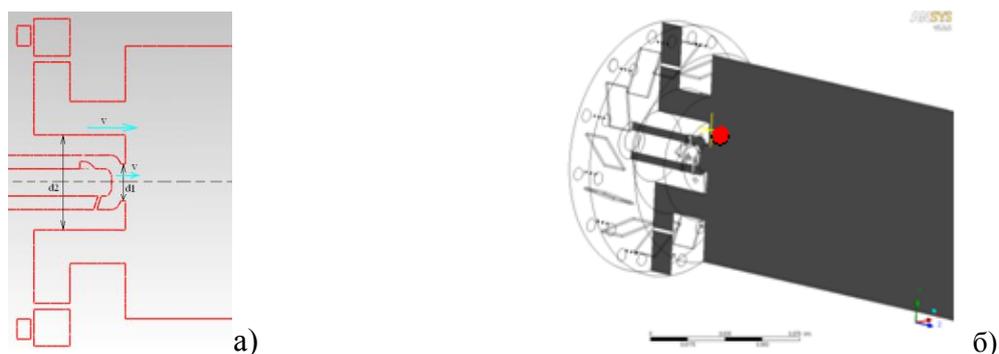


Рис. 10. а - схема обтекания воздухом ПГ; б - сечение расчетной области КС (красным показана точка исследования)

Расчет проведен по критерию Струхалия  $Sh$ . Для  $2300 < Re < 10^7$  число  $Sh$ :

$$Sh = \frac{f \cdot d}{V} = 0.198 \left(1 - \frac{19.7}{Re}\right),$$

где  $f$  – частота,  $d$  – характерный размер,  $V$  – скорость невозмущенного потока. Для характерного размера  $d = (d_2 - d_1)/2 = 10,8$  мм и скорости невозмущенного потока  $V = 71$  м/с, ( $Re \sim 8000$ ,  $Sh \sim 0.19$ ) эта оценка дает  $f = 1250$  Гц.

Расчеты на URANS- и LES-моделях проведены на равнозначных сетках с размером ячейки в области исследования 0,4 мм. Для URANS модели период осреднения 0,00002с. На рис. 10, б показана точка анализа изменения давления во времени. На рис. 11 приведены амплитудно-частотные спектры давления в точке исследования на URANS (рис. 11, а) и LES (рис. 11, б) моделях проведенные на программных комплексах *FlowVision* и *ANSYS CFX* соответственно.

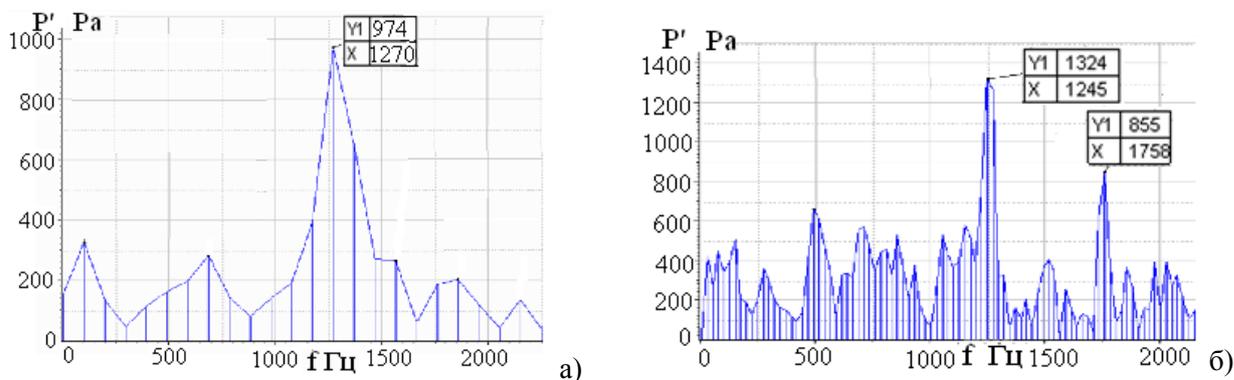


Рис.11. Амплитудно-частотный спектр давления в исследуемой точке:  
а — URANS  $\kappa$ - $\varepsilon$  моделей турбулентности (FV); б — LES-модель (ANSYS CFX)

Обоими программными комплексами с использованием двух разных моделей математической реализации турбулентного течения были получены близкие значения доминирующей частоты 1245–1270 Гц, соответствующие крупномасштабной турбулентности. Более высокие частоты мелкомасштабной турбулентности, которые можно определить с помощью LES-модели, не определяются моделью URANS.

Для анализа периодических гидродинамических процессов и сопоставления расчетных (URANS-модель) и экспериментальных данных, в КС было исследовано множество точек по четырем радиальным направлениям ( $r = \frac{r}{D} = 0; 0.15; 0.3; 0.48$ ) вдоль КС при  $X = var$ .

На рис. 12 показаны значения амплитуд по длине КС на разных радиусах ЖТ для трех доминирующих частот  $f = 340$  Гц; 1172 Гц и 1758 Гц, соответственно. Из приведенных графиков видно, что гидродинамическая неустойчивость высокой частоты (рис. 12 б, в), близкая к частоте срыва вихря с ПГ, максимальна на приведенном радиусе 0.15, что соответствует местоположению торца ПГ. Уже со значительно меньшей амплитудой она существует на приведенном радиусе 0.3, а по оси горелки и вдоль стенки ЖТ амплитуда ее стремится к нулю. При этом затухание высокой частоты происходит на коротком расстоянии от торца ПГ, соответствующем  $X \leq 0.4$ . Таким образом, расчет подтверждается теорией Колмогорова о каскадном представлении распада крупных вихрей на более мелкие с передачей им энергии.

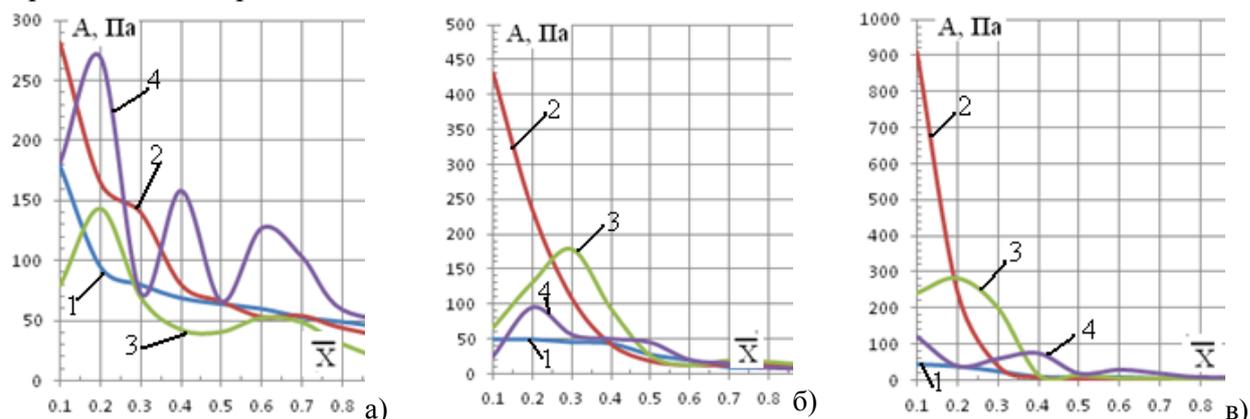


Рис. 12. Зависимость амплитуды по длине КС для:

$a$  —  $f = 340$  Гц;  $б$  —  $f = 1172$  Гц;  $в$  —  $f = 1758$  Гц

на четырех радиусах  $r$ : 1 — 0; 2 — 0.15; 3 — 0.3; 4 — 0.48

Низкая частота, возможно связанная с окружным вращением потока (рис. 12, а) имеет еще более крупномасштабную природу и сохраняет максимальную амплитуду как на безразмерном радиусе 0.15, так и вблизи стенки ЖТ. Причем ее затухание вдоль стенки ЖТ происходит значительно медленнее чем в объеме. Максимальные амплитуды низкой частоты в 2-3 раза меньше высокочастотных, и их затухание происходит на  $X \geq 1.2$ .

Датчики пульсаций давления в эксперименте установлены на стенке ЖТ и расположены по длине КС на  $X = 0.4$  и 1.25. Течение воздуха можно считать изотермическим ( $t = 400$  С). Давление воздуха на входе в КС  $p = 114$  кПа. На рис. 13 а, б показаны амплитудно-частотные спектры в сечении  $X = 1.25$ , полученные расчетно (при  $r = 0.48$ ) и экспериментально, соответственно.

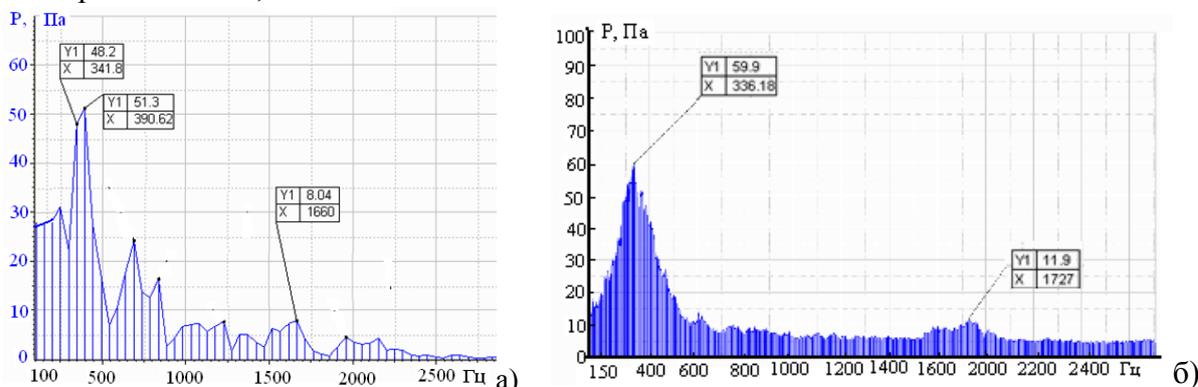


Рис. 13. Амплитудно-частотный спектр давления в сечении  $X = 1.25$ :

$a$  — полученные расчетно (при  $r=0.48$ );  $б$  — экспериментально

Представленный анализ является важным этапом понимания гидродинамических процессов, протекающих в КС и оценки экспериментальных данных.

Разработанная в диссертации методика расчета крупномасштабной турбулентности при помощи URANS простой  $k-\varepsilon$  модели турбулентности дает хорошее качественное и количественное совпадение результатов с эталонным расчетом на LES-модели турбулентности. Разработанный на данном этапе алгоритм вычисления и анализа результатов расчета КС позволяет выявить наиболее неустойчивые зоны в ее объеме, оценить их несущую гидродинамическую частоту, необходимые для исследования и анализа процесса горения в ЖТ.

В главе 4 представлена методика обработки и анализа результатов квазистационарных расчетов КС для прогнозирования устойчивого протекания процесса горения в ней. Моделирование виброгорения сочетает в себе нестационарные расчеты гидродинамики, химии и акустики. Такие расчеты требуют больших компьютерных затрат, зачастую сопоставимых с затратами на проведение эксперимента. Предложенная в работе методика, позволяет использовать для диагностики устойчивости процесса горения в КС с предварительной подготовкой ТВС простую модель RANS и пульсационную модель горения, что позволяет существенно сократить сроки и стоимость проводимых расчетов.

Сопоставлены результаты расчета и испытаний на стенде ОАО "ВТИ" двух КС, существенно различающихся геометрией проточной части и диапазонами исследованных режимов. Обе КС имеют радиальный основной и осевой пилотный завихрители (см. рис. 6 и 8). Эпюры концентрации топлива на выходе из ОГ в данных КС создавались за счет изменения количества отверстий на топливораздающих трубках. Кроме того, в первом варианте КС (см. рис. 8) на эпюру концентрации влияли изменением профиля скорости воздуха на входе в завихритель ОГ.

Рассмотренные и испытанные варианты первой КС незначительно различаются геометрией входа в ОГ. Эти различия практически не влияют на поле скоростей на выходе горелки, но оказывают существенное влияние на процесс смесеобразования и, как следствие, на распределение температур в зоне горения. На рис. 14 в качестве примера показаны изолинии осевой скорости и поле температур в этих вариантах. Выделены локальные максимумы значений  $grad T$  и  $div V$  (черная и серая точки, соответственно).

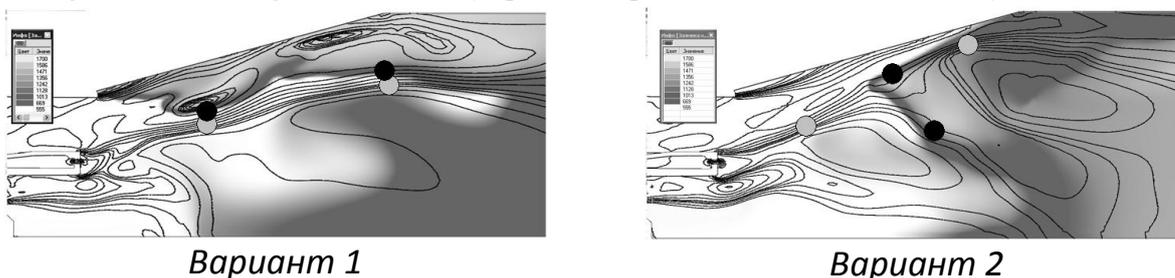


Рис. 14. Изолинии осевой скорости и поле температур в продольном сечении КС

●  $\max(gradT)$     ●  $\max(div\vec{V})$

На рисунке видно существенное различие во взаимном расположении точек. Расчеты показывают, что максимум  $grad T$  совпадает с максимумом тепловыделения, а максимум  $div V$  – с максимальной интенсивностью сдвиговых течений. В данном случае радиальные скорости малы по сравнению с осевыми, а поля стационарных скоростей и температур практически осесимметричны, поэтому величины  $div V$  и  $grad T$  можно приближенно

заменить на производные  $\frac{dv_x}{dr}$  и  $\frac{dt}{dr}$ . В табл. 1 показаны расчетные значения производных и экспериментально замеренные значения пульсаций.

Т а б л и ц а 1

### Результаты расчетно-экспериментальных исследований вариантов

Вариант	1	2	3	4	5	6
Расчет $\frac{dv_x}{dr} \times \frac{dt}{dr}$	501,5	0,31	189,7	372,1	36,2	410,4
Эксперимент $A_{\max}, \%$	4,57	0,31	0,59	2,64	0,48	3,09

На рис. 15 приведена зависимость амплитуды пульсации давления от  $\left(\frac{dv_x}{dr} \times \frac{dt}{dr}\right)$  - произведения производных скорости и температуры в характерном сечении КС.

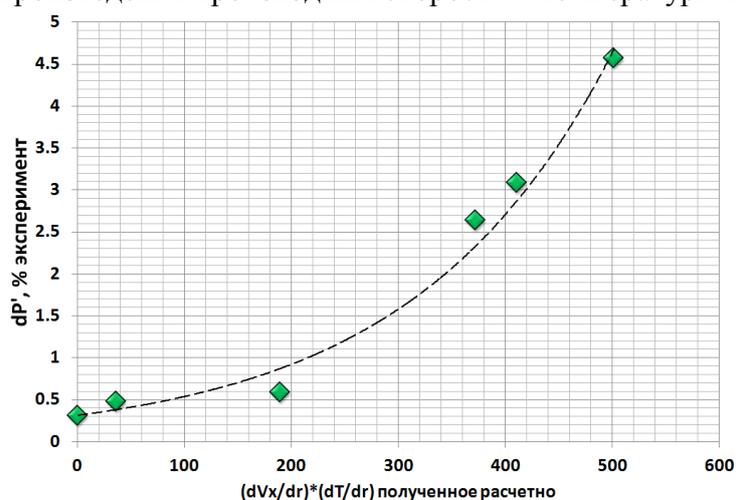


Рис. 15. Зависимость амплитуды пульсации давления от параметра  $\left(\frac{dv_x}{dr} \times \frac{dt}{dr}\right)$  в поперечном сечении максимального изменения осевой скорости

Из графика видно что при  $\left(\frac{dv_x}{dr} \times \frac{dt}{dr}\right) > 200$ , в эксперименте наблюдались пульсации давления в КС с амплитудами превышающими допустимые (принято 0,5% от давления на входе).

Следует обратить внимание на то, что в таблице и на графике коррелируются результаты стационарного расчета и замеренные в эксперименте пульсации давления – один из основных показателей нестационарности процесса. Кроме того, нестационарный расчет (URANS с периодом осреднения 0,00002 с) и полученные экспериментальные данные показали совпадение доминирующей частоты пульсации давления (рис. 16 а и б).

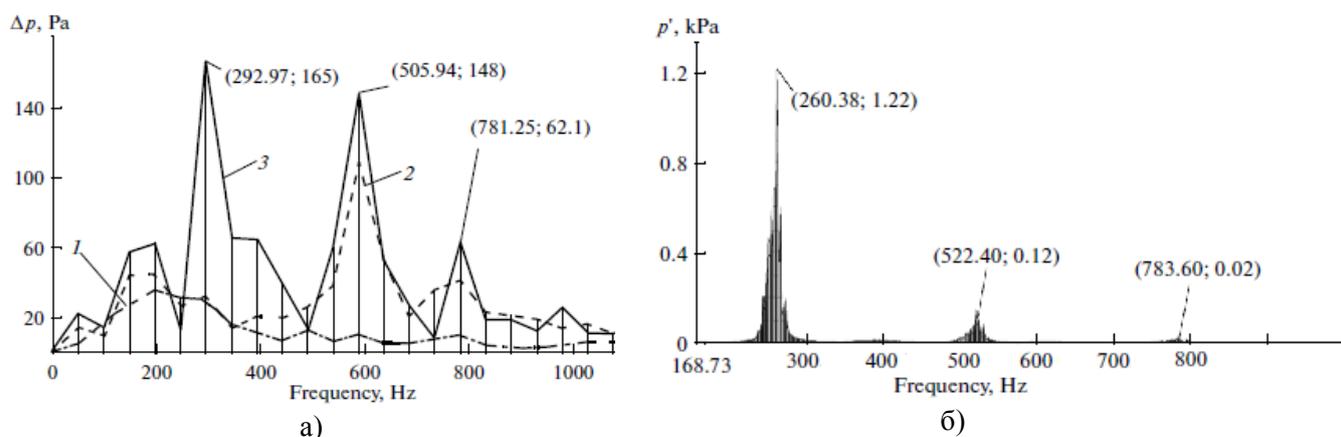


Рис. 16. Частотные спектры пульсаций давления:

а — расчетные (три точки замера - линии 1, 2, 3); б — измеренные на стенке ЖТ (см. рис.8).  
Вариант 1, режим  $pfr=0\%$

В эксперименте датчики давления были установлены на стенке ЖТ (см. рис. 8). В расчете изменение давления анализировалось в трех точках вблизи ГУ (рис. 17). Расчет проводился на модели URANS простой  $k-\varepsilon$  модели турбулентности с периодом осреднения 0,00002 с.

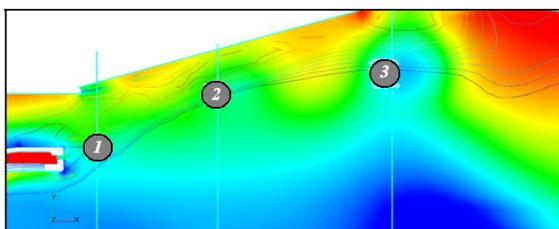


Рис. 17. Поле давления в продольном сечении КС в момент времени  $t_1$  и точки для анализа (вариант 1,  $pfr=0\%$ )

Для второй КС (рис. 6) было рассмотрено два варианта создания эюры поля концентрации на выходе из ОГ (обогащение топливом к центру - вар.1 и обогащение топливом к стенке - вар.2). Анализ вариантов осуществлялся на режиме с малой долей пилотного топлива ( $pfr \sim 3\%$ ). Даже при малой подаче топлива в ПГ поле температур меняет свою конфигурацию. Появляется второй источник высокой температуры - горение топлива ПГ (рис. 18). При этом  $grad T \neq \frac{dt}{dr}$  (направление максимального изменения температуры приобретает наклон к оси КС) и в этом случае неверно проводить анализ изменения величин  $grad T$  и  $div V$  в сечении максимального измерения  $\frac{dv_x}{dr}$ . Поэтому, был введен еще один параметр  $dl_{grad}$  - минимальное расстояние между  $\max(grad T)$  и  $\max(div V)$  (см. рис. 18), а параметр для анализа принял вид  $\frac{grad t \times grad v}{dl_{grad}}$ .

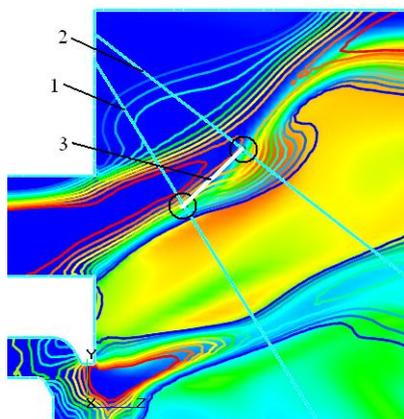


Рис. 18. Поле температуры и изолинии осевой скорости в продольном сечении КС вар.1:

1 — направление максимального изменения осевой скорости; 2 — направление максимального изменения температуры; 3 — кратчайшее расстояние между  $\max(grad T)$  и  $\max(div V)$

Черными кружками обозначены места расположения  $\max(grad T)$  и  $\max(div V)$

В табл. 2 приведены значения расчетного параметра  $\frac{grad t \times grad v}{dl_{grad}}$  и замеренных амплитуд пульсаций давления.

Т а б л и ц а 2

### Результаты расчетно-экспериментальных исследований вариантов

		Вариант 1	Вариант 2
Дивергенция скорости, (м/с)/м	$\max(div v)$	$23,8e10^3$	$20,2e10^3$
Градиент температуры, К/м	$\max(grad T)$	$446e10^3$	$448e10^3$
минимальное расстояние между $\max(grad T)$ и $\max(div V)$ , м	$dl_{grad}$	$6,04e10^{-3}$	$13e10^{-3}$
Критерий устойчивости, К/(м·с)	$\frac{grad t \times grad v}{dl_{grad}}$	$1760e10^9$	$695e10^9$
Амплитуда пульсаций давления (эксперимент), %		1,4	0,6

Как показывает эксперимент, обогащение топливом к стенке ЖТ, вызывает пульсации давления, с амплитудами в 2.3 раза более высокими, чем при обогащение к оси, а предложенный критерий  $\frac{grad T \times div v}{dl_{grad}}$  адекватно отражает возможность возникновения в рассматриваемой КС виброгорения.

В результате обработки, сопоставления и анализа расчетных и экспериментальных данных двух вариантов конструкций КС при устойчивой и неустойчивой их работе была выявлена связь между местоположением и величинами максимальных изменений скорости и температуры и наблюдаемыми пульсациями давления в КС. Расположение  $\max(grad t)$  – можно трактовать, как расположение фронта пламени, так как именно на поверхности фронта пламени происходит максимальное изменение температуры на кратчайшем расстоянии. Местоположение и форма фронта пламени играют доминирующую роль в процессе устойчивого горения.

Нестационарный расчет процесса горения для первого варианта конструкции КС (см. рис. 8) показал, что значения доминирующей частоты пульсации давления, полученные при расчете и замеренные в эксперименте, близки. Природа пульсаций с этой частотой носит гидродинамический характер и соответствует крупномасштабной неустойчивости процесса течения вблизи ГУ, которая усиливается тепловыделением от горения, протекающего в той же области при образовании и срыве вихрей и изменениях скоростей потока.

Анализ рассчитанных и испытанных вариантов показал, что даже незначительное изменение поля концентрации в объеме ЖТ, как путем добавления топлива в ПГ, так и путем создания неравномерности поля концентрации на выходе из ОГ, может привести к изменению местоположения и формы фронта пламени, сместить его от мест гидродинамической неустойчивости и изменить диапазон устойчивой работы КС.

В главе 5 проведен анализ факторов, влияющих на положение фронта пламени, и предложена методика рассогласования зон максимальной гидродинамической неустойчивости и максимальных тепловыделений. Взаимосвязи между параметрами смесеобразования, течения и режима горения с распределением тепловыделения по объему ЖТ исследовались последовательным и/или параллельным изменением относительно базового варианта режимных (давление на входе КС, коэффициент избытка воздуха ( $\alpha$ ), доля топлива пилотной горелки ( $pfr\%$ ), искусственно созданная окружная неравномерность подачи топлива в основную горелку) и конструктивных (угол установки лопаток основного завихрителя, распределение воздуха между ПГ и ОГ) параметров.

Численные исследования проводились на модельной КС (рис. 6 и 10) с RANS  $k-\epsilon$  моделью турбулентности и пульсационной моделью горения. На рис. 19 показано поле векторов скорости в продольном сечении КС для двух давлений воздуха на входе в КС и сечения для анализа данных.

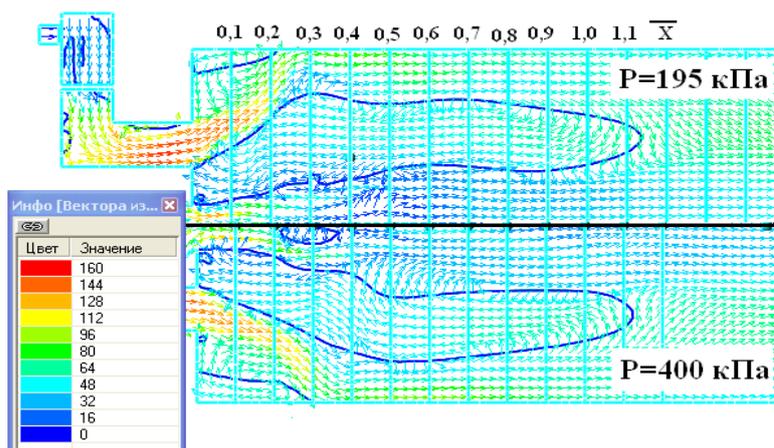


Рис. 19. Поле векторов скорости и изолинии нулевой осевой скорости в продольном сечении КС при  $p = 195 \text{ кПа}$  и  $p = 400 \text{ кПа}$ . Сечения для анализа данных по длине КС - голубые вертикальные линии с шагом  $0.1X$

Для оценки протекания рабочего процесса по длине ЖТ выбрано среднее по поперечному сечению жаровой трубы тепловыделение  $q$ , вычисляемое по разности доли невыгоревшего топлива в соседних сечениях. Распределение  $q$  по длине ЖТ характеризует интенсивность и равномерность горения.

При фиксированной гидродинамической картине течения (см. рис. 19), когда известно, что максимальные гидродинамические изменения происходят в области  $X \leq 0,3$ , проведена оценка влияния режимных параметров.

А. Влияние коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и давления в КС на процесс горения и положение зоны максимального тепловыделения представлено на рис. 20.

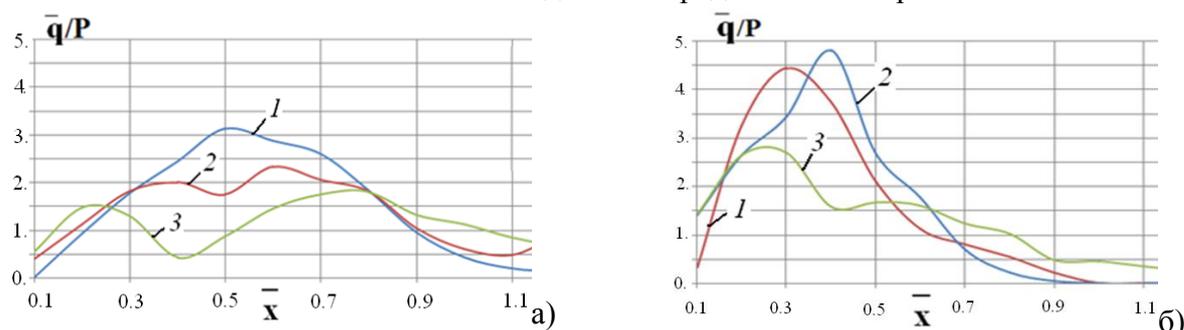


Рис.20. Влияние на удельное тепловыделение давления и  $\alpha$  при равномерной подаче топлива,  $pfr=0\%$ :  
 а —  $p = 195 \text{ кПа}$ ; б —  $p = 400 \text{ кПа}$ ; 1 —  $\alpha = 1.93$ ; 2 —  $\alpha = 2.0$ ; 3 —  $\alpha = 2.2$

Из графиков видно, что за беднение смеси приводит к снижению абсолютного значения максимального тепловыделения и более равномерному выгоранию топлива по длине. При определенных значениях  $\alpha$  в области высоких скоростей  $0.3 < \bar{X} < 0.5$  происходит ухудшение воспламенения смеси, приводящее к уменьшению количества участвующей в горении ТВС и соответственно снижению тепловыделения в этой зоне.

Из рис.20 можно сделать вывод, что при повышении давления в КС вероятность возникновения неустойчивости процесса горения возрастает, т.к. максимум тепловыделения возрастает в 1.5 раза и смещается в область  $X \leq 0.3$ , где максимальные гидродинамические ( $p = 400 \text{ кПа}$ ). Кроме того, перемещение фронта пламени при изменении  $\alpha$  с ростом давления уменьшается.

Б. Изменение доли пилотного топлива  $pfr$  приводит к смещению максимума тепловыделения к горелочному устройству и его повышению непосредственно вблизи горелки как при давлении 195 кПа так и при 400 кПа. Условия для полного сжигания

основной массы ТВС наступают при включенной пилотной горелке раньше, однако в области высоких скоростей вдоль стенки ЖТ забедненная ТВС не сгорает и ее дожигание происходит ниже по потоку (рис. 21). Повышение давления смещает зоны с максимальным тепловыделением к горелке вне зависимости от величины  $pfr$ .

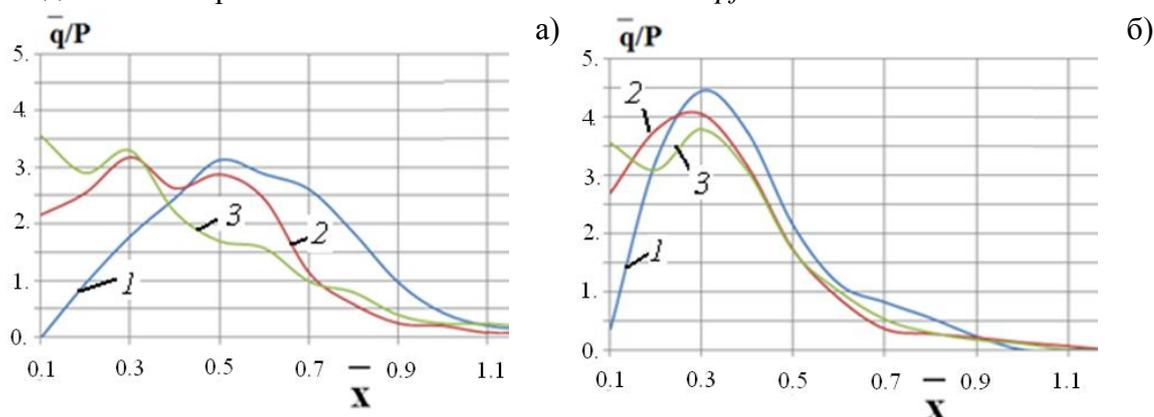


Рис. 21. Влияние на удельное тепловыделение давления и доли пилотного топлива при  $\alpha=1.93$  :  
 а —  $p = 195$  кПа; б —  $p = 400$  кПа; 1 —  $pfr = 0\%$ ; 2 —  $pfr = 5\%$ ; 3 —  $pfr = 10\%$

Как и в случае с  $\alpha$ , перемещение фронта пламени при помощи изменения  $pfr$  с ростом давления уменьшается.

Течение внутри жаровой трубы - турбулентное ( $Re > 2000$ ), а процесс тепловыделения – существенно нестационарный, и неравномерный по окружности. Это отражается на светимости фронта пламени, которая исследовалась в варианте модельной КС, имеющей оптический доступ. Результаты экспериментальных исследований, полученные с использованием высокоскоростной видеокамеры *LaVisionHighSpeedStar*, анализировались по величине светимости  $I$  и пульсации светимости  $I'$ , полученных в объеме ЖТ через оптический доступ. Под пульсацией светимости понимается отклонение значения мгновенной светимости  $I_{\tau_i}$  от средней арифметической по всему времени записи видео-файла. Светимость косвенно отражает температуру газов внутри объема ЖТ, она выше там, где температура выше. Максимальные пульсации светимости косвенно характеризуют максимальные пульсации температуры, которые, в свою очередь, характеризуют воспламенение и погасание смеси - динамический процесс колебания фронта пламени в объеме жаровой трубы (ЖТ).

На рис. 22 сделано сравнение распределения по длине ЖТ приведенных пульсаций светимости  $I'$  и приведенного расчетного тепловыделения  $q$ .

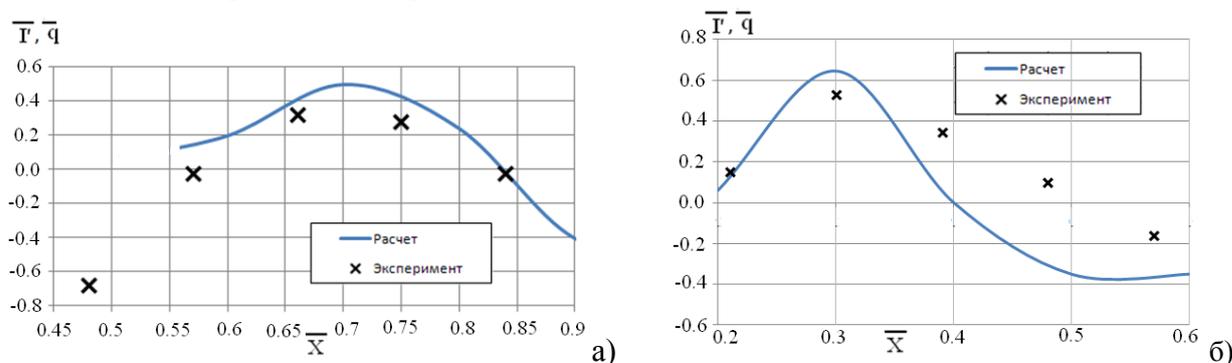


Рис.22. Сравнение расчетного тепловыделения и экспериментально замеренной пульсации светимости по длине КС:

а —  $\alpha = 1.9$ ,  $pfr = 0\%$ ; б —  $\alpha = 1.8$ ,  $pfr = 20\%$ . ( $p = 114$ кПа)

Видно, что места расположения максимального тепловыделения, характеризующего расположение фронта пламени (расчет) и максимальных пульсации светимости, так же характеризующих местоположение фронта пламени (эксперимент) близки или совпадают.

**В.** Создание окружной неравномерности ТВС на выходе из горелки – еще один способ управления фронтом пламени, используемый для подавления неустойчивости. Неравномерность поля концентрации создавалась двумя способами:

- подача топлива в четыре трубки из двенадцати, расположенные равномерно по окружности основной горелки (в одну поступает, в последующие 2 нет и т.д.);
- подача топлива только в половину окружности: 6 из 12 трубок основной горелки, равномерно расположенных по кольцу.

Распределение тепловыделения по длине ЖТ при этих двух способах создания неравномерности и равномерной подаче топлива показано на рис. 23.

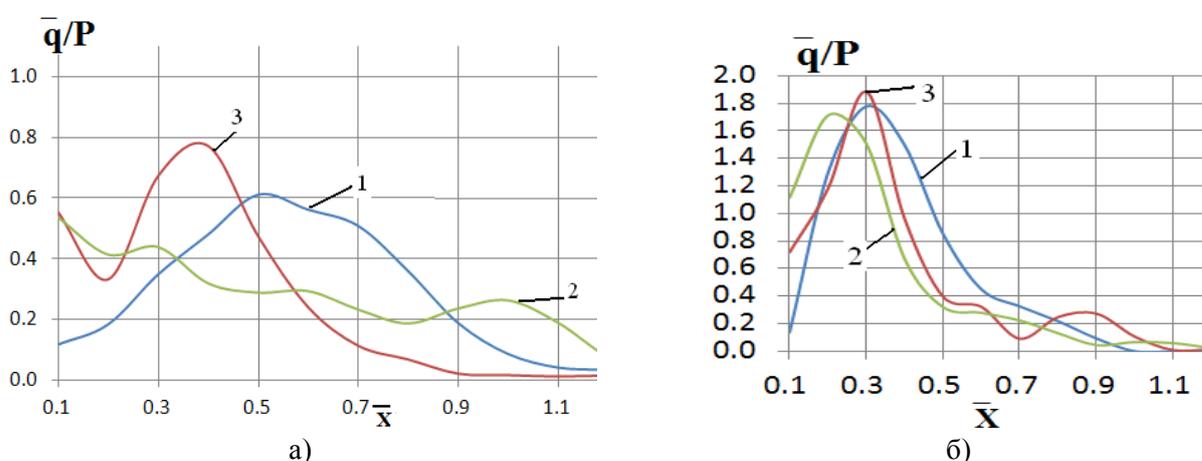


Рис. 23. Зависимость удельного тепловыделения по длине жаровой трубы от варианта подачи основного топлива *a* —  $p = 195$  кПа; *б* —  $p = 400$  кПа:

*1* — равномерная подача топлива; *2* — подача топлива в четыре трубки; *3* — подача топлива в половину трубок

Из рис. 23 видно, что при давлении  $p = 195$  кПа создание неравномерности концентрации этими двумя способами влияет на распределение тепловыделения принципиально по-разному: изменение тепловыделения по длине ЖТ при подаче топлива в каждую третью трубку аналогично подаче пилотного топлива с  $pfr > 30\%$  (см. рис. 23. давление 195 кПа) (хотя изменения тепловыделения по радиусу будут принципиально разными), а подача топлива в полуокружность (шесть трубок из 12) укорачивает зону горения и сдвигает фронт пламени к горелке.

При давлении  $p = 400$  кПа заметно интенсифицируется процесс выгорания топлива и влияние неравномерности на так заметно.

Проведены также исследования влияния на перемещение фронта пламени за счет изменение гидродинамической картины течения:

**А.** Изменение угла установки лопаток завихрителя основной горелки наиболее заметно изменяет процесс перемешивания и гидродинамику течения внутри жаровой трубы. Увеличение угла за счет увеличения перепада давлений в ОГ интенсифицирует процесс перемешивания в ЗПП, укорачивает и интенсифицирует зону рециркуляции, увеличивает

турбулентную энергию в зоне горения и долю участвующего в рециркуляции воздуха. Эти изменения влияют как на процесс течения, так и на процесс горения.

На рис. 24 показано распределение удельного тепловыделения по длине ЖТ для трех углов установки лопаток.

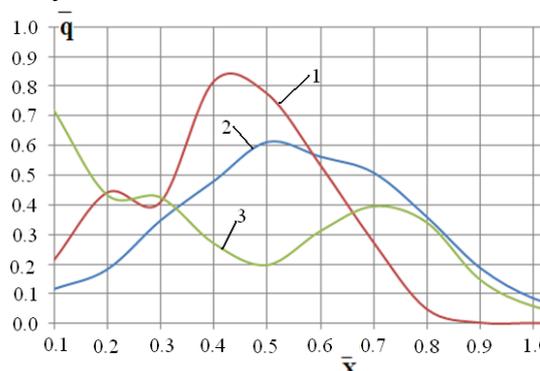


Рис. 24. Удельное тепловыделение по длине жаровой трубы при разных углах установки лопаток завихрителя основной горелки:  
1 — 68 гр; 2 — 58 гр; 3 — 34 гр

Увеличение угла установки лопаток основного завихрителя локализует максимум тепловыделения на меньшей длине (см. рис. 24), сокращает зону горения и увеличивает абсолютное значение максимального тепловыделения. Достигаемое за счет увеличения крутки улучшение перемешивания ТВС  $\sigma_{CH_4}$ , приводит к снижению локальных температур горения и уменьшает образование  $NO_x$ . В табл. 3 приведены расчетные значения  $\sigma_{CH_4}$  и замеренные в эксперименте эмиссии  $NO_x$  для трех значений угла установки лопаток при  $\alpha = 1.93$  и  $pfr = 0\%$ .

Т а б л и ц а 3

Угол установки лопаток	$\sigma_{CH_4}$ , (расчет) %	$NO_x$ при 15% $O_2$ (эксперимент), млн <sup>-1</sup>
34	1.6	17
58	0.8	7
68	0.75	7

В варианте 3 (34 гр) существует две зоны с максимальным тепловыделением, одна из которых расположена вблизи ГУ, что обусловлено снижением модуля скорости потока и увеличением локальной концентрации ТВС за счет ухудшения перемешивания (см. табл. 3), вторая сдвинута на  $X = 0.7$ , когда произошло выравнивание скорости потока. Между максимумами расположена зона с неустойчивым воспламенением. Экспериментальные исследования показали, что при угле установки лопаток 34° амплитуда пульсаций давления на режиме  $p = 114$  кПа,  $pfr = 0\%$ ,  $\alpha = 2$  составила 2,0% от давления на входе, а при угле установки 58 и 68 гр. на этом же режиме - 0,01%.

#### Б. Изменение распределения воздуха между ПГ и ОГ.

Было рассмотрено два варианта: базовый - 5% воздуха в ПГ и крайний случай, когда воздух в ПГ не подается.

При нулевой подаче воздуха в ПГ изменяется картина течения вблизи ГУ (рис.25 а, б), уменьшается гидродинамическая неустойчивость, интенсивное выгорание топлива происходит в широком диапазоне  $0,2 \leq X \leq 0,4$  (рис. 25, в) вблизи оси ЖТ, что способствует стабилизации горения.

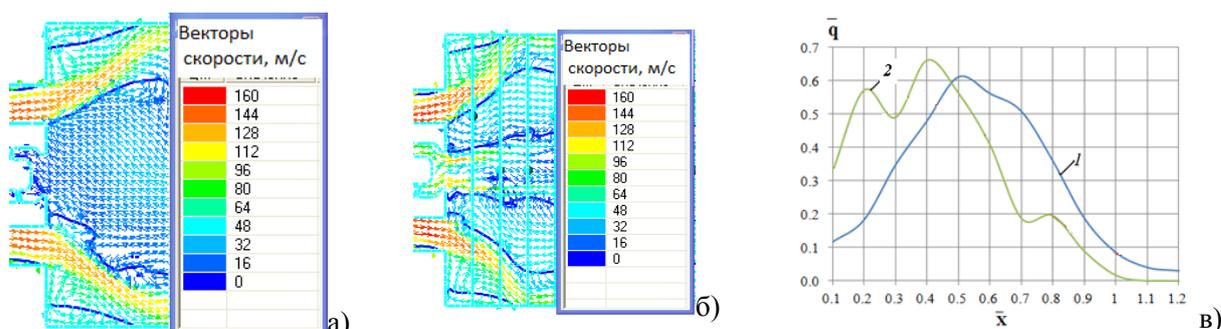


Рис. 25. Поле скорости и изолинии нулевой осевой скорости:  
*a* — 5% воздуха в ПГ, *б* — 0% воздуха в ПГ; *в* — удельное тепловыделение по длине жаровой трубы при:  
*1* — 5% воздуха в ПГ, *2* — 0% воздуха в ПГ

В результате расчетно-экспериментальных исследований для анализа осевого положения фронта пламени предложен параметр максимального тепловыделения по длине жаровой трубы (ЖТ) и показана его корреляция с экспериментально измеренной максимальной пульсацией светимости по длине КС. Разработаны методы влияния на расположение максимума тепловыделения для КС. Получены зависимости положения фронта пламени от конструктивных и режимных параметров.

В **главе 6** рассмотрено использование численного моделирования при доводке полей температур на выходе из КС, которое является одной из главных задач при их отработке.

Основные способы доводки поля температуры - оптимизация отверстий смесителя, располагаемых за зоной горения и оптимизация поля температур на выходе из зоны горения. Доводка, как правило, осложняется тем, что возможности увеличения расхода воздуха на смеситель ограничены, а распределение температур в зоне горения задается требованиями по эмиссиям и полноте сгорания. Применение численного моделирования на этом этапе позволяет сократить как сроки, так и стоимость работ.

Настройка отверстий смесителя показана на примере одного из вариантов МЭКС, в которой заложен принцип сжигания предварительно перемешанной ТВС на нагрузках ГТУ 50-100 % (рис. 26). Основные требования технического задания на МЭКС: полнота сгорания топлива 99,99%, потери давления не более 4%, эмиссии  $\text{NO}_x$  не более  $50 \text{ мг/м}^3$  при нагрузке ГТУ от 50% до 100%, неравномерность поля температуры на выходе из газосборника не более 15% (1.15). В исходном варианте все требования кроме последнего удовлетворены.



Рис. 26. Схема установки МЭКС ГТУ-6П в экспериментальном отсеке на стенде ВТИ

Неравномерность ( $\theta$ ) поля температуры на выходе из КС:

$$\theta = \frac{(t_{\text{макс вых}} - t_{\text{вх}})}{(t_{\text{ср вых}} - t_{\text{вх}})} \times 100 \%, \quad (11)$$

где  $t_{\text{макс вых}}$ ,  $t_{\text{ср вых}}$  максимальная и среднemasсовая температура газов на выходе из газосборника;  $t_{\text{вх}}$  - температура воздуха на входе в КС.

На начальном этапе работы рассчитывается базовый (исходный) вариант КС с исходным расположением отверстий смесителя, по которому известно поле температур. Модель настраивается до соответствия с экспериментальными данными. Это достигается варьированием в малых пределах параметров - расчетной сетки, порогов воспламеняемости смеси, скорости протекания реакции горения и пр. Совпадение результата расчета с экспериментом позволяет проводить оптимизацию с теми же параметрами настройки программного продукта. На рис. 27 показаны поля температур полученные расчетно и экспериментально для исходного варианта смесителя.



Рис. 27. Поле температуры на выходе из газосборника КС:  
а — расчет; б — эксперимент

В табл. 4 приведены значения температурной неравномерности доводочных вариантов смесителя.

Т а б л и ц а 4

#### Значения температурной неравномерности

Вариант	Температурная неравномерность $\theta$ , %	Количество смесительных отверстий $n$ , шт.	диаметр смесительных отверстий $d$ , мм
1	1,3	6	16
2	1,29	4	20
3	1,234	1/1/1/1	18/21,5/22/17,5
4	1,23	1/2/	20/25
5	1,13	2/2	18/22

На рис. 28 показаны поля температуры, полученные расчетно и экспериментально для последнего (доработанного) варианта смесителя.

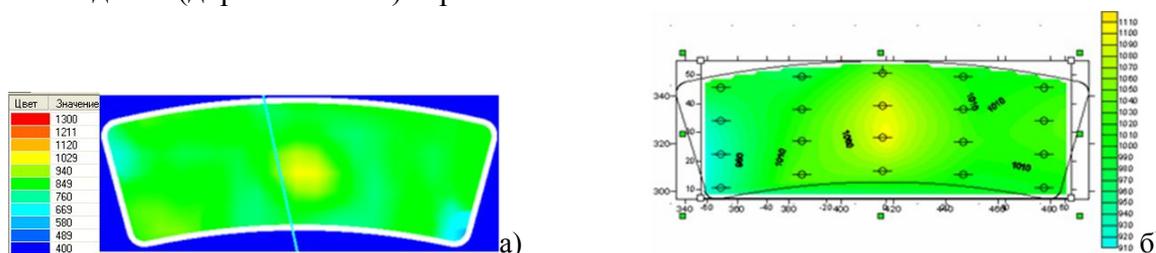


Рис. 28. Поле температуры на выходе из газосборника КС:  
а — расчет; б — эксперимент

Основной фактор, учитываемый при изменениях смесителя — увеличение проникновения боковой струи в основной поток при увеличении диаметра отверстия. Результаты испытания КС со смесителем варианта 5 практически точно совпали с расчетом по величине  $\theta$  и конфигурации поля. Отверстия смесителя расположены ниже зоны горения, поэтому остальные параметры КС практически не изменились.

Применение второго варианта настройки поля температур – настройка зоны горения – рассмотрена применительно к доводке эпюры на режимах низких нагрузок, когда работает пилотная горелка. Показано, что незначительные изменения отверстий подачи пилотного топлива кардинально изменяют распространение пилотного факела вдоль оси ЖТ. Выравнивание поля температур на выходе из зоны горения автоматически повлекло за собой снижение неравномерности на выходе КС.

Применение численного 3-D моделирования, при условии точной настройки расчетной модели, позволяет минимизировать объем испытаний по доводке поля температур на выходе КС.

В **заключении** систематизированы предложенные в диссертации подходы к доводке и оптимизации конструкций малоэмиссионных камер сгорания с использованием численного моделирования и корреляционных параметров. Результаты показаны в виде блок-схемы (рис. 29). Желтыми прямоугольниками выделены этапы работ, базирующихся на проведении численных исследований.



Рис. 29. Алгоритм использования математического моделирования при разработке и доводке КС

Из рис. 29 видно, что значительный объем работ по разработке и доводке камеры сгорания проводится с привлечением математического моделирования.

### Выводы

1. Обобщение результатов расчетных и экспериментальных исследований, проведенное в диссертации создало основание для использования программных продуктов при численном моделировании процессов в малоэмиссионных камерах сгорания ГТУ и выявило характерные для процесса горения в них закономерности.

2. Предложен среднеинтегральный критерий оценки качества топливоздушной смеси (ТВС), который хорошо коррелируется с измеренными выбросами  $\text{NO}_x$ . Разработаны

методы улучшения качества ТВС при минимальном вмешательстве в конструкцию горелочного устройства (ГУ) КС.

3. Предложены методы выявления зон максимальной гидродинамической неустойчивости и оценки ее частоты пульсаций давления в объеме КС. Показана правомерность использования *URANS*  $k-\varepsilon$  простой модели турбулентности для качественного анализа.

4. Предложен параметр устойчивости работы КС, основанный на произведении максимальных градиентов скорости и температуры. Показана хорошая корреляция этого параметра с измеренными амплитудами пульсаций давления.

Для оценки положения фронта пламени по длине жаровой трубы разработан параметр максимального тепловыделения и показана его корреляция с максимумом измеренной пульсации светимости пламени. Получены зависимости положения фронта пламени от конструктивных и режимных параметров. Разработаны методы его перемещения по оси камеры сгорания.

5. Рекомендованы мероприятия для формирования полей температур на выходе из камеры сгорания с помощью численного моделирования.

6. Разработанная в диссертации методика численного моделирования и использование предложенных в ней корреляционных расчетно-экспериментальных параметров облегчает и ускоряет проектирование и доводку малоэмиссионных камер сгорания ГТУ.

По теме диссертации опубликованы следующие работы в разных изданиях.

#### **Ведущие рецензируемые научные журналы из перечня ВАК**

1. **Булысова, Л.А.** Исследование горелочного модуля камеры сгорания газотурбинной энергетической установки ГТЭ-45 / Л.А. Булысова, В.Д. Васильев, М.Н. Гутник [и др.] // Теплоэнергетика. — 2009. — № 4.

2. **Тумановский, А.Г.** Математическое моделирование при создании и доводке малоэмиссионных камер сгорания / А.Г.Тумановский, Л.А. Булысова, В.Д. Васильев, М.Н. [и др.] // Газотурбинные технологии. — 2010. — № 9.

3. **Тумановский, А.Г.** Создание малоэмиссионной камеры сгорания для ГТУ-6П / А.Г. Тумановский, В.Д. Васильев, Л.А. Булысова [и др.] // Энергетик. — 2011. — № 6.

4. **Булысова, Л.А.** Численные исследования процесса тепловыделения в малоэмиссионной камере сгорания / Л.А. Булысова, В.Д. Васильев // Энергетик. — 2012.— № 9.

5. **Булысова, Л.А.** Численные исследования влияния давления в малоэмиссионной камере сгорания на процессы смешения и тепловыделения / Л.А. Булысова, В.Д. Васильев // Энергетик. — 2013. — № 3.

6. **Булысова, Л.А.** Влияние перемешивания топлива и воздуха на процесс горения в малоэмиссионной камере сгорания / Л.А. Булысова, В.Н. Горбань // Теплоэнергетика. — 2013. — № 9.

7. **Булысова, Л.А.** Методика обработки экспериментальных данных неустойчивости горения / Л.А. Булысова, В.Д. Васильев, А.Л. Берне // Энергетик. — 2014. — № 1.

### Доклады на научных конференциях

8. Гутник М.Н., Васильев В.Д., Булысова Л.А. Исследование процессов горения «бедных» топливовоздушных смесей в малотоксичной камере сгорания ГТУ. Тезисы и доклады LI научно-технической сессии по проблемам газовых турбин «Результаты и перспективы применения авиапроизводных ГТУ и опыта их разработки в энергетике и промышленности» 21-23 сентября 2004 г.

9. Гутник М.Н., Васильев В.Д., Булысова Л.А. Расчетные и экспериментальные исследования малотоксичных камер сгорания для энергетических ГТУ. Тезисы докладов научно-технического семинара «Опыт разработки, проблемы создания и перспективы развития низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ» М.:ЦИАМ-ВТИ, 2004

10. Васильев В.Д., Булысова Л.А., Гутник М.Н. Исследование процессов смесеобразования и выгорания топливовоздушных смесей в малотоксичных камерах сгорания. Сборник докладов XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» 23-27 мая 2005 г.

11. Булысова Л.А. Использование программного комплекса FLOWVISION при доводке конструкции малотоксичной камеры сгорания. Труды Всероссийской научно-практической конференции «Инженерные системы-2008» М.: РУДН, 7-11 апреля 2008 г.

12. Кузнецов А.В., Булысова Л.А. Решение задач сопряженного теплообмена в рамках исследования камер сгорания ГТУ. Труды международной научно-практической конференции «Инженерные системы -2009» Том 1, М.: РУДН, 6-9 апреля 2009 г.

13. Булысова Л.А. «Изучение процессов протекающих в малоэмиссионных камерах сгорания ГТУ», Международный форум «Инженерные системы – 2013. Программа и тезисы докладов», 15-16 апреля 2013 г., Москва

### Патенты

1. Пат. **89671 Российская Федерация, МПК F23R 3/28**. Горелочное устройство для камеры сгорания газотурбинной установки / Гутник М.Н., Гутник М.М., Васильев В.Д., Булысова Л.А.; ОАО «ВТИ». - № 2009130047/22; заявл. 06.08,2009; опубл. 10.12.2009, Бюл. № 34

2. Пат. **90879 Российская Федерация, МПК F23/R 3/28**. Горелочное устройство с дополнительной кольцевой диффузионной горелкой для камеры сгорания газотурбинной установки / Гутник М.Н., Гутник М.М., Васильев В.Д., Булысова Л.А. [и др.]; ОАО «ВТИ». - № 2009136644/22; заявл. 06.10.2009; опубл.20.01.2010, Бюл. № 2

3. Пат. **2451881 Российская Федерация, МПК F23R3/42 F23/R3/16**. Камера сгорания предварительного смешения газотурбинной установки / Гутник М.Н., Гутник М.М., Васильев В.Д., Булысова Л.А. [и др.]; ОАО «ВТИ». - № 2009136643/06; заявл. 06.10.2009; опубл. 27.05.2012.