

УДК 621.3.002.3(076.5)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ВИХРЕВОМ ГАЗОВОМ ГОРЕЛОЧНОМ МОДУЛЕ

© 2011 О. А. Евдокимов

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьёва

Представлены результаты численного и аналитического расчётов полноты сгорания топлива в трубчатой камере сгорания и газовом эжекционном горелочном устройстве, выполнено их сравнение с данными физического эксперимента.

Полнота сгорания, оксид углерода, метан, горение, топливо.

Введение. Одной из основных характеристик камер сгорания и горелочных устройств является полнота выгорания топлива, представляющая отношение действительно выделившейся энергии в форме тепла в зоне реакции к теоретически возможной $\eta = Q_{\text{реал}}/Q_{\text{теор}}$, под которой понимают количество энергии, выделяющейся при полном сгорании единицы массы или объёма топлива без учёта теплоты конденсации образующихся водяных паров. Оценка полноты выгорания является одной из важнейших задач на стадии проектирования камеры сгорания. На практике подобная оценка осуществляется с использованием балансовых соотношений для энергии, массы и не позволяет учесть влияние геометрии проточной части на процессы газодинамики, теплообмена и горения, определяющие интересующие проектировщиков интегральные значения полноты выгорания. Это связано с существенной трёхмерностью и нелинейностью протекающих в зоне горения аэротермохимических процессов и сложностью их описания с помощью упрощённых физико-математических моделей, дающих в ряде случаев неадекватные результаты.

Применение для оценки полноты выгорания интенсивно развивающихся методов численного моделирования часто также сталкивается с серьёзными трудностями, связанными со значительными для практики проектирования затратами времени и вычислительных ресурсов. Это обуславливает упрощение кинетических схем протекания реакции окисления, используемых в большинстве расчётных программ, путём исключения промежуточных стадий горения. Последнее позволяет значительно сократить время расчёта, однако результаты, полученные с использованием «редуцированных»

кинетических схем, в некоторых случаях дают сильное расхождение относительно экспериментальных данных.

Попытки создания методик аналитической оценки полноты выгорания предпринимались многими авторами [4, 5], однако неизменно сводились к необходимости введения различных эмпирических коэффициентов для геометрически подобных камер. Это существенно затрудняет их применение при создании камер сгорания для перспективных двигателей с использованием новых схем организации горения в объёме жаровой трубы. Отмеченное требует обобщения многочисленного экспериментального материала с единых позиций и тестирования полумпирических методов расчёта на модельных задачах выгорания топлива в турбулентном потоке, в том числе горелочных устройствах технического применения.

Расчётно-экспериментальное исследование выгорания топлива в трубчатой камере сгорания. Одной из наиболее универсальных модельных задач при расчёте кривой выгорания является горение топлива в трубчатой камере сгорания. При построении методики аналитического расчёта полноты сгорания принят ряд физико-химических идеализаций. Зависимость константы скорости одноступенчатой химической реакции от температуры описывается выражением, подобным закону Аррениуса:

$$k = AT^b e^{-\frac{E_a}{RT}}, \quad (1)$$

где A – предэкспоненциальный множитель, T – температура, b – степенной показатель температуры, E_a – энергия активации [1, 6].

Как показывает термодинамический анализ выражения для скорости v -молекулярных реакций, влияние давления

смеси на входе в зону горения на скорость химической реакции по порядку величины можно оценить введением множителя $(P/P_0)^v$, где P_0 – атмосферное давление, v – порядок реакции. С использованием редуцированной одноступенчатой кинетической схемы окисления метана в воздухе, а также фундаментальных законов сохранения массы и энергии в форме полной энтальпии для стационарного потока газа получено следующее выражение для полноты сгорания в i -м сечении по длине КС:

$$\eta = C \frac{k_i V_{xap} / l_{ж.м}}{T_i V_i Q_p} \cdot \frac{1 + \alpha_i L_0}{\alpha_i} \left(\frac{P}{P_0} \right)^v, \quad (2)$$

где C – эмпирический коэффициент, l_i – расстояние от фронтального до i -го сечения камеры сгорания, $l_{ж.м}$ – длина камеры сгорания, V – объём камеры сгорания, V_i – объём зоны горения между фронтальным и i -м сечениями, α – коэффициент избытка возду-

ха, Q – теплота сгорания, L_0 – стехиометрический коэффициент.

Для определения эмпирического коэффициента C в выражении (2) выполнены экспериментальные исследования горения метановоздушной смеси в трубчатой камере сгорания, вихревом газовом горелочном модуле и численное моделирование.

Расчётно-экспериментальная модель выполнена в виде трубы с поясами отверстий для подмешивания вторичного воздуха. Количество поясов варьировалось от 1 до 4. Стабилизация пламени обеспечивалась за счёт создания зоны обратных токов в проточной части жаровой трубы в области аэродинамического следа за телом неудобообтекаемой формы в виде усечённого конуса (рис. 1). Организация подачи и предварительного смешения компонентов топливовоздушной смеси выполнялась с использованием смесительного модуля с закруткой потока.

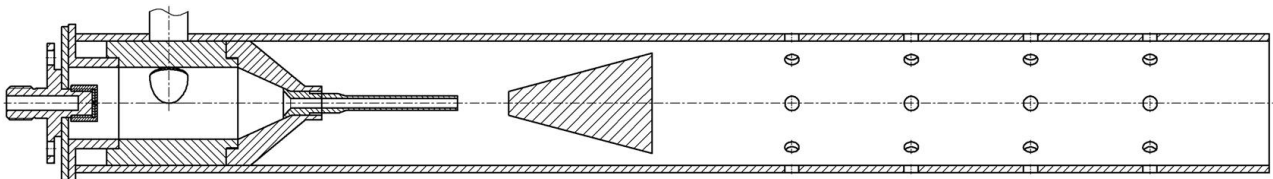


Рис. 1. Модель трубчатой камеры сгорания

При выполнении численного моделирования в качестве начальных заданы условия Стокса и адиабатности стенок жаровой трубы. В качестве граничных условий для расчёта кривой выгорания в модели жаровой трубы камеры сгорания приняты следующие величины. Расход смеси на входе в жаровую трубу составлял $G_{см} = 1 \cdot 10^{-2}$ кг/с, суммарный расход воздуха через каждый из четырёх поясов отверстий подачи вторичного воздуха составлял $G_B = 2 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Температура основного и вторичных потоков на входе в зону горения равна $T = 300$ К. Коэффициент избытка воздуха топливно-воздушной смеси на входе в камеру сгорания задавался равным $\alpha_{вх} = 1,3$. Суммарный коэффициент избытка воздуха на выходе с учётом всех вторичных потоков равен $\alpha_{вых} = 2,4$. На выходе задавалось статическое давление, равное $P_{вых} = 101325$ Па.

Газодинамика течения в жаровой трубе моделировалась с использованием системы осреднённых по Рейнольдсу уравнений На-

вье-Стокса методом установления. Для замыкания системы уравнений использовалась стандартная $k-\varepsilon$ модель турбулентности. Моделирование кинетики химических реакций выполнено с использованием кинетической схемы горения метана, включающей четыре элементарные промежуточные реакции. Для описания механизма горения применялась модель Eddy Dissipation (EDM).

На рис. 2 представлено сравнение кривых выгорания топлива для случая трубчатой камеры сгорания с двумя рядами отверстий подачи вторичного воздуха, полученных в результате физического эксперимента, численного моделирования и аналитического расчёта.

Видно, что кривая выгорания топлива, полученная экспериментально с погрешностью 4%, описывается предложенной аналитической зависимостью при значении эмпирического коэффициента $C = 0.14$ во всём диапазоне исследуемых режимов.

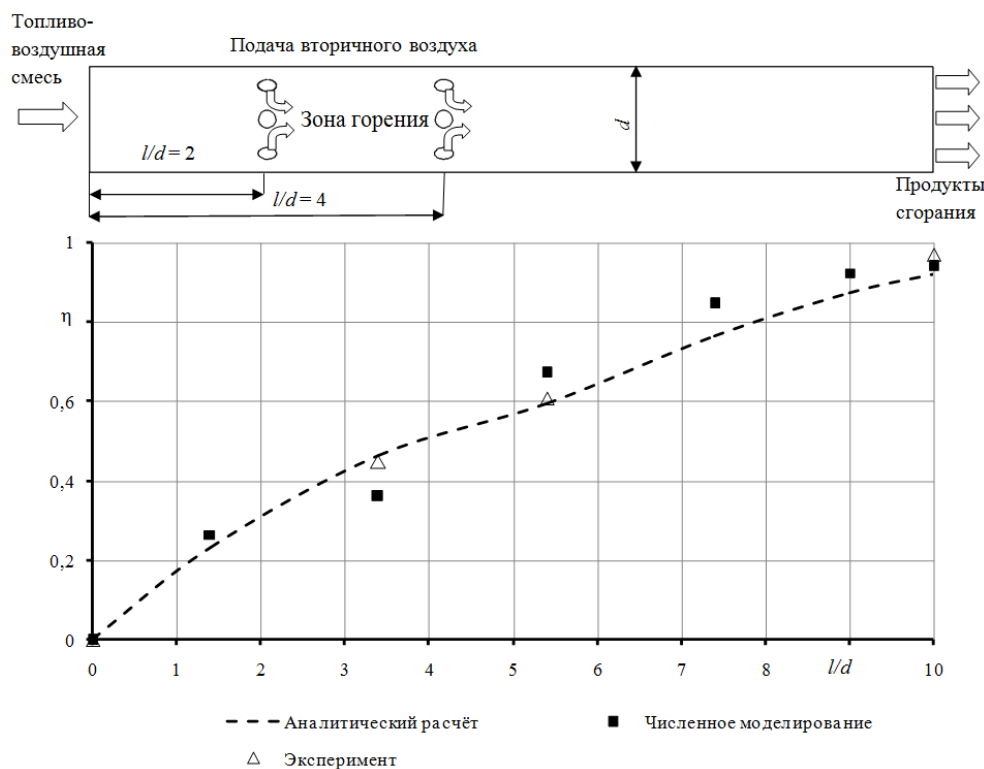


Рис. 2. Кривая выгорания топлива в трубчатой камере сгорания с двумя рядами отверстий подачи вторичного воздуха

Коэффициент имеет смысл нормировочной константы, включающей предэкспоненциальные множители в уравнении скорости реакции. Расхождение результатов численного расчёта с экспериментом составляет 5÷7%. Это объясняется совокупным влиянием таких факторов, принимаемых в процессе численного моделирования, как коэффициенты выбранной $k-\epsilon$ модели турбулентности, погрешности дискретизации расчётной области, допущения идеальности смешения топливовоздушной смеси на входе в жаровую трубу, бесконечности скоростей реакций выбранной модели горения. Наибольшее расхождение результатов численного моделирования с экспериментальными данными наблюдается в области подачи в зону горения масс вторичного воздуха. Это связано с тем, что в этой зоне происходит смешение промежуточных продуктов реакции со струями вторичного воздуха, которое, вследствие сноса вдуваемых струй реагирующим потоком, имеет место в пристеночной зоне вблизи рядов отверстий ниже по течению.

Как показали исследования, выбранная кинетическая схема и модель горения не приводят к заметному увеличению погрешности. В процессе численного моделирования скорости реакций окисления углеводородных соединений принимаются

бесконечно большими, однако в реальном случае скорость протекания реакции всегда конечна. Принятие такого допущения в расчёте полноты сгорания топлива влияет на результат, но в условиях эксперимента механизм горения предварительно перемешанной смеси близок к поверхностному [3, 6], поэтому применение выбранной модели оправдано.

Сравнение результатов эксперимента с численным моделированием показало адекватность применения вихревого модуля предварительного смешения. Пульсации коэффициента избытка воздуха на выходе, составляющие величину порядка 3%, не оказывают существенного влияния на адекватность применения модели идеального смешения, несмотря на то, что процесс окончательного выравнивания поля коэффициента избытка воздуха происходил в начале первичной зоны горения исследуемой модели. Допущение о молекулярном смешении компонентов на входе в жаровую трубу не позволяет учесть протекание в зоне горения процессов смешения реагентов, что приводит к расхождению результатов эксперимента и моделирования в пределах погрешности опыта.

Известно, что на скорость горения топливовоздушной смеси, а следовательно и на

полноту сгорания топлива, сильное влияние оказывает режим течения смеси в зоне горения. Причём в процессе турбулентного горения величина полноты сгорания топлива быстрее достигает значения $\eta = 1$ относительно длины (объёма) зоны горения по сравнению с ламинарным режимом. Это связано с тем, что скорость турбулентного распространения пламени всегда гораздо больше скорости ламинарного горения. Однако режим течения смеси топлива и воздуха в зоне горения не всегда определяет режим её горения. Например, в процессе турбулентного течения топливовоздушной смеси в зоне горения реакция окисления может проходить по ламинарному сценарию. На рис. 3 представлена зависимость длины (объёма) полного выгорания топлива от числа Рейнольдса на входе в зону горения.

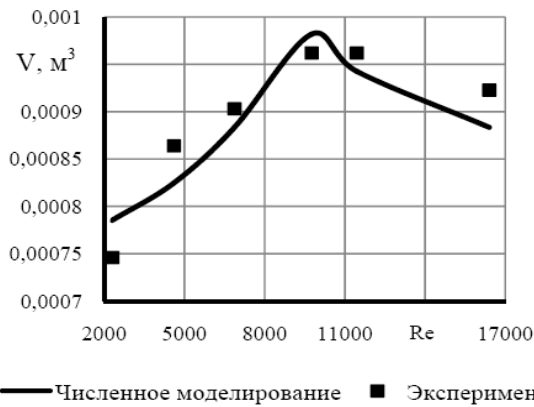


Рис. 3. Влияние числа Re на входе в зону горения на длину (объём) выгорания топлива

Видно, что при увеличении числа Re от 2000 до 10000, что соответствует турбулентному режиму, длина выгорания топлива возрастает по параболическому закону. Затем в диапазоне чисел Рейнольдса $10000 \leq Re \leq 18000$ начинается её линейное убывание. Таким образом, можно сказать, что при достижении числа $Re = 10000$, вероятно, происходит переход от ламинарного режима горения к турбулентному.

Расчётно-экспериментальное исследование выгорания топлива в газовом эжекционном горелочном модуле. Газовые эжекционные горелочные модули получили широкое практическое применение во многих технологических областях, в том числе в строительной сфере, сельском хозяйстве, на железной дороге. По этой причине анализ процесса выгорания топлива в них является актуальной задачей, аналитическая оценка

которой также нуждается в экспериментальной проверке. На рис. 4 представлена схема исследованного горелочного модуля.

Проточная часть устройства состоит из конфузорного, цилиндрического и диффузорного участков, основной особенностью модуля является применение двухступенчатой схемы эжекции воздуха, направленное на выравнивание температурного поля на выходе из зоны горения, повышение полноты сгорания топлива и удельной тепловой мощности.

Параметры воздуха на входе в первую и вторую ступень эжекции: давление 101,325 кПа, температура 293 К. Температура окружающей среды, в которую происходит истечение факела продуктов сгорания, равна 293К.

На рис. 5 показано распределение поля полной скорости в объеме проточной части горелочного устройства и факела продуктов сгорания.

Газообразное топливо (метан, пропан) подается в зону смешения под давлением 6 МПа. Сверхкритический перепад давления обуславливает истечение топливной струи из сопла форсунки со скоростью звука. Это приводит к формированию эжектирующей затопленной струи, ядро которой сохраняет индивидуальную структуру до относительной длины $\bar{L} = 4,9$. При этом периферийный слой смешения за счет радиального переноса импульса эжектирует массы воздуха из атмосферы, поступающие в зону смешения через цилиндрические отверстия в торцевой стенке горелки. Скорость их затекания в проточную часть горелочного устройства выбрана из условия, требуемого для обеспечения тепловой мощности 50 кВт расхода воздуха и минимума потерь полного давления, при расширении струи и смешении потоков. В области аэродинамической границы затопленной струи формируется слой смешения, локальное значение коэффициента избытка воздуха в которой близко к $\alpha = 1$.

Кроме того, представленные на рис. 6 профили осевой компоненты скорости течения показывают, что в отмеченной области скорость течения принимает значения порядка 2 м/с, сравнимые со скоростью турбулентного горения углеводородных воздушных смесей при атмосферном давлении.

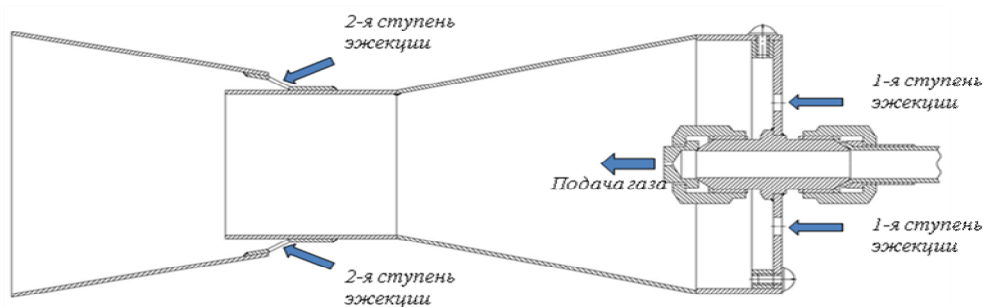


Рис. 4. Схема газового эжекционного горелочного модуля

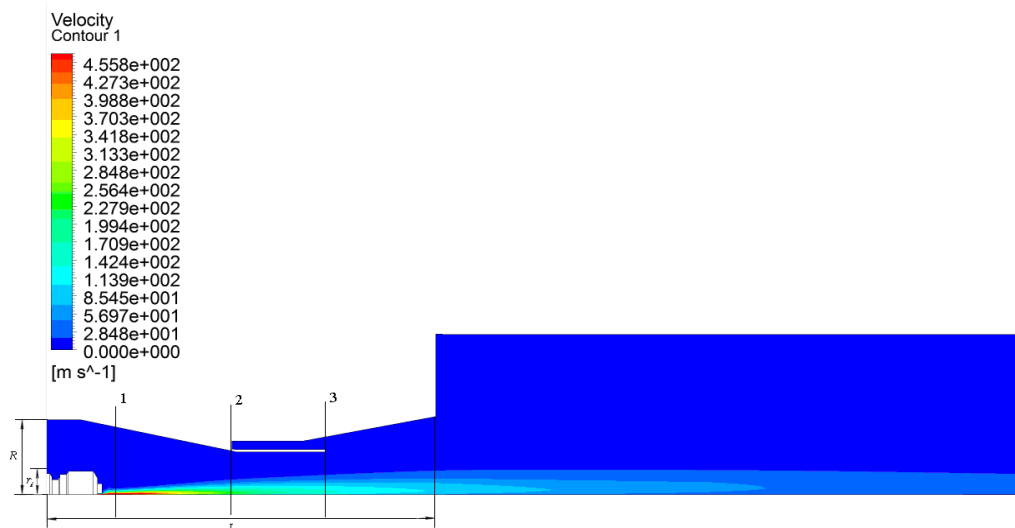


Рис. 5. Поле полной скорости в объеме проточной части горелочного устройства и факела продуктов сгорания

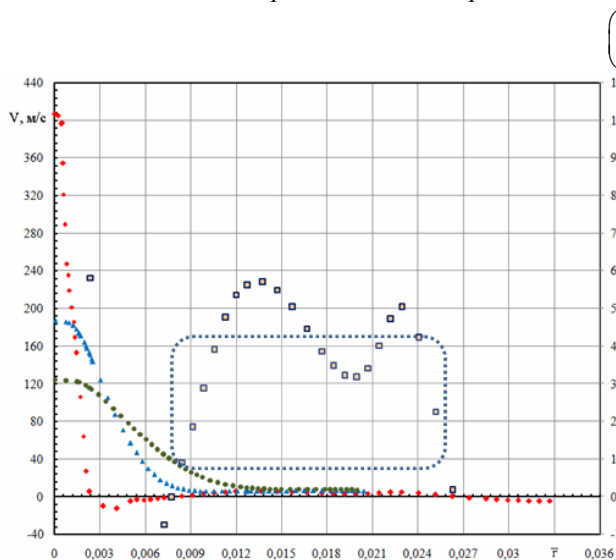


Рис. 6. Профили осевой компоненты скорости

течения по сечениям 1, 2, 3 $\left(\bar{r} = \frac{r_i}{R}\right)$ ● 1 ■ 2 ● 3 □ 1

Полученные результаты показывают, что в слое смешения формируются газодинамические условия стабилизации пламени. На рис. 6 они показаны пунктирным прямоугольником. В этих локальных объемах начинается процесс горения, о чем свидетельствует соответствующее повышение темпе-

$$\left(\bar{L} = \frac{L}{R}\right)$$

ратуры, максимальное значение которой повторяет профиль волны горения, стабилизируемой стехиометрическими объемами в аэродинамическом слое смешения активного и пассивного потоков диоксида и монооксида углерода и полной температуры в проточной части горелочного модуля.

На рис. 7, а-г показаны распределения массовых долей топлива, кислорода, продуктов полного сгорания, промежуточных продуктов реакции и полной температуры. Массовые доли всех перечисленных компонентов однозначно связаны между собой. Видно, что богатые топливом локальные объемы газа в приосевой области камеры смешения с концентрационным $\alpha \rightarrow 0$ при разбавлении кислородом воздуха и приближении к стехиометрии ($\alpha \sim 1$) вступают в химическую реакцию с соответствующим уменьшением массовой доли CH_4 и O_2 и появлением продуктов полного сгорания CO_2 .

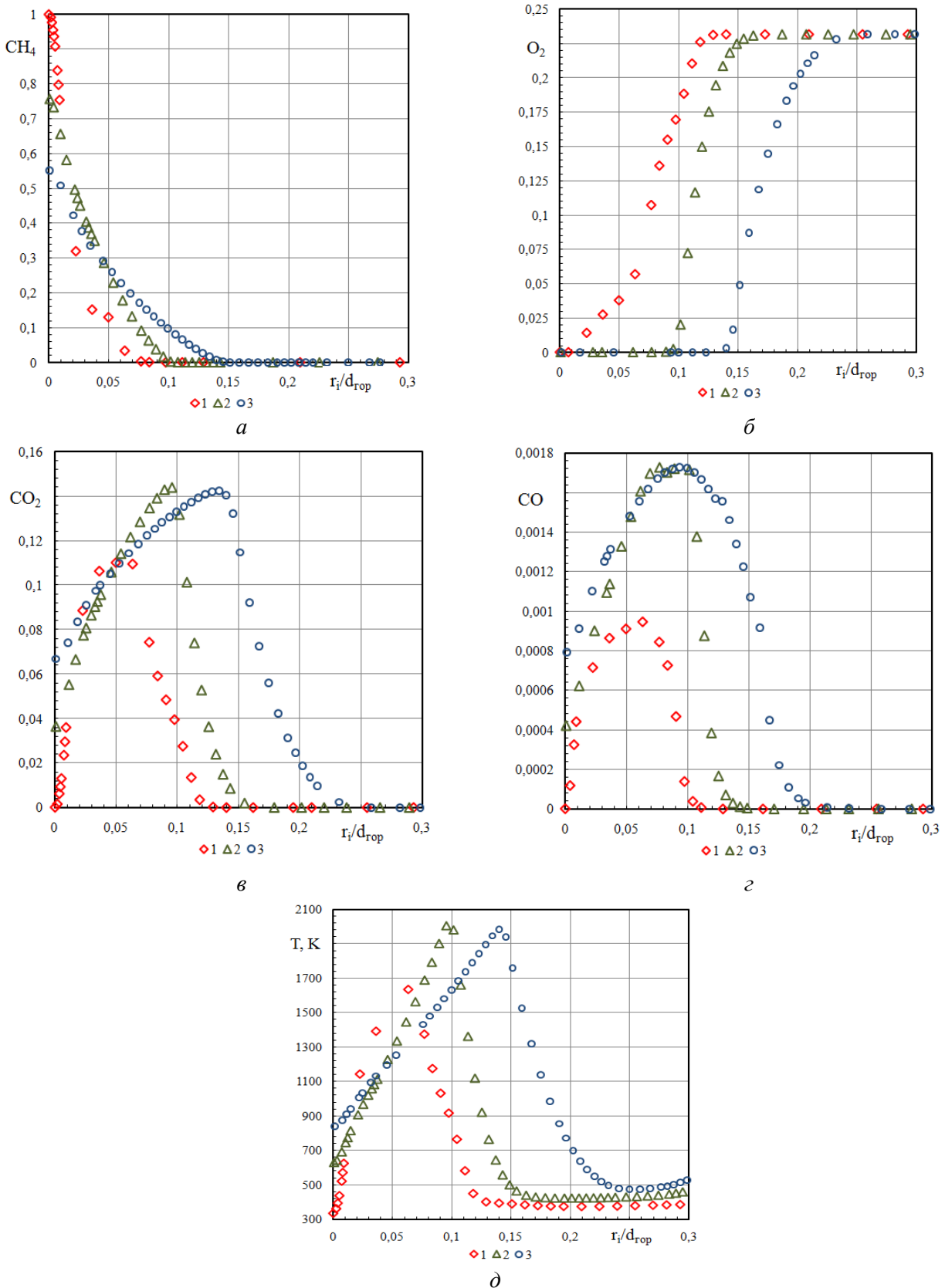


Рис. 7. Распределения массовых долей метана (а), кислорода (б), продуктов полного сгорания (CO_2) (в), промежуточных продуктов реакции (CO) (г) и полной температуры (д)

Рис. 7, в показывает, что в приосевой области факела продуктов сгорания сосредоточена практически вся масса образую-

щегося CO_2 , обуславливающая «оттеснение» вторичной волны реакции в радиальном направлении при увеличении относительной

длины. Максимально наглядную визуализацию геометрии фронта пламени дает распределение промежуточных продуктов реакции по объему зоны горения. В случае отсутствия в поле течения развитых рециркуляционных зон и возвратных потоков имеет место разделение несгоревших компонентов и продуктов полного сгорания тонкой поверхности, состоящей преимущественно из промежуточных продуктов, в частности CO (рис. 7, г).

На рис. 8 представлены экспериментальные зависимости изменения концентраций CH_4 (по основной оси) и CO (по вспомогательной оси) по длине зоны горения. Вид кривой, соответствующей газообразному топливу, показывает, что реакции окисления метана практически полностью завершаются на относительной длине $l/d_{гор} = 2$. Кривая изменения продуктов неполного сгорания имеет ярко выраженный максимум в области зоны горения, ограниченной плоскостями $l/d_{гор} = 1.7..1.8$, затем скачкообразно убывает и на относительной длине $l/d_{гор} = 2$ асимптотически приближается к 0. В то же время, согласно результатам численного исследования, концентрация CH_4 не достигает бесконечно малого значения по длине всей расчётной области и на выходе из неё равна $1.62 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$.

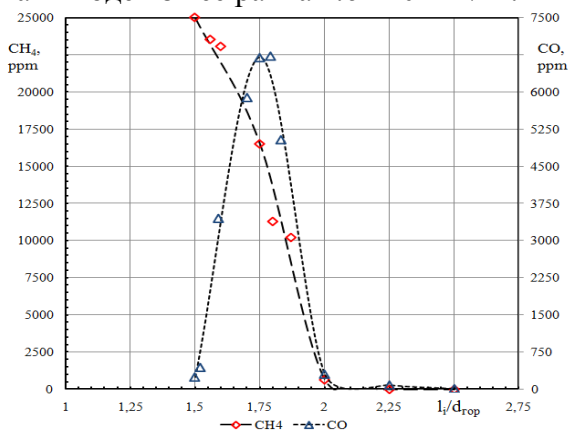


Рис. 8. Изменение концентраций CH_4 и CO по длине зоны горения

Отмеченное определяет вид зависимости полноты сгорания по длине факела, расчетные и экспериментальные значения которой показаны на рис. 9. Точки на графике получены в результате осреднения локальных значений полноты сгорания по выбранным сечениям зоны горения на раз-

личном удалении от области первоначально-го инициирования волны реакции.

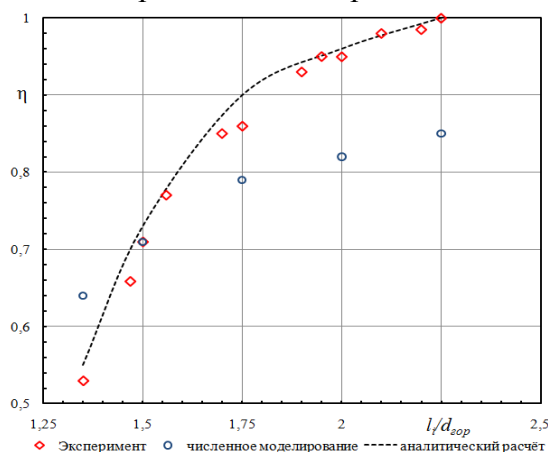


Рис. 9. Изменение полноты сгорания топлива по длине зоны горения

Эжекция в зону горения свежих масс атмосферного воздуха за соплом горелочного модуля способствует увеличению скорости окислительно-восстановительных реакций и увеличению полноты сгорания от $\eta = 0.53$ до $\eta = 0.994$ на относительной длине от $l/d_{гор} = 1.25$ до $l/d_{гор} = 2.25$. В объёме этого участка зоны горения функция тепловыделения имеет максимум, что характеризуется наибольшим тангенсом угла наклона зависимости $\eta = f(l)$.

Сравнение численного моделирования и эксперимента показывает, что кривая выгорания, построенная по расчётным методам, достигает максимального значения 0,85 на относительной длине 2,25, в то время как результаты опытных исследований показывают, что в этой области она асимптотически приближается к 1, превышая значение 0,99. Столь существенное различие при сравнении результатов физического эксперимента и численного моделирования, по-видимому, обусловлено влиянием редуцированной кинетической схемы горения и известным занижением интенсивности турбулентных пульсаций, предсказываемой $k - \epsilon$ модели турбулентности, определяющих скорость горения в турбулентном потоке.

Зависимость полноты сгорания топлива, построенная на основе методики аналитического расчёта, имеет расхождение относительно результатов эксперимента порядка 1-4%. Это достигается при значении эмпирического коэффициента $C = 0.41$. Таким образом, предложенная аналитическая зависимость может быть применена для

описания процесса выгорания топлива как для случая, когда зона реакции ограничена жёсткими цилиндрическими стенками, так и при окислении топлива воздухом окружающей среды, находящемся при атмосферном давлении.

Заключение

Выполнено расчётно-экспериментальное исследование процесса выгорания топлива на модели жаровой трубы трубчатой камеры сгорания и газового эжекционного горелочного устройства. На основании полученных результатов предложена методика аналитического расчёта полноты сгорания топлива, подобраны значения нормировочных коэффициентов для рассмотренных случаев.

Работа выполнена под руководством канд. техн. наук, доц. Гурьянова А.И.

Библиографический список

1. Гурьянов, А.И. Моделирование кривой выгорания топлива в трубчатой камере сгорания [Текст] / А.И. Гурьянов, О.А. Евдокимов // Авиакосмическое приборостроение – 2009. – №11. – С.22-28.

2. Аэродинамика закрученного потока в вихревых горелках [Текст] / Ш.А. Пиралишвили, А.И. Гурьянов, Ахмед Мамо Демена [и др.] // Авиакосмическое приборостроение. – 2007. – №9. – С. 3 – 8.

3. Гурьянов, А.И. Экспериментальное и теоретическое исследование механизмов горения в ограниченном закрученном потоке [Текст] / А.И. Гурьянов, Ш.А. Пиралишвили // Тепловые процессы в технике. – 2009. – Т.1 - №5. – С. 170-177.

4. Мингазов, Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Конструкция, моделирование процессов и расчёт [Текст] / Б.Г. Мингазов - Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2006.- 220 с.

5. Лефевр, А. Процессы в камерах сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / А. Лефевр. – М.: Мир, 1986.–566 с.

6. Варнатц, Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. [Текст] / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003.-352 с.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF THE COMBUSTION PROCESS IN VORTEX GAS BURNER

© 2011 O. A. Yevdokimov

Rybinsk State Academy of Aviation Technology named after P.A. Solovyev

There are presented the results of numerical and analytical calculations of the combustion efficiency in the tubular combustion and gas ejection burner and. There is performed its experimental confirmation.

Combustion efficiency, полнота сгорания, carbon monoxide, methane, combustion, fuel.

Информация об авторах

Евдокимов Олег Анатольевич, аспирант Рыбинской государственной авиационной технологической академии. E-mail: yevdokimov_oleg@mail.ru. Область научных интересов: горение углеводородных топлив, снижение эмиссии CO в камерах сгорания и горелочных устройствах.

Yevdokimov Oleg Anatolyevich, the post-graduate student of Rybinsk State Academy of Aviation Technology named after P.A. Solovyev. E-mail: yevdokimov_oleg@mail.ru. Area of research: combustion of hydrocarbon fuels, decreasing CO emission in combustion chambers and burners.