

ВЕСТНИК

Самарского
государственного
аэрокосмического
университета
имени академика
С.П. Королева

2002

2



ВЕСТНИК

САМАРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЕВА

№ 2 (2)

Материалы IV Всероссийской
научно-практической конференции
«ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ, ТЕПЛООБМЕНА И
ЭКОЛОГИЯ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ»
(г. Самара, 9-10 октября 2002 г.)

2002

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЕВА

№ 2 (2)

2002

Главный редактор
В. А. Сойфер

Заместители главного редактора
В. Л. Балакин, С. В. Лукачев, Е. В. Шахматов

Ответственный секретарь
А. Г. Прохоров

Редакционная коллегия:
Г. П. Аншаков, В. А. Барвинок,
С. К. Бочкарев, Ф. В. Гречников, А. И. Ермаков,
В. Г. Засканов, Н. Л. Казанский, Л. И. Калакутский,
В. Р. Каргин, В. А. Комаров, Н. Е. Конюхов,
А. Н. Коптев, В. С. Кузьмичев, С. А. Прохоров,
В. В. Салмин, Ю. Л. Тарасов, А. Н. Тихонов,
Ю. Ф. Широков, И. Л. Шитарев, В. П. Шорин

© Самарский государственный аэрокосмический университет
443086 Самара, Московское шоссе, 34
Тел. (8462) 35 73 32, факс: (8462) 35 16 36
Электронная почта: vest@ssau.ru

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	9
ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПЫЛА ТОПЛИВА И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ГОЛОВНОЙ ЧАСТИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА “НК” <i>А. Ю. Васильев, А. И. Майорова, А. А. Свириденков, В. В. Третьяков, В. И. Ягодкин</i>	10
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ФОРСУНОК И ИХ СОПОСТАВЛЕНИЕ С РЕЗУЛЬТАТАМИ РАСЧЕТОВ <i>А. Ю. Васильев, А. А. Свириденков, В. В. Третьяков, В. И. Фурлетов, В. И. Ягодкин</i>	15
ОСОБЕННОСТИ КОНВЕРТИРОВАНИЯ ФОРСИРОВАННОЙ ПО СКОРОСТИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ <i>А. Ф. Ивах, Г. П. Гребенюк, М. Н. Ишбулатов, В. И. Арефин, Н. И. Фокин</i>	21
ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПОТОКА АЛЮМИНИЕВО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ НА ПРОЦЕССЫ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ И СТАБИЛИЗАЦИИ ПЛАМЕНИ <i>А. Г. Егоров, Э. Э. Маркаров, Д. А. Павлов, А. П. Шайкин</i>	27
СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ГОРЕНИЯ В ПОТОКЕ ПСЕВДОЖИДКОГО ТОПЛИВА <i>А. Г. Егоров, Э. Э. Маркаров, Д. А. Павлов, А. И. Сафронов</i>	33
ТЕХНОЛОГИЯ “БОГАТОЕ” ГОРЕНИЕ – РЕЗКОЕ РАЗБАВЛЕНИЕ – “БЕДНОЕ” ГОРЕНИЕ (RQQL) ДЛЯ АВИАЦИОННОГО ГТД, РАБОТАЮЩЕГО НА СЖИЖЕННОМ ПРИРОДНОМ ГАЗЕ <i>А. А. Иноземцев, В. В. Токарев</i>	40
ТЕХНОЛОГИЯ МАЛОЭМИССИОННОГО ГОРЕНИЯ RQQL КАК НАПРАВЛЕНИЕ В ДОСТИЖЕНИИ ВЫСОКОЙ НАДЕЖНОСТИ СТАЦИОНАРНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>А. А. Иноземцев, В. В. Токарев</i>	46
РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ СМЕШЕНИЕМ ТОПЛИВА <i>Р. С. Кашапов, Д. А. Максимов, Д. В. Скиба, С. В. Куликов, М. Н. Баштанников</i>	52

**ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ
ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕЧЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНОГО
ПОТОКА ГАЗА, ГОРЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ
ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Ю. Г. Куценко, С. Ф. Онегин

60

**ОПЫТ СОЗДАНИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ ДАЛЬНЕЙШЕГО
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МАЛОТОКСИЧНЫХ КАМЕР
СГОРАНИЯ ГТД И ГТУ**

В. Н. Лавров, А. М. Постников, Н. В. Церерин, Ю. И. Цыбизов, В. В. Беляев

65

**ВЛИЯНИЕ МЕЖФАЗОВОГО ОБМЕНА НА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ
В МОДУЛЬНОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ**

А. И. Майорова, А. А. Свириденков, В. В. Третьяков

71

**ОСОБЕННОСТИ ОТРАБОТКИ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И
НАДЕЖНОСТИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТУ**

А. М. Постников, Ю. И. Цыбизов, В. Н. Анисимов, В. В. Беляев

76

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО
И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПЕРФОРИРОВАННОЙ СТЕНКИ
ЖАРОВОЙ ТРУБЫ С РАЗЛИЧНЫМ НАКЛОНОМ ОТВЕРСТИЙ
И ШАГОМ МЕЖДУ НИМИ**

А. Д. Рекин, В. В. Жестовский, В. П. Лукаш, С. А. Стряпунин

81

**ДОЖИГАНИЕ ТОКСИЧНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ
ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВС**

М. М. Русаков, В. Н. Гордеев, В. Н. Пелипенко, О. А. Ахрёмочкин, Д. А. Павлов

88

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПОТОКА ГАЗА
В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ НА ОСНОВЕ ИНТЕГРИРОВАНИЯ
И ПРЕОБРАЗОВАНИЙ УРАВНЕНИЙ РЕЙНОЛЬДСА И НАВЬЕ-СТОКСА**

О. А. Рудаков, В. А. Митрофанов

92

**ОБОБЩЕНИЕ ОПЫТА ОРГАНИЗАЦИИ ТУРБУЛЕНТНОГО ГОРЕНИЯ
В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

В. П. Савченко

97

CONTENTS

FOREWORD	9
INVESTIGATION OF FUEL SPRAYING AND MIXING IN THE HEAD OF NK-TYPE ENGINE COMBUSTOR <i>A. Yu. Vassiliev, A. I. Mayorova, A. A. Sviridenkov, V. V. Tretyakov, V. I. Yagodkin</i>	10
EXPERIMENTAL DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF PNEUMATIC ATOMIZERS AND THEIR CORRELATION WITH CALCULATION RESULTS <i>A. V. Vassiliev, A. A. Sviridenkov, V. V. Tretyakov, V. I. Furletov, V. I. Yagodkin</i>	15
PECULIARITIES OF CONVERTING SPEED-BOOSTED COMBUSTION CHAMBER OPERATING ON NATURAL GAS <i>A. F. Ivakh, G. P. Grebenyuk, M. N. Ishbulatov, V. I. Arefin, N. I. Fokin</i>	21
INFLUENCE OF INITIAL TURBULENCE OF ALUMINUM-AIR MIXTURE FLOW ON IGNITION AND FLAME STABILIZATION PROCESSES <i>A. G. Yegorov, E. E. Markarov, D. A. Pavlov, A. P. Shaikin</i>	27
METHOD OF CONTROLLING BURNING PROCESSES IN A PSEUDO-LIQUID FUEL FLOW <i>A. G. Egorov, E. E. Markarov, V. I. Safronov, D. A. Pavlov</i>	33
“RICH BURN - QUICK QUENCH - LEAN BURN” TECHNOLOGY (RQQL) FOR AVIATION GAS TURBINE ENGINE WORKING ON LIQUID NATURAL GAS <i>A. A. Inozemtsev, V. V. Tokarev</i>	40
RQQL LOW EMISSION COMBUSTION PROCESS AS A WAY OF ACHIEVING HIGH RELIABILITY OF STATIONARY GAS TURBINE ENGINE <i>A. A. Inozemtsev, V. V. Tokarev</i>	46
DEVELOPING A DYNAMIC MODEL OF PREMIXED FUEL COMBUSTOR <i>R. S. Kashapov, D. A. Maksimov, D. V. Skiba, S. V. Kulikov, M. N. Bashtannikov</i>	52
USING COMPUTATIONAL GAS DYNAMICS METHODS FOR THE SIMULATION OF MULTICOMPONENT GAS FLOW, COMBUSTION AND HEAT EXCHANGE IN A GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER <i>Yu. G. Kutsenko, S. F. Onegin</i>	60

EXPERIENCE OF DESIGN AND LINES OF FURTHER IMPROVEMENT OF GAS TURBINE ENGINE LOW-EMISSION COMBUSTION CHAMBERS	
<i>V. N. Lavrov, A. M. Postnikov, N. V. Tsererin, Yu. I. Tsybizov, V. V. Belyaev</i>	65
INFLUENCE OF INTERPHASE EXCHANGE ON FUEL-AIR MIXING IN A MODULE COMBUSTOR	
<i>A. I. Mayorova, A. A. Sviridenkov, V. V. Tretyakov</i>	71
LOW-EMISSION CHARACTERISTICS AND RELIABILITY OF GAS TURBINE ENGINE COMBUSTION CHAMBER AND PECULIARITIES OF THEIR PROVISION	
<i>A. M. Postnikov, Yu. I. Tsybizov, V. N. Anissimov, V. V. Belyaev</i>	76
EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL RESEARCH OF THERMAL AND STRESSED STATE ON A LINER PERFORATED WALL WITH VARIOUS INJECTION ANGLE AND HOLE SPACING	
<i>A. D. Rekin, V. V. Zhestovsky, V. P. Lukash, S. A. Stryapunin</i>	81
AFTERBURNING OF TOXIC COMPONENTS OF EIC BURNT GASES	
<i>M. M. Russakov, V. N. Gordeyev, V. N. Pelipenko, O. A. Akhryomochkin, D. A. Pavlov</i>	88
DEFINING COMBUSTOR GAS FLOW TURBULENCE PARAMETERS ON THE BASIS OF INTEGRATION AND TRANSFORMATIONS OF REYNOLDS AND NAVIER-STOKES EQUATIONS	
<i>O. A. Rudakov, V. A. Mitrofanov</i>	92
SUMMARIZING THE EXPERIENCE OF TURBULENT COMBUSTION IN AIRCRAFT ENGINE AND INDUSTRIAL GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBERS	
<i>V. P. Savchenko</i>	97

ПРЕДИСЛОВИЕ

Во втором выпуске сборника научных трудов «Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета» опубликованы доклады IV Всероссийской научно-технической конференции «Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей», посвященные проблемам создания высокоэффективных камер сгорания газотурбинных двигателей. Рассмотрены вопросы проектирования и доводки камер сгорания, моделирования внутрикамерных процессов, применения новых средств диагностики и др. Особое внимание уделяется задачам улучшения эмиссионных характеристик камер сгорания газотурбинных двигателей и газотурбинных установок.

Председатель оргкомитета конференции,
Зам. главного редактора д.т.н., профессор

С. В. Лукачев

FOREWORD

The second issue of the transactions «Samara State Aerospace University Bulletin» includes the papers of the IV All-Russian Scientific and Technical Conference «Burning and Heat Exchange Processes and Ecology of Thermal Engines» devoted to the problems of making high-performance combustion chambers of gas turbine engines. Issues of designing and finishing of combustion chambers, intrachamber process simulation, using new means of diagnostics etc. are dealt with. Special attention is given to improving emission characteristics of combustion chambers of gas turbine engines and gas turbine power plants.

Chairman of the Conference Organization Committee,
Deputy Editor-in-chief, Doctor of Technical Sciences, Professor
S. V. Lukachev

УДК 621.452.3.034

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПЫЛА ТОПЛИВА И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ГОЛОВНОЙ ЧАСТИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА “НК”

© 2002 А. Ю. Васильев, А. И. Майорова, А. А. Свириденков,
В. В. Третьяков, В. И. Ягодкин

Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, г. Москва

Экспериментально определены характеристики течения воздуха и топливного факела на выходе из фронтального устройства (модуля) камеры сгорания двигателей типа “НК”, на основе которых сделан вывод об оптимальной настройке топливных коллекторов для получения наилучшего распыливания топлива на режиме малого газа.

1. Введение

Эмиссионные характеристики камер сгорания в значительной степени зависят от типа и характеристик смесеобразования топливо-воздушной смеси. На режиме малого газа, когда испарение жидкого топлива еще лимитирует время горения, одним из средств улучшения полноты сгорания топлива является улучшение качества распыливания (мелкости капель). Главным способом получения более мелких капель является выбор режима малого газа с повышенными значениями давления и температуры. Однако это повышение ограничено условиями работы двигателя, и поэтому необходимы иные пути, связанные с выбором конструкции фронтального устройства и его настройки, например, путем перераспределения топлива по различным коллекторам. Отсюда возникает задача более глубокого исследования процесса распыливания с целью определения оптимальных условий его работы и использования этих данных при настройке коллекторов.

Современные смесительные модули представляют собой сложные форсунки с комбинированным способом распыливания: механическим - центробежной или струйной форсункой, и пневматическим - закрученным потоком воздуха. Они содержат множество геометрических и физических параметров, что затрудняет чисто расчетное, а также и экспериментальное исследование вариантов. В частности, обычный осевой сдвиг центробежной форсунки внутри смесительного модуля оказывает существенное влияние на форму и дисперсность топливо-воздушного факела: угол, средний зауэровский диаметр

капель, концентрацию топлива и др. [1]. Обычно эти характеристики немонотонны как по величине сдвига распылителя, так и по величинам перепадов топлива и воздуха. Можно предположить, что это связано с неавтомодельностью первичного топливного факела внутри смесителя (изменение угла, времени распада пленки топлива) и, соответственно, с изменением количества топлива, попадающего на кромку сопла модуля, его срывом и дроблением закрученным потоком воздуха. При заданных режимах малого газа и конструкции смесительного устройства, по-видимому, существуют оптимальные условия подачи топлива, при которых процесс смесеобразования является наилучшим. Поиску этих условий посвящена настоящая работа.

Схема исследуемого модуля с комбинированным способом распыла приведена на рис. 1.

Исследования проводились с применением оптических методов измерения размеров и концентрации капель топлива (ТС-1) и визуализации топливо-воздушного факела в лазерном ноже. Условия малого газа моделировались при атмосферном давлении и комнатной температуре путем соответствующего изменения перепада давления воздуха на модуле.

2. Выбор параметров испытаний и результаты

Как следует из введения, сложность взаимодействия потоков топлива и воздуха не позволяет строго моделировать процессы при переходе от истинных параметров малого газа ($P_k = 6$ ата, $T_k = 540$ К, $\alpha = 5,2$, $G_T = 650$ кг/час)

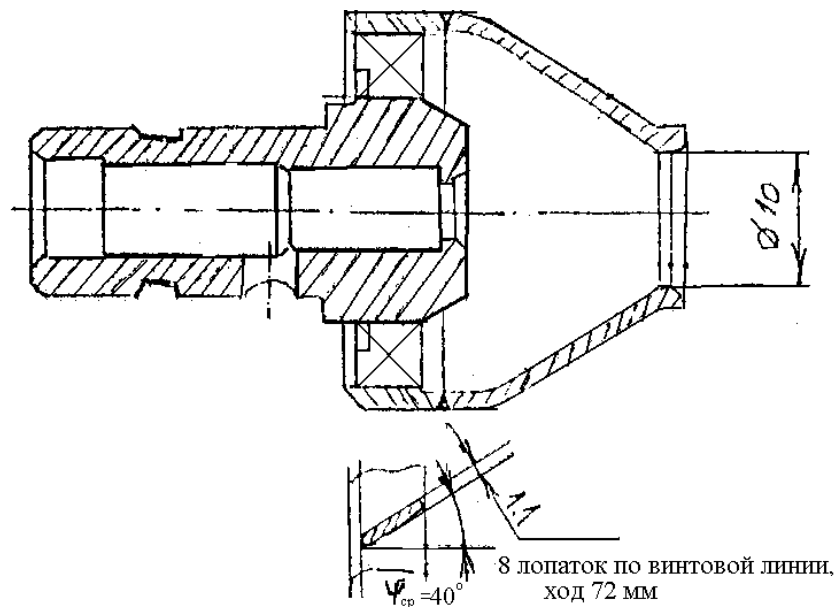


Рис. 1. Схема модуля фронтального устройства типа НК

к параметрам, допустимым при работе на стенде. Обычно делаются различные предположения о влиянии перепада воздуха на фронтальном устройстве, точнее на отдельном модуле, на характеристики распыливания. Одно из них – определяющее влияние числа

Вебера по воздуху $\frac{\rho_g \cdot U_r^2 \cdot h}{\sigma}$ (ρ_g - плотность,

σ - коэффициент поверхностного натяжения, h – толщина жидкой пленки), связанного с перепадом ΔP_g , вычисляемым из условия

$\Delta P_g = \delta \cdot P_k$. Здесь δ - коэффициент потерь полного давления (обычно изменяется в диапазоне = 0,03...0,05), P_k - давление на режиме малого газа. Индекс g здесь и далее обозначает распыливающий воздух, T – топливо. Таким образом, на стенде при $P_g = 1$ можно выбрать $\Delta P_g \approx 18...30$ кПа. Однако эти величины, вероятно, сильно завышены, так как в условиях пневматического распыливания плотность среды, по крайней мере до P_k малого газа, не оказывает заметного влияния на мелкость капель [2÷4], т. е. определяющей является относительная скорость воздуха $U_r = U_B - U_T$ (или число Вебера

по топливу $\frac{\rho_T \cdot U_r^2 \cdot h}{\sigma}$). Таким образом, при

малой скорости струи топлива моделируемый

перепад давления $\Delta P_g = \delta \cdot P_g \cdot \frac{T_g}{T_k} \approx 6...10$ кПа.

Из этих соображений в испытаниях был выбран следующий диапазон перепадов: $\Delta P_g = 6, 9, 12$ и 15 кПа. Точное значение ΔP_g может быть выбрано только в испытаниях камеры или его отсека.

Аэродинамические измерения осевой скорости пневмометрическим зондом выполнены для расстояний от кромки сопла модуля: $x = 10, 15, 20, 30, 35$ мм. И по ним была определена длина зоны обратных токов $L_{обр} \approx 35$ мм и форма кольцевой струи. Максимальный угол струи составил около 60° . Это означает, что эквивалентная геометрическая характеристика модуля, рассматриваемого как газовая горелка, близка к $A \approx 1$, т. е. слой воздуха на выходе из сопла (вне зоны обратных токов) приблизительно равен $2,5$ мм. Типичное распределение профиля продольного компонента скорости показано на рис. 2.

Распыливание топлива изучалось в двух вариантах: 1 - без воздуха и без конуса модуля; 2 – с конусом в составе модуля и при подаче воздуха.

В первом варианте фотографировались факелы распыливания топлива при освеще-

нии лазерным ножом для перепадов давления топлива, когда наблюдалось увеличение коэффициента расхода ($\Delta P_T = 1...3$ ата). На рис. 3 видно, что в этом диапазоне факел расширяется.

Во втором варианте выполнено исследование зависимостей среднезаутеровского диаметра капель топлива \overline{D}_{32} от P_T в этом диапазоне перепадов и при $\Delta P_6 = 6...15$ кПа при $x = 30$ мм (рис. 4). Величины \overline{D}_{32} уменьшаются с ростом ΔP_6 и немонотонно зависят от P_T . Следует отметить, что существует оптимальное значение $\Delta P_T \approx 1,6$ ата для всего диапазона ΔP_6 . Изменение \overline{D}_{32} наиболее заметно при $\Delta P_6 = 9...12$ кПа, где оно составляет около 1,6.

3. Заключение и обсуждение результатов

Преимуществом многофорсуночной схемы камеры сгорания является наличие двух топливных контуров, позволяющее изменить режим работы форсунок, перераспределяя топливо в контуры так, чтобы на режиме малого газа можно было добиться

уменьшения выбросов СО и СН. Согласно полученным результатам (рис. 4), наилучшее условие распыливания соответствует небольшому перепаду топлива $\Delta P_{\text{топт}} \approx 1,65$ ата, когда было зафиксировано уменьшение размеров капель в 1,6 раза при $\Delta P_6 = 12$ кПа (кривая 2), т. е. соответствующее уменьшение времени их испарения. Для того чтобы реализовать оптимальную работу камеры, должны быть выполнены следующие процедуры. После запуска двигателя на пусковом топливном контуре при приближении к режиму малого газа топливо должно быть переключено на основной контур ($\approx 30\%$ расхода), а пусковой отключен. Тогда, согласно данным настройки топливных контуров на режиме малого газа, все форсунки основного контура будут работать в оптимальном режиме.

Важным результатом измерений \overline{D}_{32} является слабая зависимость оптимального перепада давлений $\Delta P_{\text{топт}}$ от перепада давлений воздуха, т. е. от некоторой неопределенности моделирования режима малого газа.

Это можно объяснить тем, что взаимодействие топливного факела из центробежной форсунки с закрученным потоком возду-

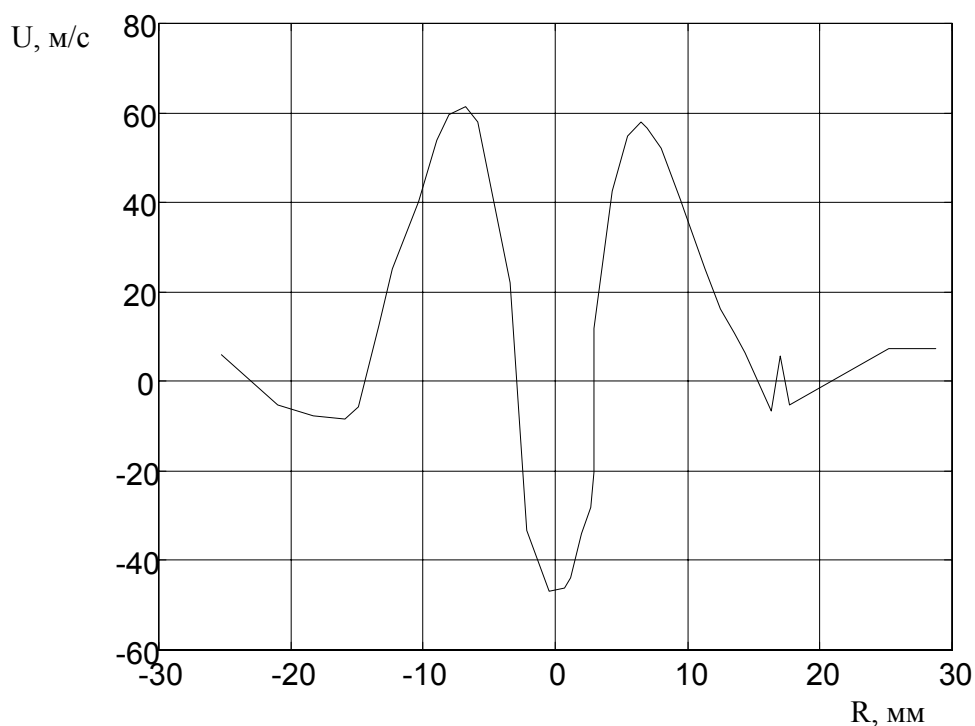


Рис. 2. Радиальное распределение продольного компонента скорости за фронтальным устройством на расстоянии 15 мм от форсунки

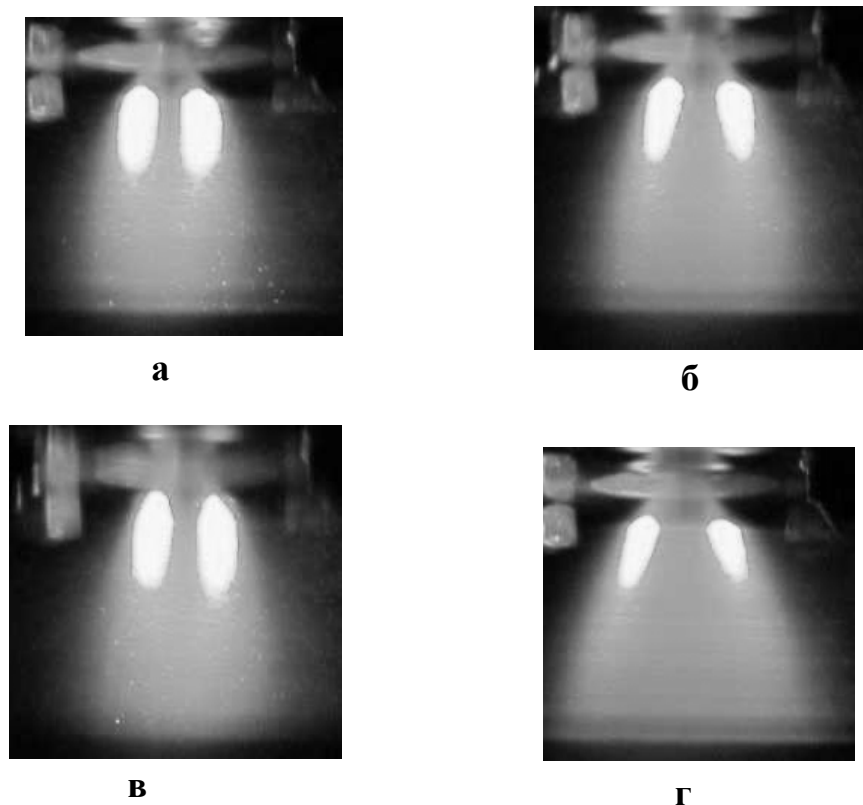


Рис. 3. Форма факела распыла без подачи воздуха через форсуночный модуль:
 а - $\Delta P_T = 1,0 \text{ ата}$; б - $\Delta P_T = 1,5 \text{ ата}$; в - $\Delta P_T = 2,0 \text{ ата}$; г - $\Delta P_T = 3,0 \text{ ата}$

ха в форсуночном модуле происходит лишь в тонком слое воздуха у выхода из сопла.

Однако существует еще неопределенность, связанная с влиянием увеличения плотности газа на уменьшение угла топливного факела [3], обнаруженная при распыливании топлива в свободном пространстве. Условия внутри модуля существенно отличаются по распределению давления вокруг факела, и поэтому изменение угла может быть несколько иным. Но если такое уменьшение угла остается, то в условиях малого газа потребуются дополнительная коррекция $\Delta P_{\text{Тонт}}$ в сторону его увеличения. Соответственно должен измениться закон регулирования топлива или должно уменьшиться число пусковых форсунок.

4. Выводы

В результате испытаний форсуночного модуля камеры сгорания двигателей типа “НК”

1. Обнаружена немонотонная зависимость среднего размера капель \overline{D}_{32} от перепада давлений топлива на форсунке при раз-

личных перепадах давлений воздуха на фронтальном устройстве, имитирующем режим малого газа двигателя типа “НК”.

2. Найдено оптимальное значение перепада давления топлива ($\Delta P_T \approx 1,2 \dots 1,6 \text{ ата}$ в зависимости от перепада давлений распыливающего воздуха) через один форсуночный модуль камеры сгорания, обеспечивающее уменьшение среднего размера капель примерно на 40 %.

3. Предполагаемое улучшение эмиссионных характеристик камеры при соответствующей настройке топливных коллекторов должно в среднем давать такое же уменьшение выбросов CO и CH в результате уменьшения времени испарения топлива.

4. Дано физическое объяснение полученных характеристик на основе лазерной визуализации двухфазного потока на выходе из форсунки и форсуночного модуля. Изменение угла топливного факела внутри модуля при изменении давления подачи топлива приводит к образованию пленки из фракции крупных капель на стенке и ее последующему дроблению в тонком слое закрученного

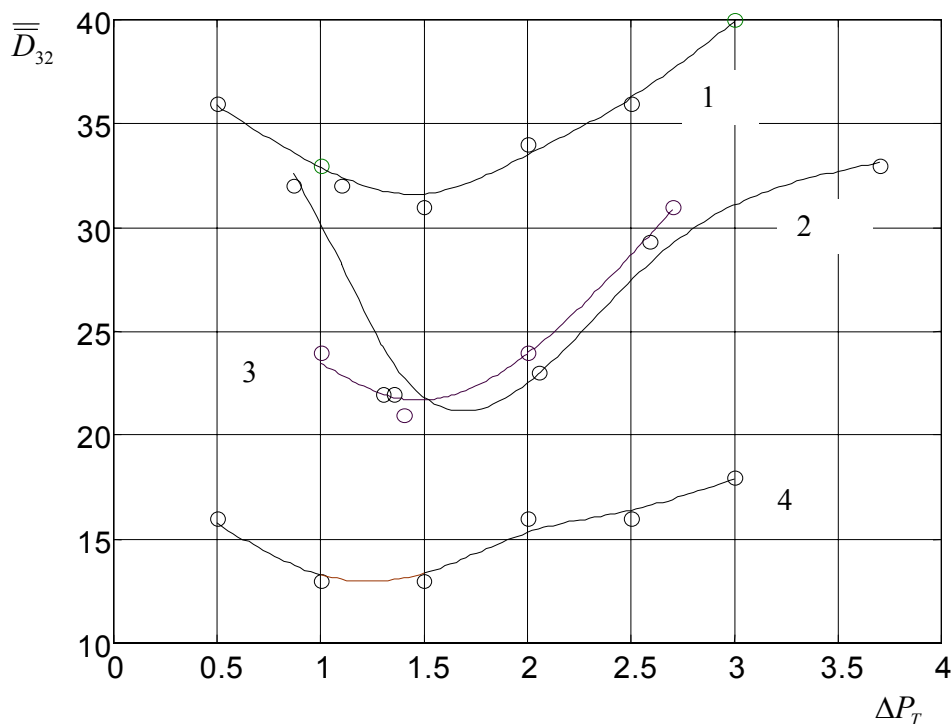


Рис. 4. Зависимость среднего размера капель распыленного керосина от давления подачи топлива при различных перепадах воздуха на модуле:

1 - $\Delta P_g = 15$ кПа, 2 - $\Delta P_g = 12$ кПа, 3 - $\Delta P_g = 9$ кПа, 4 - $\Delta P_g = 6$ кПа

потока воздуха. В зависимости от доли и размера капель, попадающих на \overline{D}_{32} стенку, можно получить на выходе многофорсуночного модуля капли больших или меньших размеров.

Список литературы

1. Yeoung Min Han, Woo Seok Seol, Dae Sung Lee, Victor I. Yadodkin, In Seuck Jeung. Effect of Fuel Nozzle Displacement on Pre-filming Airblast Atomization. Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Stockholm, Sweden – June 2 – June 5, 1998.

2. O'Shaughnessy, P.J., Bideau, R.J., and Quing-ping Zheng, 1998, "Injector Geometry Effect in Plain Jet Airblast Atomization", ASME, 9867-445.

3. Zheng Q-P., Jasuja A.K. and Lefebvre, A.H., 1997, Structure of Airblast Sprays under High Ambient Pressure Conditions, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 119, No 3, pp. 512-518.

4. Lefebvre, A.H., 1992, "Energy Consideration in Twin-fluid Atomization", Journal of Engineering Gas Turbine and Power, Vol. 114, pp. 89-96.

INVESTIGATION OF FUEL SPRAYING AND MIXING IN THE HEAD OF NK-TYPE ENGINE COMBUSTOR

© 2002 A. Yu. Vassiliev, A. I. Mayorova, A. A. Sviridenkov, V. V. Tretyakov, V. I. Yagodkin

Central Institute of Aircraft Engine Construction named after Baranov, Moscow

Characteristics of air flow and fuel spray as they leave the frontal device (module) of NK-type engine combustor are determined experimentally. On the basis of these characteristics a conclusion is made about the optimal setting of fuel collectors to obtain the best fuel spraying in the low gas mode.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ФОРСУНОК И ИХ СОПОСТАВЛЕНИЕ С РЕЗУЛЬТАТАМИ РАСЧЕТОВ

© 2002 А. Ю. Васильев, А. А. Свириденков, В. В. Третьяков,
В. И. Фурлетов, В. И. Ягодкин

Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, г. Москва

Приведен обзор результатов экспериментальных и расчетных исследований струйных эмульсионных и пневматических форсунок для распыливания авиационных топлив. На основе полученных данных спроектированы и испытаны форсунки, использующие различные источники распыливающего воздуха высокого и низкого давления. Предложен новый оптический экспресс-метод исследования факела топливовоздушной смеси. Проведены сравнения с расчетами.

1. Введение

Согласно принятой концепции многоструйной подачи топлива корневой угол выхода воздуха и угол подачи струй топлива должны примерно совпадать. Сложение потоков импульса газа и жидкости обеспечивает лучшую стабильность топливовоздушного факела, а более продолжительное пребывание топлива в высокоскоростном слое воздуха на выходе из форсунки - лучшее его распыливание. Механизм дробления жидкости в данном случае более эффективен, чем при подаче струй в закрученный поток воздуха перед выходом из форсунки, и из-за отсутствия сепарации капель, в результате которой они оказываются в слое более медленно движущегося воздуха или осаждаются на стенке форсунки. Исследования таких систем распыливания показали их эффективность в смысле малого времени распада струй, снижения размеров капель, а также более слабого влияния вязкости жидкости [1]. В этой работе утверждается, что имеет место так называемый «взрывной» характер распыливания в отличие от известного «волнового». Можно предположить, что новый механизм дробления жидкой струи связан с ускорением потока воздуха в сопле и образованием коротких быстрорастущих солитоноподобных (одинокных, а не синусоидальных) волн на поверхности раздела топлива и воздуха.

Идея использования многоструйной инъекции топлива вместо центробежной обладает рядом преимуществ. Среди них – простота управления корневым углом факела

распыливания и его меньшая зависимость от плотности среды, в которую происходит подача топлива. При оптимальном выборе числа топливных струй достигается лучшее смешение топлива с воздухом и уменьшение масштаба неоднородности концентрации горючей смеси. В результате горение становится более устойчивым и уменьшается содержание вредных веществ в продуктах сгорания.

Авторы рассмотрели несколько вариантов форсунок – от простейшей, типа Нукиямы-Танасавы [2], до комбинированных, включающих шнеки как для подачи топлива, так и воздуха. Особенно привлекательной оказалась комбинированная эмульсионно-пневматическая форсунка [3÷4], в которой используются малое количество воздуха высокого давления и воздух набегающего потока. Результатам исследования этой форсунки посвящена отдельная статья.

Преимущества форсунки: широкий диапазон регулирования расхода при одинаковой подаче топлива; малый расход эмульгирующего воздуха; улучшенное распыливание при малых расходах топлива. Недостатки: возможные пульсации расхода топливовоздушной смеси; одновременное регулирование топлива и воздуха; возможное попадание топлива в канал подачи воздуха. Особенности конструкции: необходимость правильного выбора дросселей на каналах ввода топлива и воздуха; наличие камеры эмульгирования; правильный выбор площади сопел; оптимизация положения топливных жиклеров.

Для оценки газодинамических параметров форсунок необходимы расчеты течений внутри каналов форсунки: эмульсионном, пневматическом с круткой потока и в смесительном с использованием одномерных, двумерных и трехмерных моделей с учетом двухфазности и межфазного взаимодействия.

Важной проблемой при создании новых форсунок является определение характеристик распыливания с помощью экспресс-методов, дающих средние размеры капель по всему сечению факела. Такими методами являются малоугловой метод рассеяния света с использованием прибора ЛИД и метод флуоресцентно-поляризационного рассеяния на прямой угол.

2. Стендовое оборудование и измерительные приборы

Стенд У-373 ЦИАМ позволяет исследовать течения в элементах и моделях камер сгорания с помощью лазерных методов (рис. 1). На нем можно проводить испытания форсунок и отсеков камер малоразмерных двигателей при холодных продувках и горении газообразных и жидких топлив. Наличие эжектора, водоохлаждаемых труб и горячего дросселя, а также электроподогревателя воздуха в настоящее время обеспечивают в рабочей части стенда параметры потока: $P_k = 50 \div 200$ кПа, $T_k = 280 \div 400$ К, расход топлива $G_m = 10$ г/с, расход воздуха $G_e = 0,5$ кг/с.

Большинство результатов экспериментальных исследований пневматических форсунок получено для условий атмосферного давления и температуры в среде, что объясняется трудностями измерений характеристик распыливания топлив в полузамкнутом объеме и в потоке воздуха. Основной проблемой при этом является не только уплотнение барокамеры, но и защита окон от попадания капель спутным потоком газа без искажения факела распыливания.

При повышенных давлениях среды, а также в случае плотных аэрозольных сред наиболее эффективны так называемые «ансамблевые» или «планарные» методы измерений размеров и концентрации частиц одновременно по всей световой плоскости [5]. Такие методы применялись в работах на основе исследований упругого рассеяния поляризованного света на каплях. Известны также примеры использования его неупругого рассеяния, например, флуоресценции жидкостей для измерений среднего размера капель.

В нашей работе сделана попытка объединения ряда идей указанных работ с теорией малоуглового рассеяния света на каплях для создания экспресс-метода исследования топливных аэрозолей в факелах распыливания вблизи форсунок. Для получения характеристик дисперсности стационарного факела используется всего лишь один кадр цветного изображения аэрозоля. Фотографирова-

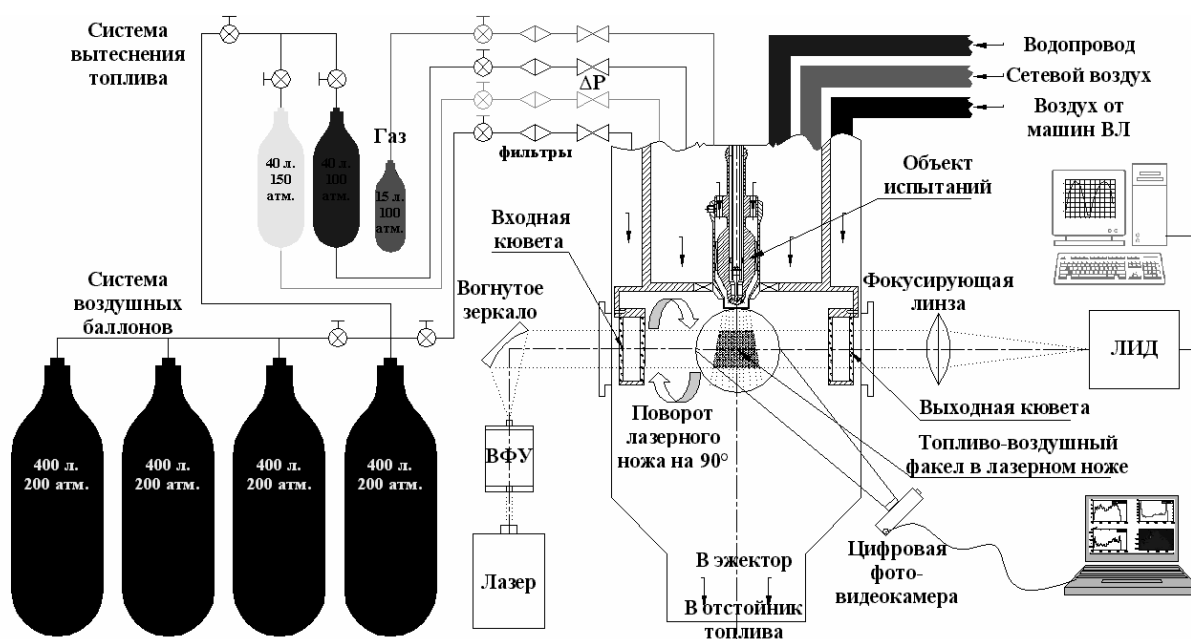


Рис. 1. Схема стенда У-373

ние открытого топливоздушного факела осуществлялось цифровой камерой Olympus C-830L. В некоторых экспериментах в керосин добавлялся флуоресцирующий краситель (оксихинолин), который возбуждался при облучении светом с длиной волны $\lambda = 447$ нм. Компьютерная обработка снимков дает возможность построить поля концентрации капель топлива в факеле форсунки в плоскости лазерного «ножа».

Моноимпульсный метод флуоресцентно-поляризационного отношения излучений применяется для измерений среднего зауровского диаметра D_{32} капель, поверхностной C_S и объемной C_V концентраций капель, а также среднего диаметра Проберта D_{31} . Этот перспективный метод количественной визуализации факела распыливания в световой плоскости в настоящее время продолжает совершенствоваться. Создается установка для испытаний форсунок при давлениях среды до 20 атм с целью разработки более точной методики расчета топливораспыливающих устройств.

3. Объект и результаты испытаний

Для испытаний была спроектирована шестиструйная форсунка для камеры сгорания МГТД с подводом вспомогательного воздуха повышенного давления в камеру эмульгирования форсунки и обдувочного воздуха под экран от набегающего потока (рис. 2).

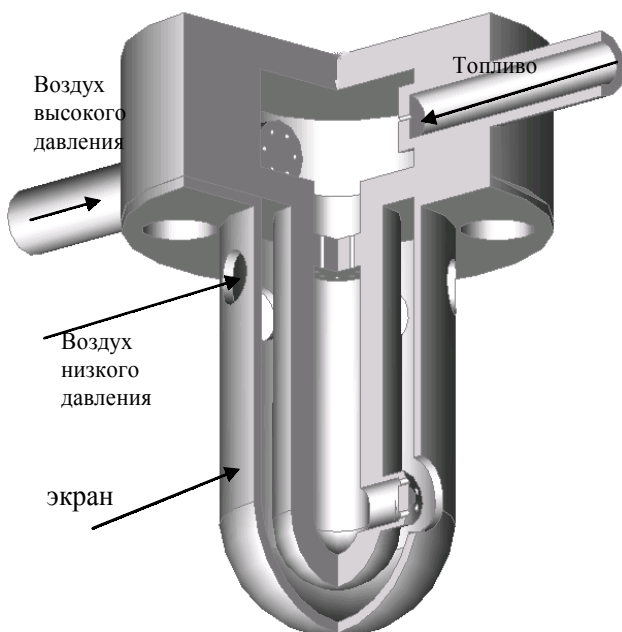


Рис. 2. Схема форсунки

Испытания форсунки проводились автономно как без экрана, так и с экраном. Давление в экране соответствовало давлению перед жаровой трубой. Расход топлива составлял $(1 \div 2)$ г/с. Распылитель представлял собой конус с углом 120° , на котором равномерно размещены 6 отверстий. На входе в форсунку располагалась камера эмульгирования, топливоздушный смеситель с жиклерами на выходе из каналов подачи топлива и сжатого воздуха.

Угол между диаметрально противоположными струями эмульсии равнялся 60° .

В результате испытаний форсунки получена зависимость (1) расхода топлива в г/с от полных давлений (в барах):

$$G_T = K_T (P_T - \sigma \cdot P_0)^{1/2}. \quad (1)$$

где σ – коэффициент потерь полного давления эмульгирующего воздуха, $K_T = 1,7$ в диапазоне расхода топлива от запуска до малого газа, когда выходные отверстия форсунки более чем на 90% заняты воздухом. Для увеличения расхода топлива давление воздуха P_0 нужно уменьшать, а P_T увеличивать так, чтобы на максимальном режиме K_T было равно 4,0, а выходные отверстия были полностью заняты топливом. При таком аэродинамическом регулировании может быть обеспечен весь требуемый рабочий диапазон изменения расхода топлива без использования двухканальных форсунок, частичного отключения форсунок и т. п.

На рис. 3 показана визуальная картина факела распыливания без обдува в поперечных сечениях факела на различных расстояниях от форсунки. Кроме режимов запуска, угол факела в основном определяется направлением струй топлива, когда осевая струя воздуха примерно вдвое уменьшает его.

Пример обработки снимков показан на рис. 4.

Измерения размеров капель, создаваемых эмульсионно-пневматической форсункой, показали весьма хорошие результаты: на режиме запуска они не превышали 10 мкм.

Фотографии пламени при воспламенении и перед срывом пламени показаны на рис. 5. Мелкораспыленное топливо из форсунки впрыскивалось в карбюратор и уже

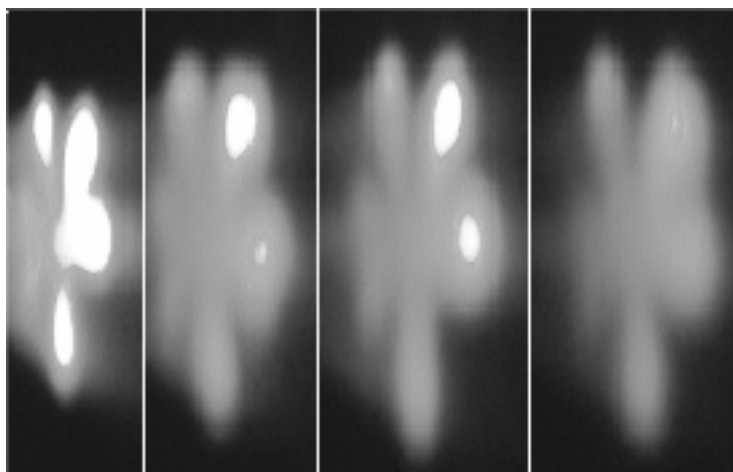


Рис. 3. Фотографии поперечных сечений факела распыливания на различных расстояниях от форсунки

затем попадало в камеру сгорания. Форма пламени, состоящего из трех «язычков», объясняется наличием трех рядов отверстий в карбюраторной трубке.

В случае $P_0 = 500$ кПа и $P_T = 400$ кПа наблюдалось «мягкое» зажигание в отсеке кольцевой камеры: на рис. 6 видно, что область воспламенения располагается вблизи границы «бедного» срыва пламени.

На рис. 6 приведены точки зажигания и срыва пламени, полученные при атмосферных условиях и изменении расхода воздуха через камеру при неизменном давлении эмульгирующего воздуха. Изменения режимов подачи топлива происходило путем пе-

рекрытия топливного клапана, что приводило к постепенному понижению расхода топлива. Фотографии пламени вблизи «бедного» срыва приведены на рис. 5 снизу.

4. Результаты расчетных исследований

Одним из этапов при проведении расчетных исследований, сопровождающих эксперименты, были расчеты течений топливо-воздушных струй из форсунки типа Нукиямы-Танасавы в сносящем потоке воздуха в плоском и кольцевом каналах [6].

На рис. 7 (а) представлены изолинии концентрации капель топлива в продольном сечении плоского канала по центру струи с

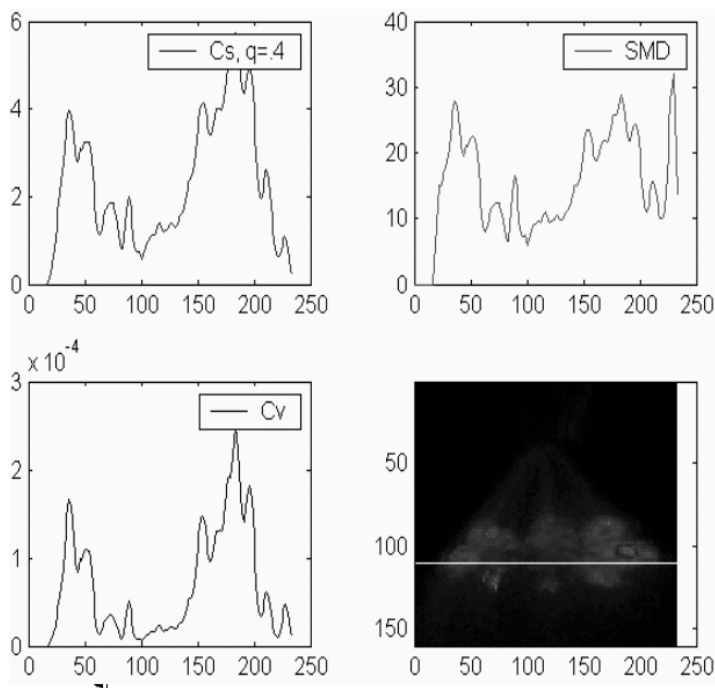


Рис. 4. Пример компьютерной обработки снимка вдоль строки изображения. Деления по оси X соответствуют числу пикселей ($1 \text{ пс} \approx 0,5 \text{ мм}$)

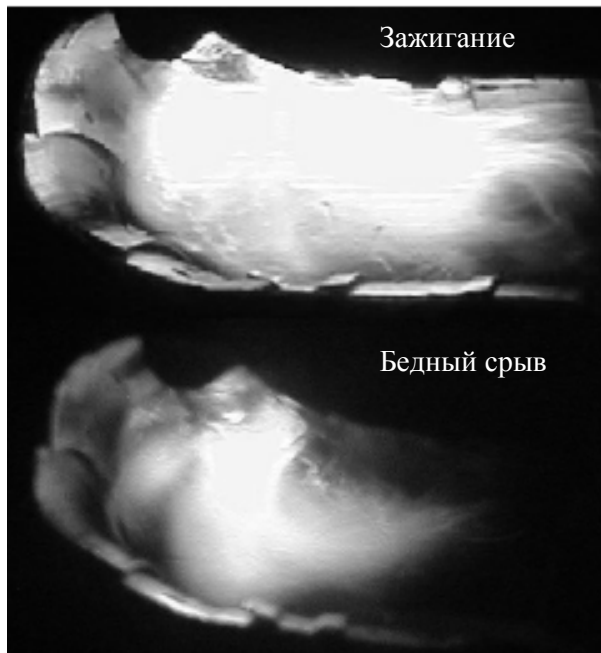


Рис. 5. Фотографии пламени при воспламенении и перед срывом пламени

учетом влияния капель на газовый поток. В расчетах принималось, что скорость вязкого жидкого топлива Т-6 $V_f = 6$ м/с, средний зауретовский диаметр капель $\overline{D}_{32} = 50$ мкм и распределение капель по размерам в факеле описывается законом Розина-Раммлера с показателем $n = 3,0$.

Результаты расчетов при скорости распыливающего воздуха $V_o = 6$ м/с оказываются близкими к экспериментальным данным, показанным на рис. 7 (б). Экспериментальные данные относились к $V_o = 90$ м/с. Срав-

нение с расчетом показало, что в действительности скорость истечения распыливающего воздуха из форсунки была значительно меньше величины, рассчитанной по расходу воздуха и площади канала, из-за передачи части импульса потока воздуха каплям. Аналогичные расчеты выполнены для кольцевого закрученного потока. Расчетами выявлено сильное влияние закрутки потока на распределение топлива. Оказалось, что для рассматриваемых параметров воздушного потока и режимов распыливания топливные капли распределены на 60 % площади поперечного сечения канала на расстоянии 30 мм от места подачи.

4. Выводы

Испытанная эмульсионно-пневматическая форсунка со струйной подачей эмульсии обеспечивает качественное распыливание топлива (\overline{D}_{32} до 10 мкм).

Методом флуоресцентно-поляризационного отношения получены распределения средних размеров капель и концентраций топлива в поперечных сечениях факела распыливания. Данные характеристики факела определяются по одной цветной фотографии сечения факела плоским импульсным лазерным лучом.

Применение эмульсионно-пневматической форсунки в камере сгорания с карбюратором обеспечило надежный запуск опыт-

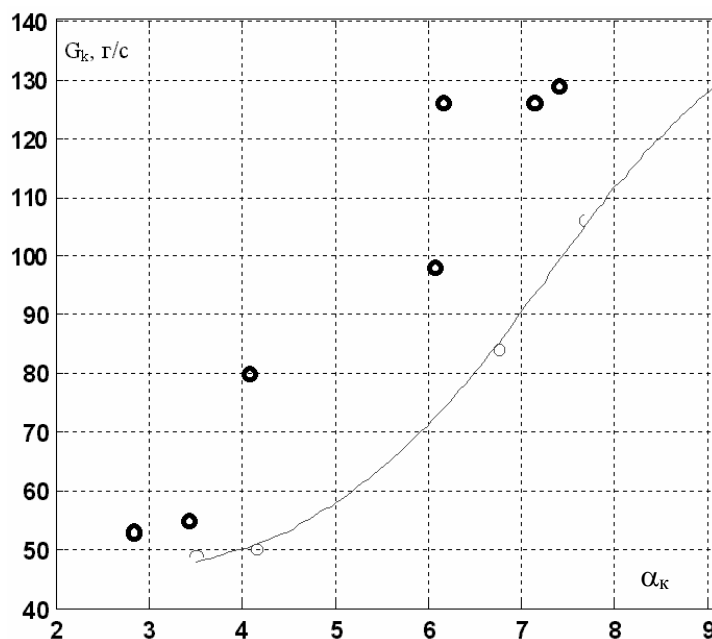


Рис. 6. Точки зажигания (o) и граница бедного срыва (o)

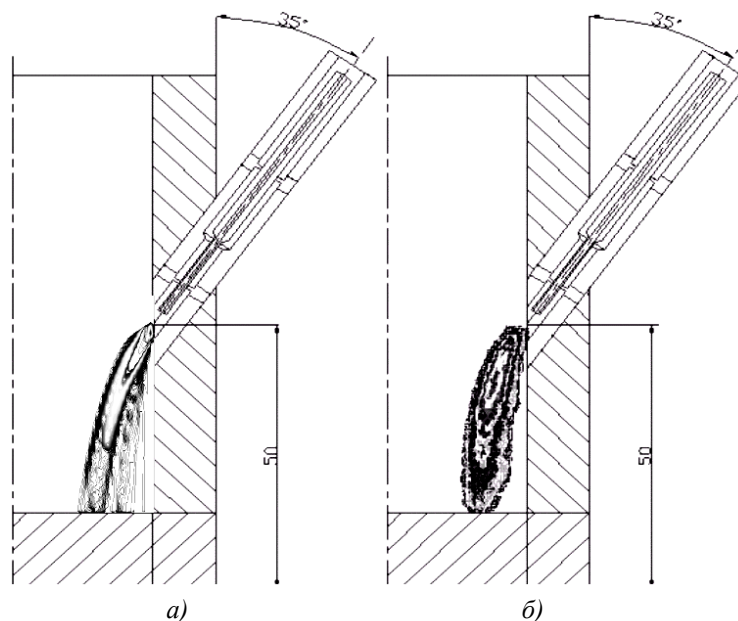


Рис. 7. Сравнение результатов расчета (а) и эксперимента (б)

ной камеры сгорания МГТД в широком диапазоне составов смеси.

Разработана методика 3D расчета смесителя фронтального устройства с пневматическими форсунками, расположенными на боковой стенке смесителя. Результаты расчета для прямоугольного смесителя подтверждаются фотографиями двухфазного потока.

Список литературы

1. Lefebvre, A. H., 1992, "Energy consideration in Twin-fluid Atomization", *Journal of Engineering Gas Turbine and Power*, Vol. 114, pp. 89-96.

2. Nukiyama S. and Tanasawa Y., 1939, "Experiments on the Atomisation of Liquids in an Air Stream", *Transaction of Society of Mechanical Engineering of Japan*, Vol. 5, pp. 68-75.

3. Безменов В. Я., Ягодкин В. И. Техническая справка. Разработка фронтального уст-

ройства и форсунок для камеры сгорания краткоресурсного ГТД. ЦИАМ, № 005-2873, 2000 г.

4. Фурлетов В. И., Ягодкин В. И. и др. Создание аэродинамической форсунки для распыливания вязкой жидкости. ЦИАМ, № 005-2668, 1998 г.

5. Hofeldt, D. L., 1993a. Full-field Measurements of Particle Size Distribution. I: Theoretical Limitations of the Polarization Method, *Appl. Opt.* 32, 7532-7559. II: Experimental Comparison of the Polarization Ratio and Scattered Intensity Methods. *Appl. Opt.* 32, 7559-7567.

6. Третьяков В. В., Ягодкин В. И. Математическое моделирование обмена импульсами между газовым потоком и каплями применительно к процессам распыливания топлива в камерах сгорания. Технический отчет № 005-3202. ЦИАМ, 2001, 33 с.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF PNEUMATIC ATOMIZERS AND THEIR CORRELATION WITH CALCULATION RESULTS

© 2002 A. V. Vassiliev, A. A. Sviridenkov, V. V. Tretyakov, V. I. Furletov, V. I. Yagodkin

Central Institute of Aircraft Engine Construction named after Baranov, Moscow

Results of experimental investigations and calculations of jet emulsion and pneumatic atomizers for spraying aviation fuels are surveyed. On the basis of the data obtained atomizers using various sources of spraying high- and low-pressure air were designed and tested. A new optical express-method to investigate fuel-air mixture spray is proposed. The results are compared with those of calculations.

ОСОБЕННОСТИ КОНВЕРТИРОВАНИЯ ФОРСИРОВАННОЙ ПО СКОРОСТИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

© 2002 А. Ф. Ивах, Г. П. Гребенюк, М. Н. Ишбулатов, В. И. Арефин, Н. И. Фокин

ФГУП «НПП «Мотор», г. Уфа

В работе приведены результаты экспериментальных исследований особенностей процесса горения в высокофорсированной по скорости камере сгорания при ее переводе на природный газ. Определены пути модернизации конструкции базовой камеры сгорания, обеспечивающие требуемый уровень характеристик и концентрации NO_x , без предварительного перемешивания топливоздушнoй смеси.

Одной из главных задач конверсии авиационного двигателя в газотурбинный привод (ГТП) наземных энергоустановок является разработка конструкции камеры сгорания (КС), работающей на горючем природном газе и обеспечивающей наряду с выполнением требований по традиционным характеристикам жесткие нормативы по уровню эмиссии основных вредных выбросов – окиси азота $NO_x \leq 50$ мг/нм³ и окиси углерода $CO \leq 250$ мг/нм³ при условии достижения ресурса ГТП не менее 25 000 час.

Как показывает опыт, снижение концентрации NO_x до 50 мг/нм³ путем сжигания предварительно перемешанной “бедной” ($\alpha_{\phi y} = 1,8 \dots 2,2$) топливоздушнoй смеси (ТВС) невозможно без решения вопросов обеспечения устойчивости горения, требующих новых сложных систем автоматического управления, что наряду с появлением при сжигании “бедных” ТВС пульсационного горения приводит к снижению эксплуатационной надежности КС и проблематичности достижения ресурсных показателей ГТП [1].

Возможен другой путь малоэмиссионного сжигания топлива, базирующийся, как и первый, на принципе локального уменьшения температуры пламени. Но, в отличие от первого, низкотемпературное пламя формируется при сжигании топлива по “богато-бедной” (R-Q-L) схеме. Суть такой схемы заключается в быстром разбавлении “богатой” ТВС ($\alpha_{\phi y} = 0,5 \dots 0,7$) большим количеством воздуха. Подача холодного воздуха приводит к понижению температуры пламени за счёт его смешения с горящей ТВС и её за беднению

($\alpha_{\phi y}$ увеличивается с 0,5...0,7 до 1,6...1,8), и задача получения низкого уровня концентрации NO_x при “богато-бедной” схеме организации процесса горения состоит в обеспечении закона выгорания диффузионного факела по длине жаровой трубы с температурой пламени, не превышающей температуры окисления азота ($T_{\phi}^* \leq 1800$ К). Камеры сгорания с технологией “богато-бедного” горения имеют преимущество перед КС, реализующими сжигание предварительно перемешанной “бедной” ТВС – широкий диапазон устойчивой работы, отсутствие пульсационного горения при простой одноконтурной системе дозирования топлива.

Именно под такую схему проводилась модернизация КС серийного авиационного двигателя Р13-300, используемого в качестве газотурбинного привода энергетической установки ГТЭ-10/95 с номинальной мощностью $N_{эл} = 8$ МВт. Главной задачей модернизации камеры сгорания при ее переводе на природный газ являлось выполнение нормы ГОСТ 29328-92 по концентрации оксидов азота в продуктах сгорания ($C_{NO_x} \leq 50$ мг/нм³) при сохранении максимальной преемственности с базовой конструкцией, обладающей высоким уровнем надежности и основных газодинамических характеристик (при работе на жидком топливе камера сгорания имеет при $\alpha_{КС} = 3,5$, $\eta_{Г} = 0,98$, $\sigma_{КС} = 0,920$, $v_{ср}^{max} \leq 1,08$, $\Theta_{max} \leq 1,25$). Уровень оксидов азота серийной камеры сгорания составляет примерно 200 мг/нм³.

Практическая реализация достижения уровня $NO_x \leq 50$ мг/нм³ при “богато-бедной” схеме организации процесса горения с обеспечением закона выгорания диффузионного факела, при котором исключается превышение температуры окисления азота, является сложной задачей. Опыт разработки промышленных ГТУ-2.5П и ГТУ-4П на базе авиационного двигателя Д-30 показал, что при невысоких параметрах термодинамического цикла ($\pi_{\kappa}^* = 7,0$; $T_{\kappa}^* = 543$ К; $T_2^* = 1100$ К) можно достигнуть уровня эмиссии NO_x и CO менее 50 мг/нм³, реализуя схему “богато-бедного” горения [2]. Параметры камер сгорания ГТП-10/953 и ГТУ-4П (табл. 1) близки друг к другу и отличаются, в основном, по величине трактовых скоростей.

Первый же этап испытаний КС в серийной компоновке на природном газе выявил резкое отличие в процессах горения газообразного и жидкого топлив на $\lambda_{\kappa} = 0,41$ – полнота сгорания топлива на $\alpha_{КС} = 3,5$ составила $\eta_{\Gamma} = 0,8...0,82$ (рис. 1); при уменьшении

скорости до $\lambda_{\kappa} = 0,28$ полнота сгорания возрастала с $\eta_{\Gamma} = 0,82$ до $\eta_{\Gamma} = 0,925$ (рис. 2).

Полученный результат отчетливо показывает сильное влияние скорости на входе и по тракту КС на процессы смешения и горения во фронтном устройстве топлив, находящихся в разных фазовых состояниях. Можно предположить, что при работе КС на традиционном жидком топливе с $\lambda_{\kappa} = 0,41$ и с соответствующими этой скорости перепадами давления на жаровой трубе подача воздуха во фронтное устройство через завихритель и приток приблизительно половины воздуха от 1-го ряда отверстий обеспечивают в узкой зоне фронта пламени состав смеси $\alpha_{\phi y} \approx 1,0$; при переходе на газообразное топливо при отсутствии у него фазового перехода горение смеси начинается сразу за завихрителем, куда воздух от 1-го ряда отверстий не доходит, в результате чего состав смеси во фронте пламени снижается до $\alpha_{\phi y} \approx 0,60$, что и влечет за собой падение полноты сгорания.

Таблица 1

КС двигателя	Параметр							
	T_{κ}^* , К	P_{κ}^* , кгс/см ²	T_2^* , К	λ_{κ}	$W_{\phi y}$, м/с	$W_{\kappa\kappa}$, м/с	$W_{\text{жс}}^{\phi y}$, м/с	$W_{\text{мид}}$, м/с
				W_{κ} , м/с	$\alpha_{\phi y}$			
ГТП-10/953	534	6,8	1100	0,41	8,10	93	6,4	38
				162	0,50			
Серийная Д-30	543	7,4	1100	0,28	4,30	34	3,5	20

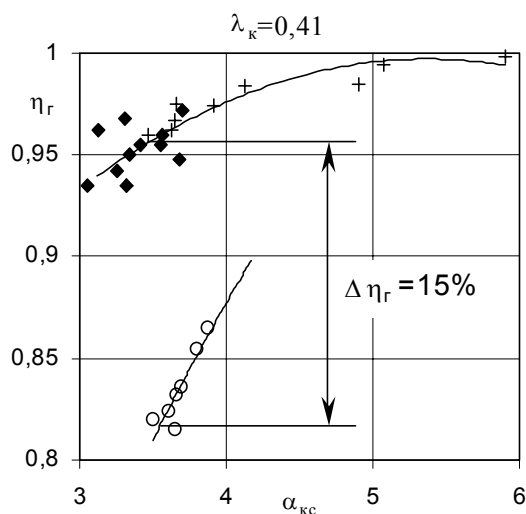


Рис. 1. Зависимость коэффициента полноты сгорания η_{Γ} от состава смеси

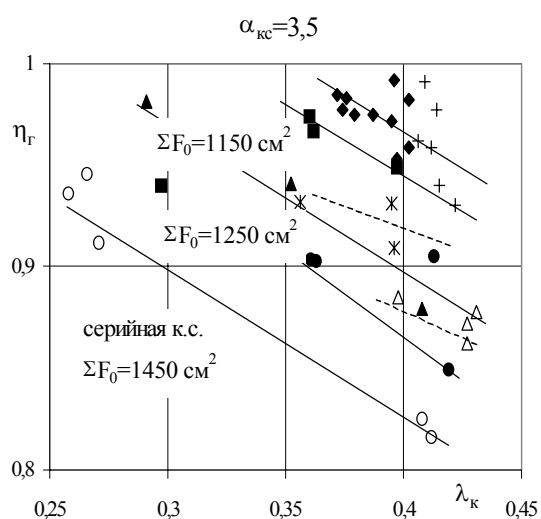


Рис. 2. Влияние λ_{κ} на коэффициент полноты сгорания топлива

При изменении λ_x с 0,41 до 0,28 потери полного давления в камере сгорания снижаются ($\Delta P^* \approx 4\%$), увеличивается перепад давления на жаровой трубе и в большей степени на завихрителе, в результате состав смеси во фронте пламени приближается к 1,0 и полнота сгорания во фронтном устройстве возрастает.

Таким образом, задача конверсии серийной форсированной по скорости КС при переводе на природный газ сводилась к исследованию влияния на η_r основных геометрических параметров КС при $\lambda_k = 0,41$, обеспечивающих на этом режиме подобие по процессам смешения и горения, реализуемых на режиме $\lambda_k = 0,28$, и позволяющих при максимально возможной преемственности с серийной конструкцией обеспечить доводку основных характеристик камеры сгорания на природном газе, в том числе и по вредным выбросам.

Для оценки возможности практической реализации R-Q-L схемы в рамках конструкции серийной КС выполнен анализ зависимостей, количественно связывающих эмиссию окислов азота с основными геометрическими и режимными параметрами КС [3]:

$$G_{NO} = \omega_e \cdot \varphi(D_m) \cdot V_{жс} \cdot \bar{P}_s, \quad (1)$$

где \bar{P}_s - относительный объём стехиометрических областей в КС; $V_{жс}$ - объём жаровой трубы; $\varphi(D_m)$ - универсальная функция числа Дамкелера; ω_e - эффективная скорость окисления азота.

Анализ составляющих выражения (1) показывает, что с учетом того, что ω_e зависит только от температуры факела, на процесс образования NO_x в основном влияют величины относительного объема стехиометрических зон \bar{P}_s , времени их существования τ и слабо - потери полного давления ($G_{NO_x} \approx 1/\sqrt{\Delta P^*}$).

Таким образом, возможности снижения NO_x в рамках базовой КС ограничены, при реализации схемы R-Q-L сводятся в основном к варьированию подвода воздуха по длине жаровой трубы с целью:

- оптимизации $\alpha_{KC_1} = \varphi(L_{жс})$ изменением размера отверстий и расположения их рядов;
- интенсификации смешения воздуха и топлива для уменьшения объема стехиометрических областей \bar{P}_s изменением степени раскрытия жаровой трубы ($\Sigma F_0 = var$);
- интенсификации процесса разбавления продуктов сгорания в области завершения процесса горения ($\eta_r \approx 0,95$) до коэффициента избытка воздуха порядка $\alpha_{KC} = 2,0 \dots 2,5$ (для быстрого снижения температуры диффузионного факела) варьированием размеров отверстий и расположением их рядов.

С учетом этих положений выполнен комплекс экспериментальных исследований с целью определения особенностей процессов горения в высокоскоростной серийной КС и использования полученных результатов при организации процесса горения по схеме R-Q-L. Испытания КС проводились в соста-

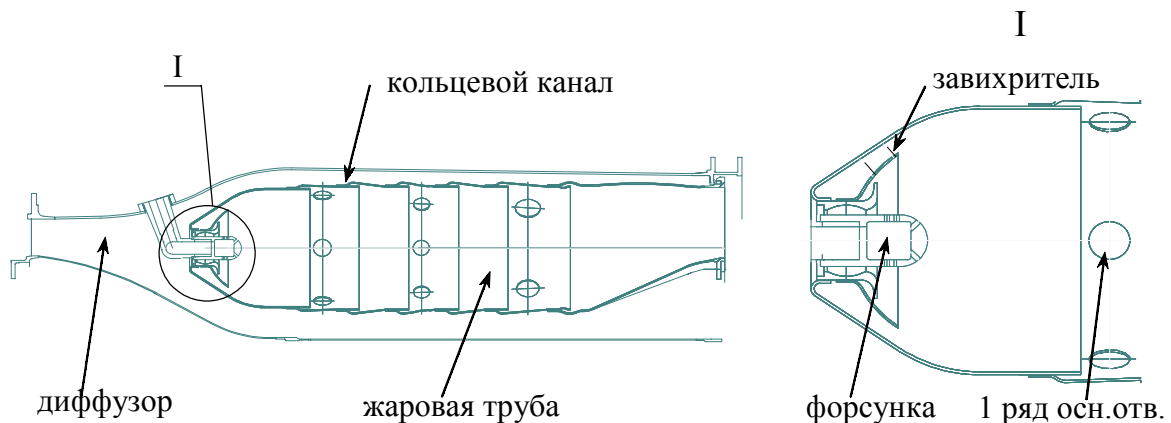


Рис. 3. Схема испытуемого узла КС и фронтного устройства

ве одnogорелочного отсека (рис. 3) на природном газе с моделированием режимов работы КС в составе ГТП по критериям подобия:

- приведенной скорости на входе в КС

$$\lambda_k = W_k / a_{кр};$$

- коэффициенту избытка воздуха

$$\alpha_{КС} = G_e / G_m L_o;$$

- перепаду давления топливного газа на форсунке $\pi_{\phi}^* = P_c^* / P_{КС}$.

Ниже представлены основные результаты исследований.

Влияние увеличения перепада давления на жаровой трубе показано на рис. 2 для трех уровней её зажатия: $\Sigma \bar{F}_0 = 1,0$ (серийный вариант), 0,85 и 0,80 и реализовано уменьшением площади основных отверстий. Коэффициент полноты сгорания при $\lambda_k = 0,41$ и $\alpha_{КС} = 3,5$ вырос с $\eta_r = 0,82$ до $\eta_r = 0,89$, т.е. на $\Delta \eta_r \cong 7\%$.

Дополнительное увеличение перепада давления на завихрителе установкой воздухозаборника на головку жаровой трубы (рис. 4) привело к росту η_r с 0,82 (о) до 0,88 (Δ) при $\Sigma \bar{F}_0 = 1,0$. Эффект влияния воздухозаборника в варианте с “зажатой” жаровой трубой $\Sigma \bar{F}_0 = 0,80$ снизился в 3 раза, а на скорости $\lambda_k = 0,28$ вообще не проявился. Замена исходного срывного диффузора на диффузор с внезапным расширением ($\bar{n} = 1,4$; рис. 4) позволила уменьшить потери полного давления в КС примерно на 1 %, увеличить перепад давления на завихрителе за счет умень-

шения скорости воздуха в плоскости завихрителя.

Оптимизация состава смеси и процессов смешения во фронтном устройстве осуществлялась варьированием

- расхода воздуха через завихритель;

- расхода воздуха через 1-й ряд отверстий и их положением по длине жаровой трубы.

Изменение $F_{зав}$ и $F_{0/0}^{1-ряд}$ в исследованном

диапазоне выявило наличие оптимума η_r по обоим факторам (рис. 6). Смещение отверстий 1-го ряда по потоку, как и их полное закрытие, приводило к ожидаемому резкому падению η_r . Суммарный эффект от оптимизации параметров ФУ составил $\Delta \eta_r \approx +5\%$ (точки ■ на рис. 2).

Оптимизация параметров системы охлаждения жаровой трубы уменьшением $\Delta \bar{G}_{охл}$ с 38 % до 23 % привело к снижению известного эффекта «замораживания» [4] части отсепарированного к стенке жаровой трубы топливного газа и увеличению полноты сгорания на 3 % (рис. 7).

Оптимизация размеров и положения отверстий 2-го ряда выполнена варьированием расположения 8-ми отверстий на 2, 3 и 4-й секциях с разными комбинациями диаметра отверстий в одном ряду для обеспечения большей эффективной площади загромождения жаровой трубы и улучшения условия догорания на струях. Наилучший результат получен при расположении 2-го ряда отверстий на 3-й секции.

Результирующие данные по коэффициенту полноты сгорания топлива в КС с жаровой трубой, доработанной на основе результатов проведенных исследований, показаны на рис. 1 и рис. 2 точками ♦. Точки + этих рисунков соответствуют жаровой трубе с требуемым уровнем температурных полей газа, обеспеченных изменением числа и диаметра отверстий последнего ряда. Идентичность в оценке η_r для существенно разной по числу и диаметру отверстий комбинации 3-го ряда говорит о достижении практически полного выгорания топливовоздушной смеси за 2-м рядом отверстий жаровой трубы при скорос-

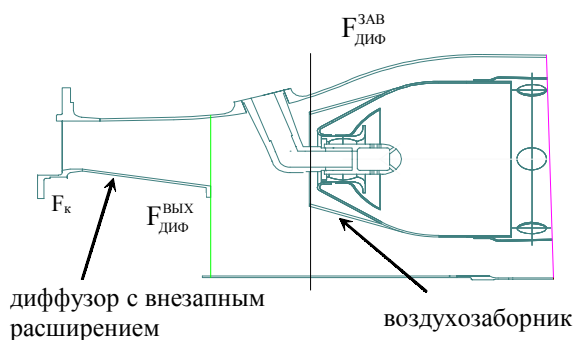


Рис. 4. Схема фронтного устройства с воздухозаборником и диффузором

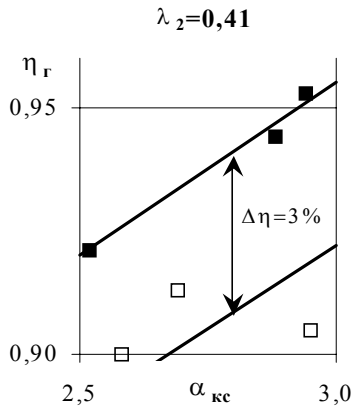


Рис. 5. Влияние на η_G диффузора с фиксированным срывом

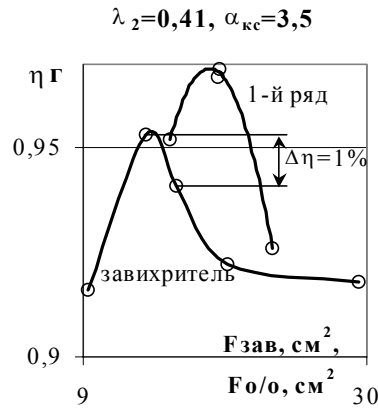


Рис. 6. Влияние на η_G площади завихрителя и отверстий

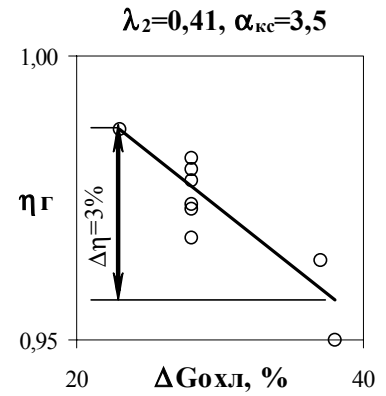


Рис. 7. Влияние на η_G расхода охлаждающего воздуха

тях потока воздуха $\lambda_k = 0,41$. В результате коэффициент полноты сгорания топлива на $\alpha_{КС} = 3,5$ увеличен с $\eta_G = 0,82$ до $\eta_G = 0,96$ и превысил η_G серийной КС на режиме $\lambda_k = 0,28$ приблизительно на 3,5 % (рис. 2); в рабочем диапазоне составов смеси $\alpha_{КС} = 4,0..6,0$ полнота сгорания получена равной $\eta_G = 0,98...0,99$ (рис. 1).

Жаровая труба с выбранным по результатам испытаний вариантом распределения подвода воздуха по длине испытана в составе одnogорелочного отсека на стенде ОАО «Авиадвигатель» при практически полной имитации параметров с измерением концентрации NO_x и CO . Испытания подтвердили полученные в процессе доводки на стенде НПП «Мотор» основные характеристики КС ($\eta_G > 0,99$; $v_{ср}^{max}$; $\Theta^{max} \leq 1,25$) и правильность найденного закона подачи воздуха по длине жаровой трубы, обеспечившего концентрацию оксидов азота ниже 50 мг/м^3 (рис. 8). Измерения концентраций вредных выбросов выполнялись приборами Testo-350, IMR-3010P (Германия) и инфракрасным анализатором (CO_2) IPA-PRO лаборатории PPM SYSTEMS (Финляндия) [5]. Характер измерения температуры стенок жаровой трубы, полученный с помощью термоиндикаторной краски TP-10, показал завершенность процесса горения перед последним рядом отверстий с максимумом температуры на газосборнике 720°C . Результаты сопоставления температурного состояния стенок жаровой тру-

бы по термокраскам с результатами измерений температуры стенок накладными хромель-алюмелевыми термопарами (рис. 9) показали их практическую сходимость ($\Delta t_{max} = t_{терм} - t_{ТП-10} = 40^\circ \text{C}$), подтвердив тем самым целесообразность их использования в доводке КС.

Камера сгорания в компоновке, прошедшей контрольные испытания на стенде ОАО «Авиадвигатель», установлена в газотурбинный привод и успешно эксплуатируется в составе энергоустановки ГТЭ-10/95. В процессе работы ГТЭ-10/95 выполнены измерения концентраций загрязняющих веществ на выходе из ГТП (прибор Testo-324-3) в диапазоне рабочих нагрузок $N_{эл} = 1,74...8,0 \text{ МВт}$ ($\alpha_{КС} = 5,7...4,3$). Концентрация NO_x , измеренная в составе ГТЭ-10/95 (рис. 10), близка к ранее полученному в составе одnogорелочного отсека и на режиме номинальной мощности не превысила 50 мг/м^3 ; величина CO на режиме номинальной мощности составила $\sim 210 \text{ мг/м}^3$.

Результаты проведенных исследований камеры сгорания в составе одnogорелочного отсека и энергоустановки ГТЭ-10/95 подтвердили практическую реализацию высокоэффективного малоэмиссионного горения «богато – бедной» смеси без предварительного её перемешивания и показали возможность выполнения современных требований по экологии в отработанных надежных конструкциях камер сгорания двигателей предыдущих поколений путем их усовершенствования с использованием концепции R-Q-L.

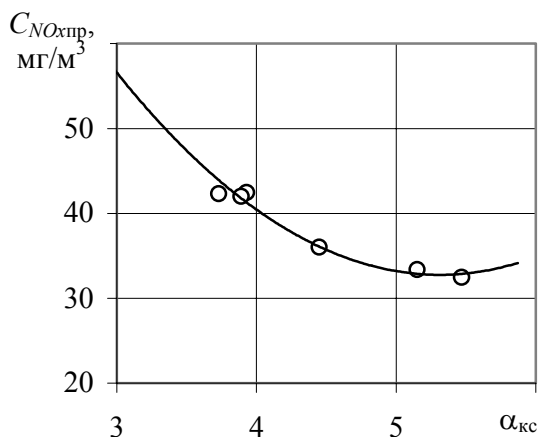


Рис. 8. Результаты измерений концентрации NO_x в продуктах сгорания одногорелочного отсека

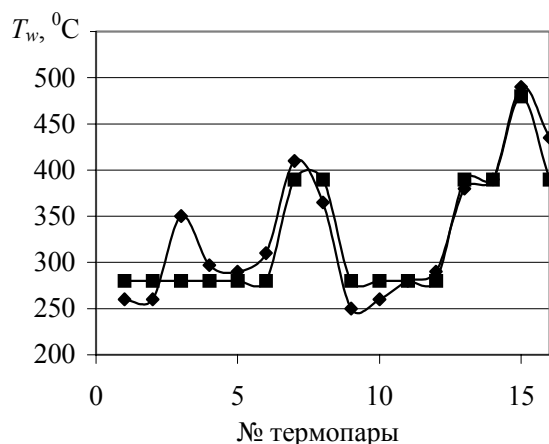


Рис. 9. Показания хромель-алюмелевых термопар \blacklozenge и температура стенок жаровой трубы

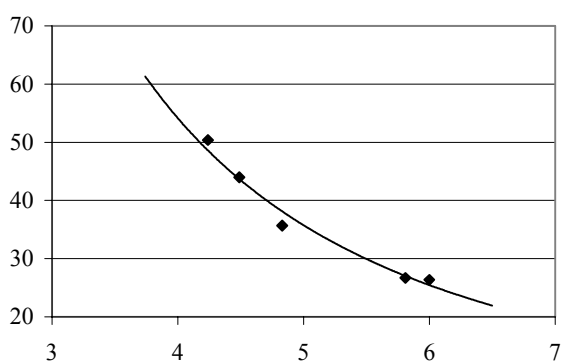


Рис. 10. Результаты измерений концентрации вредных выбросов в продуктах сгорания ГТЭ-10/95

Список литературы

1. Рыжов А. А., Гребенюк Г. П., Фокин Н. И. Исследование особенностей процесса горения предварительно перемешанной “бедной” и “богатой” топливовоздушной смеси в однозонной камере сгорания // Сб. трудов АН РБ. - Уфа, 2001.

2. Булатов А. И., Серов А. В., Токарев В. В. Выбор закона рассредоточенной подачи струи воздуха по длине жаровой трубы в камеру сгорания промышленного ГТУ для уменьшения эмиссии окислов азота // Вестник ПГТУ. Аэрокосмическая техника и высокие технологии. Пермь, 1999. С. 14.

3. Кузнецов В. Р. Образование окислов азота в камерах сгорания ГТД. Труды ЦИАМ № 1086. М.: ЦИАМ, 1983. С. 8-18.

4. Рыжов А. А., Гребенюк Г. П. Проблемы организации низкоэмиссионного сжигания жидкого топлива и природного газа в однозонной камере сгорания ГТУ. Сборник трудов АН РБ. Уфа, 1999. С. 108-119.

5. Результаты испытаний жаровой трубы 953.03.2.2100 камеры сгорания двигателя ГТП-10/953 в одногорелочном отсеке на стенде ОАО «Авиадвигатель» / Технический отчет № 37618. Пермь, 2002.

PECULIARITIES OF CONVERTING SPEED-BOOSTED COMBUSTION CHAMBER OPERATING ON NATURAL GAS

© 2002 A. F. Ivakh, G. P. Grebenyuk, M. N. Ishbulatov, V. I. Arefin, N. I. Fokin

Federal Enterprise of Science and Manufacture “Motor”, Ufa

The paper presents the results of experimental research into the peculiarities of the combustion process in a highly speed-boosted combustor when it starts to work on natural gas. Ways of updating the basic combustor design ensuring the required level of characteristics and NO_x concentration without previously stirring the air-fuel mixture have been determined.

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПОТОКА АЛЮМИНИЕВО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ НА ПРОЦЕССЫ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ И СТАБИЛИЗАЦИИ ПЛАМЕНИ

© 2002 А. Г. Егоров, Э. Э. Маркаров, Д. А. Павлов, А. П. Шайкин

Тольяттинский государственный университет

Исследовано влияние начальной турбулентности потока алюминиево-воздушной смеси на процессы воспламенения и стабилизации пламени в прямооточной камере сгорания с внезапным расширением. Получены экспериментальные данные и определено влияние начальной турбулентности набегающего на стабилизатор потока алюминиево-воздушной смеси на воспламенение, температуру и границы срыва пламени в зависимости от размера частиц алюминия.

Если вопрос о влиянии начальной турбулентности набегающего потока ε_0 на пределы срыва гомогенной горючей смеси решается однозначно, то вопрос влияния ε_0 на устойчивость горения гетерогенных смесей остается открытым. Это обусловлено, во-первых, сложной гидродинамикой двухфазного турбулентного потока и, во-вторых, различием механизмов срыва пламени гомогенных и гетерогенных топливовоздушных смесей [1].

Воспламенение и горение частиц металлов в потоке газообразного окислителя происходит в условиях динамического и теплового взаимодействия реагентов, интенсивного массопереноса при фазовых превращениях, а также характеризуется зависимостью параметров процесса как от кинетических характеристик горючего, так и от гидродина-

мических характеристик газодисперсного потока. Изменение характеристик потока газозвеси (концентрации, дисперсности, скорости, турбулентности и др.), а также условий зажигания будут существенно влиять на развитие процесса горения.

В настоящей статье представлены результаты исследования влияния начальной турбулентности алюминиево-воздушной смеси на процессы воспламенения и стабилизации фронта пламени в прямооточной камере сгорания с внезапным расширением.

Схема модели прямооточной камеры сгорания и гидродинамика течений в ней показана на рис. 1.

В качестве горючего использовались порошки алюминия и алюминиево-магневых сплавов, выпускаемые отечественной промышленностью и соответствующие от-

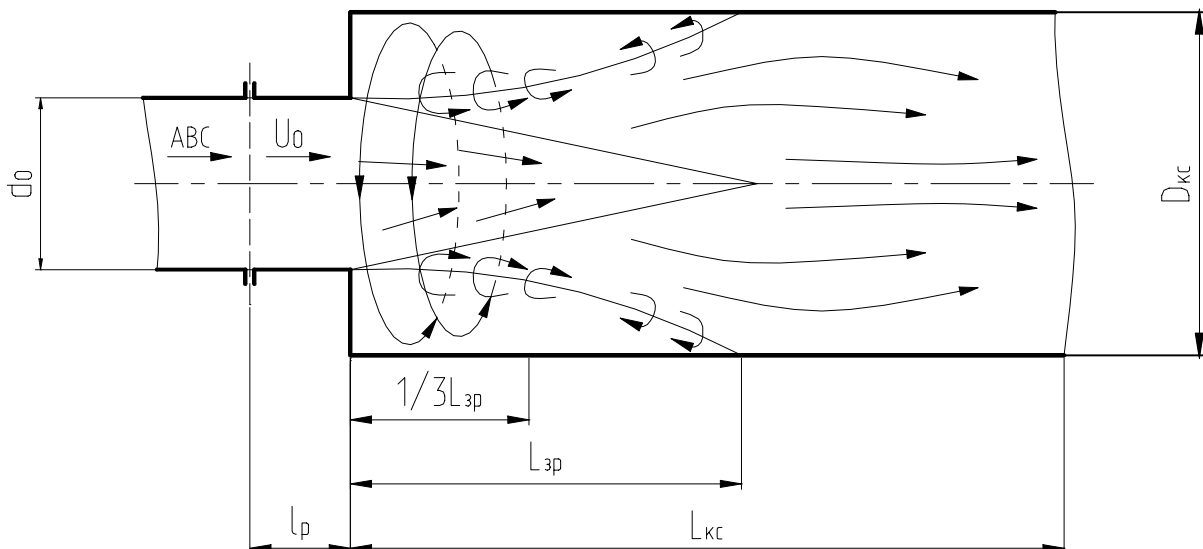


Рис. 1. Схема гидродинамики течений в камере сгорания

раслевному стандарту и техническим условиям на их дисперсный состав.

Характеристики стабилизации пламени определялись посредством проведения серии испытаний с достижением срыва пламени при атмосферном давлении и температуре воздуха $T_b = 293 \text{ К}$.

Поведение твердых частиц в турбулентных потоках является сложным физическим процессом, механизм реализации которого зависит как от концентрации частиц в потоке, так и от их размера [2, 3]. В [4] отмечено, что нет единого мнения о влиянии взвешенных частиц на турбулентные характеристики потока. В общем случае движение несущей среды и твердых частиц невозможно рассматривать независимо друг от друга. Поэтому были проведены исследования структуры течения алюминиево-воздушного потока в модели прямоочной камеры сгорания.

Полученные результаты показали, что при установке решетки на $l_p = 0,057 \text{ м}$ длина зоны рециркуляции увеличивается по сравнению с вариантом без решетки и уменьшается с установкой ее на $l_p = 0,02 \text{ м}$. Это объясняется тем, что в турбулентных двухфазных течениях природа влияния массы твердых частиц на газообразный поток сложна и частицы могут выступать как своеобразные дискретные детурбулизаторы и как дестабилизаторы [4].

Локальные времена пребывания реагентов псевдожидкого топлива в объеме камеры сгорания являются определяющими для процессов воспламенения и стабилизации фронта пламени. Так, например, через соотношение времени пребывания порошкообразного металлического горючего в зоне рециркуляции $\tau_{пр}$ и времени его сгорания τ_r будет определяться тепловое состояние зоны рециркуляции.

С помощью скоростной кино съемки были определены средние значения скорости на оси камеры сгорания для частиц Al марки АСД-1 со средним размером $d_{32} = 17,5 \text{ мкм}$ и АСД-4 с $d_{32} = 7,5 \text{ мкм}$. Полученные значения скорости частиц на оси позволили рассчитать время контакта τ_k ча-

стиц Al с зоной рециркуляции при их движении по линиям тока «определяющей поверхности» по формуле

$$\tau_k = L_{зр} / U_{Al}, \quad (1)$$

где $L_{зр}$ – длина зоны рециркуляции; U_{Al} – средняя скорость частиц Al на линиях тока «определяющей поверхности».

За «определяющую поверхность» была принята цилиндрическая поверхность, диаметр которой равен входному диаметру камеры сгорания d_0 . На рис. 2 показана зависимость $\tau_k = f(l_p)$ для частиц Al горючего марок АСД-1 и АСД-4, полученная в испытаниях на модели камеры с $D_{кк} = 0,042 \text{ м}$. Как видно из рисунка, увеличение ϵ_0 , т. е. установка решетки на расстояние $0,02 \text{ м}$ и $0,057 \text{ м}$ от плоскости внезапного расширения, оказывает неоднозначное влияние на τ_k частиц Al с $d_{32} = 7,5 \text{ мкм}$ и $d_{32} = 17,5 \text{ мкм}$.

С помощью методики, разработанной в [5], и эмпирических значений $\tau_{пр}$, $L_{зр}$, H , U_0 , полученных в опытах, было рассчитано безразмерное время пребывания частиц Al в зоне рециркуляции. Получено, что в холодном потоке при трубной турбулентности $\tau_{пр}$ частиц Al горючего АСД-4 и АСД-1 в зоне рециркуляции прямоочной камеры сгорания с внезапным расширением, так же как и для $\tau_{пр}$ газа, можно определить по формуле

$$\tau_{пр} = K \cdot \frac{H}{U_0}, \quad (2)$$

где H – характерный размер стабилизатора; U_0 – скорость набегающего потока алюминиево-воздушной смеси; K – безразмерное время пребывания ($K = 15,4$ для АСД-4; $K = 29,5$ для АСД-1).

Средний коэффициент турбулентной диффузии зоны рециркуляции с транзитным потоком алюминиево-воздушной смеси так же, как и однородной газовой смеси, можно рассчитать по формуле

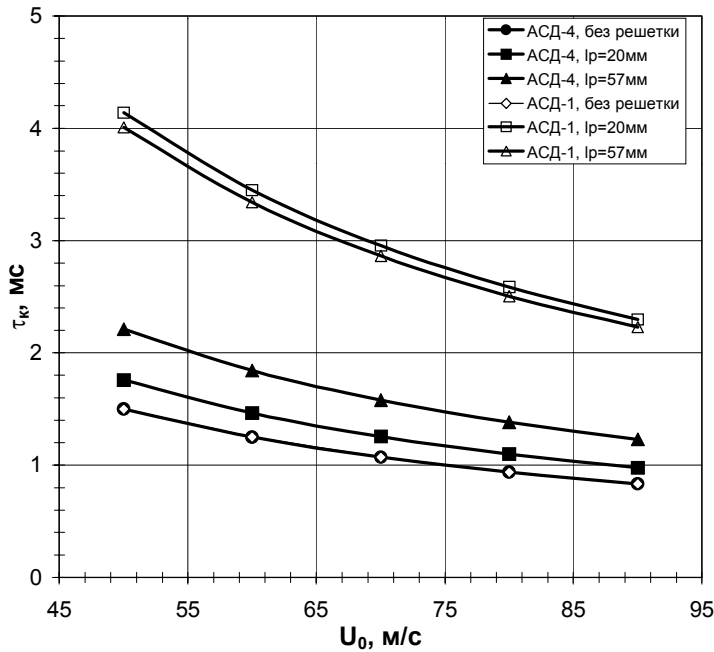


Рис. 2. Зависимость $\tau_{кр} = f(l_p)$
(диаметр камеры сгорания
 $D_{кс} = 0,042$ м)

$$D = \frac{V_{зр} \cdot U_0}{S_{зр} \cdot K}, \quad (3)$$

где $V_{зр}$ – объем зоны рециркуляции; $S_{зр}$ – поверхность зоны рециркуляции; U_0 – скорость алюминиево-воздушной смеси на входе в камеру сгорания; K – безразмерное время пребывания.

В [6] показано, что при горении значение безразмерного времени пребывания K для горючего АСД-1 по сравнению с холодным потоком увеличивается примерно в 2,2 раза. Эта величина для гомогенной топливно-воздушной смеси в двумерном канале с внезапным расширением составляет 2,1 [7]. Из этого следует вывод о том, что и в случае горения процессы тепломассообмена транзитного потока алюминиево-воздушной смеси с зоной рециркуляции также можно оценивать безразмерным временем пребывания K .

Анализ и обработка полученных скоростной киносъемкой экспериментальных данных показали, что для обеспечения воспламенения необходимо создать условия для возникновения начального очага около свечи, переброса пламени в зону рециркуляции и воспламенение алюминиево-воздушной смеси в зоне рециркуляции. Возникновение начального очага будет зависеть от двух конкурирующих процессов: разогрева очага за счет химической реакции и его охлаждения за счет

теплопроводности. Поэтому в критических условиях должно выполняться равенство

$$t_{хр} = t_{охл} = t_{пр} + t_{инд}, \quad (4)$$

где $t_{хр}$ – время химической реакции, $t_{охл}$ – время охлаждения очага теплопроводностью, $t_{пр}$ – время прогрева частицы Al в очаге, $t_{инд}$ – период индукции теплового взрыва.

Условие переброса пламени для псевдожидкого топлива в зоне рециркуляции, так же как и в бензовоздушной смеси [8], может быть описано выражением

$$U_{св}/U_n \leq L_{зр} \cdot (1 - \bar{L}_{св}) / R_{кс} \cdot (1 - \sqrt{B_r}), \quad (5)$$

которое определяется нормальной скоростью распространения пламени (U_n), скоростью потока у свечи ($U_{св}$), размерами зоны рециркуляции ($L_{зр}$), координатой свечи зажигания ($\bar{L}_{св}$) и геометрическими параметрами модели ($R_{кс}$, $B_r = H^2/D_{кс}^2$).

Воспламенение алюминиево-воздушной смеси в зоне рециркуляции, так же как и для гомогенной смеси, может быть обеспечено при выполнении условия

$$\tau_{пр}/\tau_r \geq H \cdot U_n^2 / U_{зр} \cdot a = Mi^{восп}, \quad (6)$$

где τ_r – время горения; $Mi^{восп}$ – критерий Михельсона на границе воспламенения; a – коэффициент температуропроводности.

В ходе испытаний проводились измерения температуры при трубной и повышенной турбулентности как по всему объему камеры, так и локальные измерения температуры в зоне рециркуляции на устойчивых и прерывных режимах. По результатам проведенных измерений были построены профили температур в поперечных сечениях камеры сгорания.

На рис. 3 показано распределение изотерм и профили температур в поперечных сечениях камеры сгорания при трубной и повышенной турбулентности. Из рисунков видно, что максимальная температура в обоих случаях зафиксирована в зоне рециркуляции. Увеличение начальной турбулентности с 5 до 22 % приводит к росту температуры и заметному увеличению объема камеры сгорания с температурой, превышающей 1 300 К, которая необходима для воспламенения частиц алюминия. С увеличением начальной турбулентности также уменьшается неравномерность температурного поля.

Несмотря на отсутствие единой точки зрения относительно механизма влияния турбулентности, совершенно очевидно, что

турбулентность, безусловно, является важным фактором, определяющим стабилизацию фронта пламени, и любая теория независимо от принятой модели должна ее учитывать. Существует несколько предположений относительно механизма влияния турбулентности на стабилизацию пламени. Одни авторы объясняют это влияние увеличением максимальных значений мгновенной скорости потока, обтекающего стабилизатор, другие – уменьшением длины зоны рециркуляции, третьи – увеличением отвода тепла из зоны рециркуляции в активный поток вследствие различного характера зоны контактирования продуктов сгорания и свежей смеси.

На рис. 4 показано влияние роста интенсивности турбулентности ϵ_0 и масштаба турбулентности l_0 на диапазон устойчивого горения псевдожидкого топлива. Из рисунка видно, что для порошкообразного металлического горючего марки АСД-1 с размером частиц $Al d_{32} = 17,5$ мкм увеличение ϵ_0 с 12 до 22 % и l_0 с 0,01 до 0,07 мм приводит к расширению диапазона устойчивого горения как по скорости потока, так и по составу смеси.

Было выявлено, что для одной и той же марки горючего неоднозначное влияние на

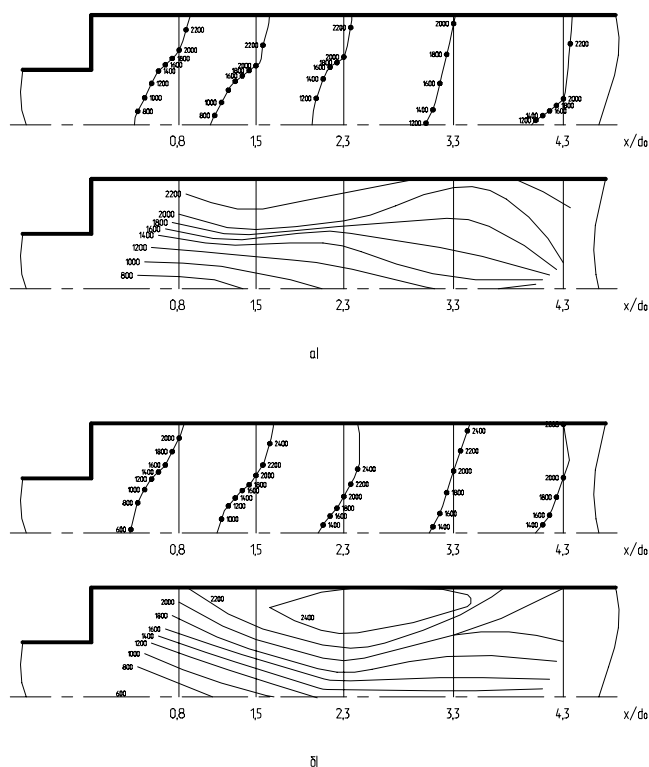


Рис. 3. Температурные поля и профили температур в поперечных сечениях камеры сгорания.

Камера сгорания $D_{кс} = 0,08$ м ; горючее

АМД-50; $\alpha = 0,6$; $U_0 = 70$ м/с ;

а) без решетки ($\epsilon_0 = 5\%$);

б) $l_p = 0,057$ м ($\epsilon_0 = 22\%$)

устойчивость горения оказывает расстояние установки решетки от плоскости внезапного расширения – l_p . При установке решетки в зависимости от l_p происходит как расширение границ устойчивого горения, так и их сужение по сравнению с трубной турбулентностью (рис. 5).

На сегодняшний день не существует единого, четкого мнения относительно тех изменений в параметрах турбулентного следа, которые должны произойти при горении даже гомогенных топливовоздушных смесей, поэтому гидродинамические параметры потока, полученные при наличии пламени, позволили бы более объективно провести анализ основных характеристик горения алюминиево-воздушной смеси. Результаты проведенных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. Увеличение интенсивности турбулентности набегающего на стабилизатор алюминиево-воздушного потока с помощью установки турбулизирующих решеток приводит к изменению локального времени пребывания частиц алюминия в камере сгорания. С ростом начальной турбулентности среднее время пребывания частиц алюминия в транзитном потоке увеличивается как для горю-

чего АСД-4, так и для АСД-1. Время пребывания частиц алюминия в зоне рециркуляции для АСД-1 с $d_{32} = 17,5$ мкм с ростом начальной турбулентности увеличивается. Для АСД-4 с $d_{32} = 7,5$ мкм время пребывания частиц алюминия в зоне рециркуляции увеличивается при установке решетки на расстояние 57 мм от плоскости внезапного расширения и уменьшается при установке ее на расстояние 20 мм.

2. Увеличение начальной турбулентности затрудняет процесс воспламенения горючего марки АСД-4. Горючее АСД-1 при повышенной турбулентности воспламеняется в камерах сгорания диаметром более 0,05 м.

3. С ростом начальной турбулентности набегающего потока псевдожидкого топлива интенсифицируется процесс горения и увеличивается температура в камере сгорания. При увеличении турбулентности локальная температура в зоне рециркуляции для горючего АСД-1 увеличивается и уменьшается для АСД-4.

4. В зависимости от размера частиц алюминия увеличение начальной турбулентности при установке решетки на различные расстояния от плоскости внезапного расширения оказывает неоднозначное влияние на границы срыва пламени.

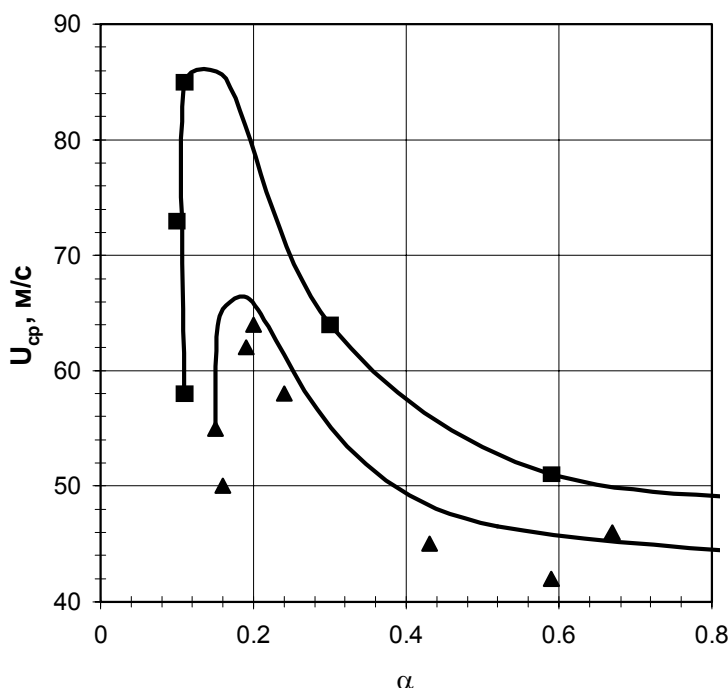


Рис. 4. Влияние интенсивности и масштаба турбулентности на диапазон устойчивого горения.

Камера сгорания $D_{\text{КС}} = 0,06$ м;
горючее АСД-1;

1 – $\varepsilon_0 = 22\%$, $l_0 = 0,07$ мм;

2 – $\varepsilon_0 = 12\%$, $l_0 = 0,01$ мм

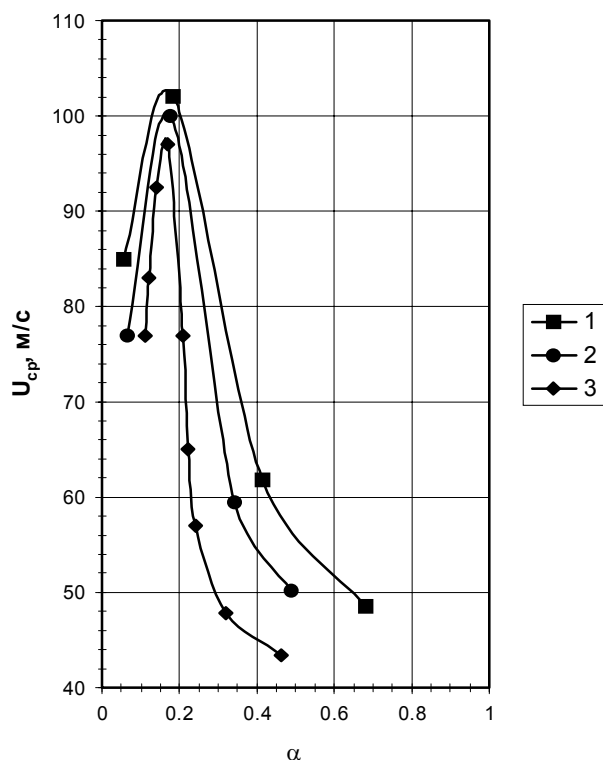


Рис. 5. Влияние параметра l_p на диапазон устойчивого горения.

Камера сгорания $D_{kc} = 0,07$ м; горючее АСД-1;

1 – $l_p = 0,02$ м; 2 – без решетки; 3 – $l_p = 0,057$ м

Список литературы

1. Токарев В. В., Шайкин А. П. О влиянии турбулентности на процесс стабилизации диффузионного пламени. // Изв. вузов. Авиационная техника. 1978, № 2. С. 124-125.

2. Медников Е. П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. М.: Наука, 1980. 176 с.

3. Теверовский Е. Н., Дмитриев Е. С. Перенос аэрозольных частиц турбулентными потоками. М.: Энергоатомиздат, 1988. 160 с.

4. Горбис З. Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. М.: Энергия, 1970. 424 с.

5. Егоров А. Г. Стабилизация пламени псевдожидкого топлива в камере сгорания с

внезапным расширением.: Дис. канд. техн. наук. – Казань, 1993.

6. Егоров А. Г., Русаков М. М., Шайкин А. П. Определение времени пребывания гетерогенного топлива в зоне обратных токов. // Изв. вузов. Авиационная техника. 1999. № 2. С. 69.

7. Левин А. М. Принципы рационального сжигания газа. Л.: Недра. 1977. 247 с.

8. Лукачев В. П., Ланский А. М., Абрашкин В. Ю. и др. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД, проблемы и некоторые пути повышения его эффективности. // Вест. СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Самара: СГАУ, 1998. С. 11-39.

INFLUENCE OF INITIAL TURBULENCE OF ALUMINUM-AIR MIXTURE FLOW ON IGNITION AND FLAME STABILIZATION PROCESSES

© 2002 A. G. Yegorov, E. E. Markarov, D. A. Pavlov, A. P. Shaikin

Togliatti State University

The influence of initial turbulence of aluminum-air mixture flow on ignition and flame stabilization processes in a ramjet combustion chamber with an abrupt expansion has been investigated. Experimental data have been received and the influence of initial turbulence of aluminum-air mixture flow on the stabilizer on the ignition, temperature and flame failure boundaries has been defined depending on the size of aluminum particles.

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ГОРЕНИЯ В ПОТОКЕ ПСЕВДОЖИДКОГО ТОПЛИВА

© 2002 А. Г. Егоров, Э. Э. Маркаров, Д. А. Павлов, А. И. Сафронов

Тольяттинский государственный университет

Разработан газодинамический метод управления процессами горения и стабилизации пламени в потоке псевдожидкого топлива, основанный на наложении псевдотурбулентных пульсаций на дискретные струи воздуха, вдуваемые в слой смешения основного топливовоздушного потока. Показано, что, варьируя скоростью и частотой пульсирующих струй воздуха, можно изменять гидродинамику и масштаб структуры течения в камере сгорания и, следовательно, воздействовать на характеристики горения псевдожидкого топлива.

Создание принципиально нового класса двигательных и энергетических установок, в которых порошкообразные металлы являются самостоятельными источниками энергии, связано, прежде всего, с разработкой надежных систем топливоподачи и организацией устойчивого рабочего процесса в камере сгорания. На сегодняшний день рассматриваются два принципиально разных варианта подачи металла в камеру сгорания. Первый – это впрыск в камеру сгорания расплавленного металла, второй – подача металлического порошка в поток воздуха, поступающий в камеру сгорания [1].

Псевдожидкое топливо или его компонент – порошкообразный металл – можно флюидизировать газом по методу кипящего слоя и подавать в камеру сгорания ракетного двигателя аналогично жидкому компоненту [2]. Принципиальная возможность создания энергетических установок нового поколения на псевдожидком топливе показана в работах [3÷5]. При разработке перспективных двигательных и энергетических установок для летательных аппаратов, в которых предусматривается использование псевдожидкого топлива, необходимо уделять особое внимание процессу смешения порошкообразного горючего с воздухом для достижения максимальной полноты сгорания при ограниченных геометрических параметрах камеры.

В [6] отмечено, что понимание природы турбулентности в слоях смешения, струях, следах и в пристеночных течениях обусловлено обнаружением в указанных течениях так называемых когерентных структур – крупномасштабных периодических вихре-

вых образований, развивающихся на фоне мелкомасштабной турбулентности. Наличие в турбулентных сдвиговых течениях периодических крупномасштабных структур породило надежды на возможность управлять этими структурами путем различного рода периодических воздействий. Периодическое возбуждение струи со сравнительно небольшими амплитудами является эффективным средством направленного изменения аэродинамических характеристик турбулентных струй. Существенно также, что за счет выбора частоты облучения можно либо усиливать, либо ослаблять интенсивность смешения в струях. Самым чувствительным участком струи является слой смешения вблизи кромки сопла при $x/d = 0 \dots 0,5$, поскольку именно здесь периодическое возбуждение генерирует вихри, которые, в конечном счете, определяют ослабление или усиление интенсивности перемешивания в пределах начального участка.

Исследования [7] показали, что метод наложения пульсаций продольной составляющей скорости (псевдотурбулентных пульсаций) является наиболее эффективным для интенсификации процессов массо- и теплообмена.

Отметим публикации [8÷11] теоретического и экспериментального плана по исследованию влияния нестационарных воздействий на слой смешения за внезапным расширением с целью управления процессом горения.

В целом характер и эффективность воздействия колебаний на процесс горения определяется как акустическими факторами,

так и физико-химическими свойствами топлива. Определить эффективность импульсного режима горения можно, лишь учитывая конкретные особенности процесса горения, т. е. вид топлива (газообразное, жидкое, твердое), режим горения (кинетический, диффузионный) и уровень интенсивности колебаний.

Настоящая статья посвящена разработке способа управления характеристиками горения в потоке псевдожидкого топлива посредством вдува в слой смешения нестационарных струй воздуха.

С целью определения влияния дискретных пульсирующих струй воздуха, вдуваемых в слой смешения основного потока, на гидродинамику течения в камере сгорания были проведены испытания.

В результате изотермических испытаний проведено исследование структуры течения в модели камеры сгорания при вдуве в нее стационарных и нестационарных турбулентных струй воздуха.

Пульсирующие струи воздуха вдувались с параметром спутности $m = 0 \dots 6$, который определялся отношением U_{cmp}/U_0 , где U_{cmp} – скорость дискретных пульсирующих струй воздуха, U_0 – скорость основного стационарного потока воздуха, поступающего в камеру через входное отверстие d_0 . Число Струхали (Sh) возмущающего воздействия изменялось в диапазоне $0,001 \dots 0,004$ при уровнях воздействия $0,8 \dots 3,1$ % от выходной скорости струи. Число Sh определялось как отношение

$$f \cdot d_{oms} / U_{cmp},$$

где f – частота в Гц; d_{oms} – диаметр отверстий; U_{cmp} – скорость дискретных струй воздуха, вдуваемых в слой смешения основного потока.

В [12] была получена эмпирическая формула для определения частот чистого тона f , при которых канал с внезапным расширением может создавать регулируемое возбуждение круглой струи:

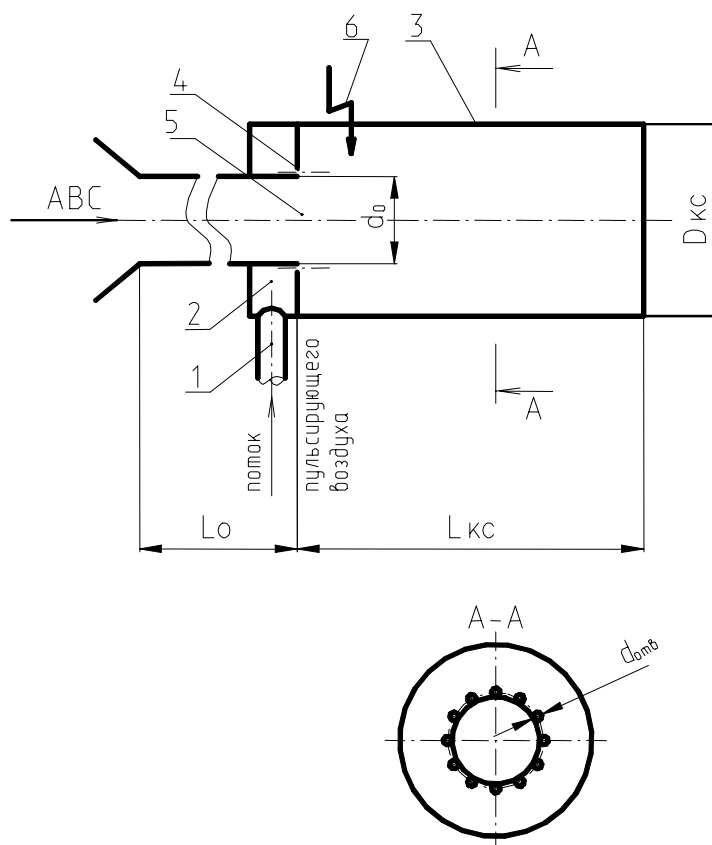


Рис. 1. Схема модели прямоточной камеры сгорания:

1 – магистраль подвода пульсирующего потока воздуха; 2 – кольцевой коллектор; 3 – камера сгорания; 4 – отверстия для подвода пульсирующих струй воздуха; 5 – входное отверстие; 6 – свеча зажигания

$$\frac{f}{a_0 \cdot n} \cdot \left(L_0 + 1,65 \cdot \frac{L_{kc}}{j} + 0,7 \cdot d_0 \right) = 1,$$

где $j = 1, 2, 3, \dots$; $n = 1/2, 1, 3/2, \dots$; a_0 – скорость звука.

Амплитуда возбуждаемых колебаний зависит от геометрических параметров $L_0, L_{kc}, D_{kc} - d_0$ скорости истечения U_0 и состояния начального пограничного слоя.

С помощью этой формулы при имеющихся геометрических параметрах модели камеры сгорания была определена частота чистого тона f . Основная частота, при которой возможно было осуществить регулируемое возбуждение струи, составила ~ 200 Гц.

Методом масляной пленки была исследована гидродинамика течения в камере сгорания при вдуве в слой смешения основного потока воздуха дискретных пульсирующих струй с частотой 150 и 400 Гц. Результаты исследования показали, что зона обратных токов за внезапным расширением отсутствует, и вместо нее появилось приосевое рециркуляционное течение.

Было установлено, что приосевое рециркуляционное течение возникает только при $m = 5$. Выявлено, что с изменением частоты пульсирующих струй от 0 до 150 Гц длина приосевой рециркуляционной зоны увеличивается на 20 %, дальнейшее увеличение частоты приводит к уменьшению длины зоны. Увеличение частоты, начиная с 200 Гц, приводит к уменьшению масштаба вихревой структуры потока, а, как известно, мелкомасштабная турбулентность является основным фактором, влияющим на скорость турбулентного распространения пламени.

Испытания с горением производились на экспериментальной установке, которая подробно описана в [13]. Модель прямооточной камеры сгорания (рис. 1) представляла собой осесимметричный канал диаметром $D_{kc} = 0,08$ м с диаметром входного отверстия $d_0 = 0,04$ м и длиной $L_{kc} = 0,185$ м.

В качестве псевдожидкого топлива использовалась алюминиево-воздушная смесь (АВС), в которой горючим являлся алюминиево-магниевый сплав марки АД-50, содержащий 50 % Al и 50 % Mg , а окислителем служил воздух с температурой 288 К.

Локальные температурные условия в ряде случаев, например в зонах воспламенения, догорания топлива и др., являются определяющими. Поэтому измерения температуры по всему объему камеры сгорания производились наиболее полно. В результате обширного цикла испытаний были получены профили температур в поперечных сечениях камеры сгорания, по которым в дальнейшем были построены температурные поля.

Профили температур в поперечных сечениях камеры сгорания без вдува и с вдувом дискретных пульсирующих струй воздуха в слой смешения основного топливовоздушного потока с $f = 150$ Гц представлены на рис. 2. На рис. 3 показано распределение изотерм в камере сгорания для двух вышеуказанных вариантов. Из представленных рисунков видно, что в случае вдува пульсирующих струй воздуха в слой смешения основного топливовоздушного потока процесс горения интенсифицируется, поскольку температура повышается, линии изотерм с максимальной температурой перемещаются от стенки камеры к оси. Существенно уменьшается неравномерность температурного поля.

Для определения влияния частоты нестационарных воздействий на процесс горения псевдожидкого топлива были измерены профили температур в выходном сечении камеры сгорания при вдуве в слой смешения топливовоздушного потока пульсирующих струй воздуха с разной частотой.

На рис. 4 представлены профили температур в выходном сечении камеры сгорания ($x/d_0 = 4,3$). С увеличением частоты нестационарных воздействий, накладываемых на дискретные струи воздуха, с 0 до 300 Гц происходит интенсификация процесса горения и наблюдается рост максимального значения температуры. Этот факт объясняется тем, что с ростом частоты от 0 до 300 Гц число Струхала увеличивается с 0 до 0,24. Низкочастотные возмущения ($Sh = 0,2 \dots 0,6$) модулируют исходные (естественные) высокочастотные возмущения в слое смешения вблизи сопла, что, в конечном счете, приводит к более раннему образованию когерентных структур и их последующему более ин-

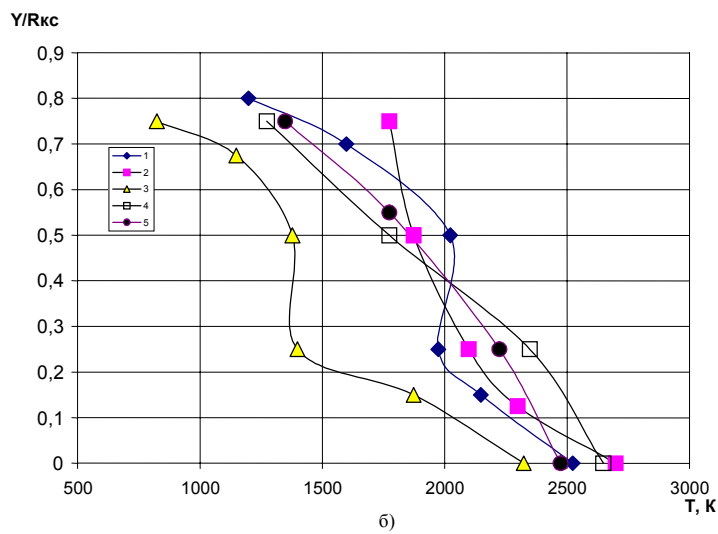
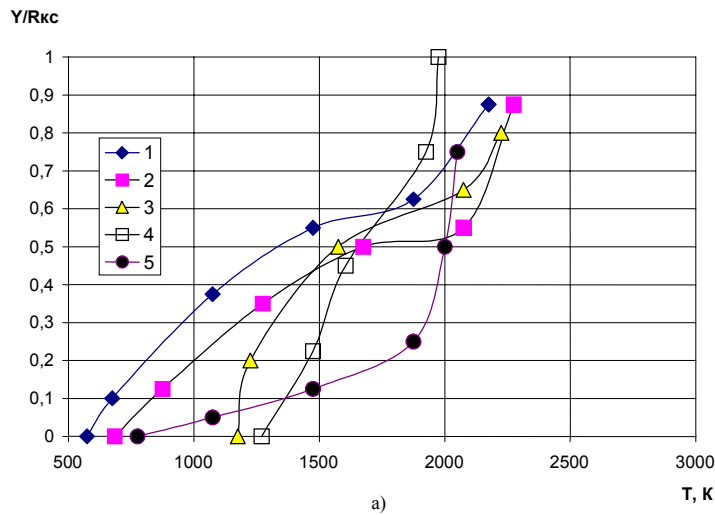


Рис. 2. Профили температур в поперечных сечениях камеры сгорания (горючее АД-50, $\alpha = 0,65$):
 1 – $x/d_0 = 0,8$; 2 – $x/d_0 = 1,5$; 3 – $x/d_0 = 2,3$; 4 – $x/d_0 = 3,3$; 5 – $x/d_0 = 4,5$;
 а) без вдува; б) с вдувом дискретных пульсирующих струй воздуха с $f = 150$ Гц

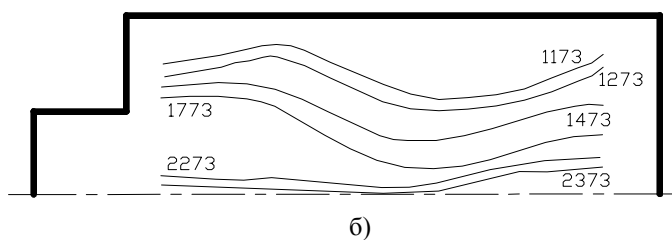
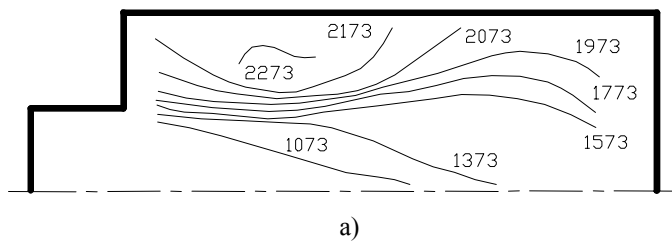


Рис. 3. Температурные поля в прямоточной камере сгорания
 а) без вдува дискретных пульсирующих струй воздуха;
 б) с вдувом дискретных пульсирующих струй воздуха с $f = 150$ Гц

тенсивному по сравнению с невозбужденной струей роста [14].

Из рисунка также видно, что дальнейшее увеличение частоты до 500 Гц ведет к снижению температуры и выравниванию профиля. Это обусловлено тем, что процесс теплоотвода от зоны горения начинает превалировать над процессом интенсификации горения за счет улучшения массообмена. Пламя «задувается», акустические колебания выравнивают температурное поле в камере, вследствие чего ядро горения охлаждается, а теплоотдача на стенки камеры увеличивается.

С целью определения влияния частоты пульсирующих струй воздуха, вдуваемых в слой смешения, на устойчивость горения псевдожидкого топлива были проведены испытания в области «бедного» срыва.

Влияние частоты пульсирующих струй воздуха на горение псевдожидкого топлива на границе «бедного» срыва показано на рис. 5.

Из рисунка видно, что с увеличением частоты α уменьшается, достигая своего минимума при $f = 250 \dots 450$ Гц, а при дальнейшем увеличении частоты происходит рост α . Следовательно, при вдуве пульсирующих

струй воздуха в зону рециркуляции с $f = 250 \dots 450$ Гц значения α смещаются в область «богатых» смесей. Это обогащение сопровождается увеличением скорости горения, о чем говорят данные, представленные на рис. 4. Из них видно, что профили с максимальными значениями температур в слое смешения соответствуют указанному диапазону частот. Дальнейшее увеличение частоты до 500 Гц сдвигает значения α в область «бедных» смесей, что ведет к снижению скорости горения, о чем свидетельствуют выравнивание профиля и уменьшение температуры в слое смешения.

Полученные данные по устойчивости горения псевдожидкого топлива на границе «бедного» срыва показали, что с помощью частоты нестационарных воздействий можно управлять составом алюминиево-воздушной смеси.

Актуальной задачей для любого типа стабилизатора является расширение за ним зоны горения и снижение гидравлических потерь в камере сгорания. Поэтому результаты испытаний по устойчивости горения, полученные в настоящей работе, можно использовать для разработки систем стабилизации пламени псевдожидкого топлива на спутных

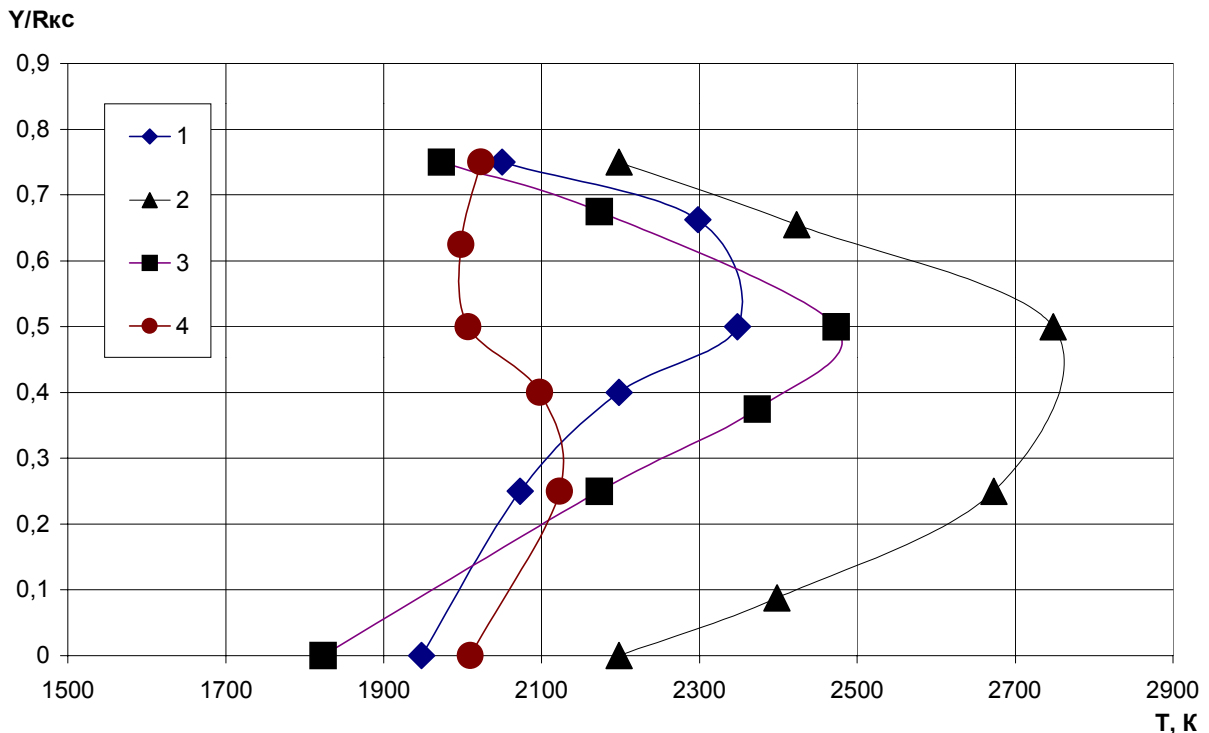


Рис. 4. Профили температур в выходном сечении камеры сгорания при $x/d_0 = 4,3$
 1 – $f = 0$ Гц; 2 – $f = 300$ Гц; 3 – $f = 400$ Гц; 4 – $f = 500$ Гц

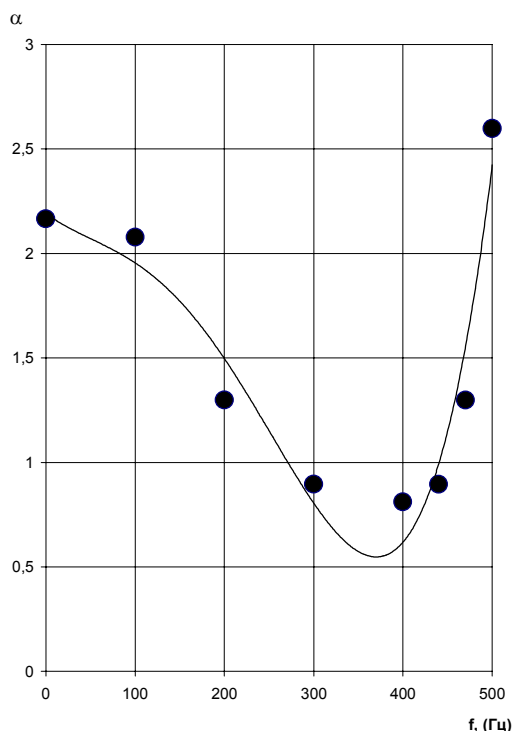


Рис. 5. Влияние частоты дискретных пульсирующих струй воздуха на «бедный» срыв

струях с целью снижения гидравлических потерь в прямооточной камере сгорания. Таким образом, полученные в настоящей работе экспериментальные данные показали, что посредством вдува дискретных пульсирующих струй воздуха в слой смешения основного топливоздушного потока можно управлять гидродинамикой течения в камере и интенсифицировать процесс горения псевдожидкого топлива. Полученное приосевое рециркуляционное течение позволяет сместить ядро горения к оси камеры и, следовательно, уменьшить теплоотвод в стенки. Наряду с увеличением поверхности фронта пламени второй характеристикой, влияющей на процесс интенсификации горения псевдожидкого топлива, является частота нестационарных воздействий, накладываемых на дискретные струи воздуха. Варьируя частотой псевдотурбулентных пульсаций, можно воздействовать не только на масштаб структуры течения в камере и геометрические параметры приосевого рециркуляционного течения, но также и на состав АВС. На разработанный способ управления процессом горения псевдожидкого топлива и устройство для его осуществления получено авторское свидетельство (А.С. № 1626779).

Список литературы

1. Резников М. А. Авиационные и ракетные топлива и смазочные материалы. М.: Военное изд-во Министерства обороны СССР, 1960.
2. Алемасов В. Е., Дрегалин А. Ф., Тишин А. П. Теория ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1989.
3. Егоров А. Г. Стабилизация пламени псевдожидкого топлива в камере сгорания с внезапным расширением: Дис. канд. техн. наук: 05.07.05. Казань, 1993. - 150 с.
4. Ягодников Д. А. Организация процессов воспламенения и горения порошкообразных металлов в камерах сгорания реактивных двигательных установок. Дис. д-ра. техн. наук: 05.07.05. Москва, МГТУ, 1998. - 236 с.
5. Малинин В. И., Коломин Е. И., Антипин Н. С. // Российская межвузовская и межотраслевая научно-техническая конференция «Ракетно-космические двигательные установки». // Тезисы докл. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1998. С. 29.
6. Власов Е. В., Гиневский А. С. Когерентные структуры в турбулентных струях и следах. // Итоги науки и техники. Сер. Механика жидкости и газа. 1986. Т. 20. С. 3-84.

7. Parikh P. G., and Moffat P. S. Resonant Entrainment of a Confined Pulsed Jet.// American Society of Mechanical Engineers Transactions of ASME. 1982. 104. № 4. P. 482-488.
8. Schadow R. C., Gutmark E., Parr T. P., Parr D. M., Wilson K. J., Ferrel G. B. Enhancement of Fine-scale Mixing for Fuel-rich Plume Combustion. // AIAA Pap. 1987. № 376. P. 1-6.
9. Scott J. N., Hankey W. L. Numerical Simulation of Excited Jet Mixing Layers. // AIAA Pap. 1987. № 16. P. 1-10.
10. Yu K., Lee S., Trounev A., Stewart H., Daily J. Vortex-nozzle Interactions in Ramjet Combustors. // AIAA Pap. 1987. № 1871. P. 1-199.
11. Schadow K., Wilson K., Parr D., Gutmark E. Mixing Characteristics of a Deflected, Elliptical Jet with Dump.// AIAA Pap. 1986. № 1399. P. 7.
12. Hasan M. A. Z., Hussain A. K. M. A Formula for Resonance Frequencies of Whistler Nozzle. // J. Acoust. Soc. Amer. 1979. 65. № 5. P. 1140-1142.
13. Егоров А. Г., Кальней Е. Д., Шайкин А. П. Стабилизация пламени порошкообразного металлического горючего в турбулентном потоке воздуха. // Физика горения и взрыва. 2001. Т. 37. № 5. С. 28-35.
14. Власов Е. В., Гиневский А. С. Когерентные структуры в турбулентных струях и следах.// Итоги науки и техники. Сер. Механика жидкости и газа. 1986. Т. 20. С. 3-84.

METHOD OF CONTROLLING BURNING PROCESSES IN A PSEUDO-LIQUID FUEL FLOW

© 2002 A. G. Yegorov, E. E. Markarov, D. A. Pavlov, A. I. Safronov

Togliatti State University

Method of controlling burning and flame stabilization processes in a pseudo-liquid fuel flow has been developed. The method is based on imposing pseudoturbulent pulsations on discrete air jets injected into the mixing layer of the main fuel-air flow. By varying speed and frequency of pulsating jets it is possible to change the hydrodynamics and scale of flow structure in the chamber and, consequently, to influence the pseudo-liquid fuel burning characteristics.

УДК 621.438; 621.452.3.034.02.

ТЕХНОЛОГИЯ “БОГАТОЕ” ГОРЕНИЕ – РЕЗКОЕ РАЗБАВЛЕНИЕ – “БЕДНОЕ” ГОРЕНИЕ (RQQL) ДЛЯ АВИАЦИОННОГО ГТД, РАБОТАЮЩЕГО НА СЖИЖЕННОМ ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

© 2002 А. А. Иноземцев, В. В. Токарев

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

В работе сообщаются некоторые результаты НИОКР ОАО «Авиадвигатель» (г.Пермь) по освоению технологии малоэмиссионного горения RQQL («богатое» горение - резкое разбавление – «бедное» горение) применительно к камере сгорания ГТД ПС-90А. Приведены данные по эмиссии NO_x и CO для камер, работающих на авиационном керосине и сжиженном природном газе. В частности отмечается, что использование технологии RQQL - горения позволяет снизить эмиссию NO_x в 4-5 раз по сравнению с существующей камерой сгорания ПС-90А. Отмечаются некоторые проблемы по обеспечению надежного запуска и устойчивого горения камеры сгорания типа RQQL при использовании в качестве топлива природного газа.

1. Введение

Экономической и экологической альтернативой керосину в авиации рассматривается жидкий метан [1, 2]. В России в начале 70-х годов АНТК им. Туполева и СНТК «Двигатели НК» по правительственной программе «Холод» развернули работы по созданию научно-технического задела по применению в авиации жидкого водорода (LH_2) и метана (LCH_4). Были созданы и начаты испытания летающих лабораторий ТУ-155 с водородным двигателем НК-88 и ТУ-156 с двигателем НК-89 на метане. Общие направления работ в создании криогенного двигателя для новых видов топлива LH_2 и LCH_4 , и в том числе по камере сгорания, сформулированы в статье [3]. Проблемы перевода двигателя НК-8-2У (ТУ-154) с керосина на LH_2 и LCH_4 , обусловленные организацией их сжигания, решались применительно к многофорсуночной камере сгорания [4].

В ОАО «Авиадвигатель» по «Программе создания малоэмиссионных камер сгорания большого ресурса для авиационных и стационарных газотурбинных двигателей» ведутся исследования технологии чистого горения, способной в криогенном ГТД ПС-90А уменьшить эмиссию NO_x в «n» раз. Криогенный двигатель ПС-90А в программе применения сжиженного природного газа (метана) в авиации предполагается использовать на самолетах ТУ-204СПГ и ТУ-330СПГ [5].

2. Выбор технологий чистого горения для криогенного ГТД

В данной статье рассматриваются некоторые результаты работ по чистой технологии сжигания природного газа. Первый этап работ состоит из анализа технологий чистого горения, которые могут быть применены для организации горения метана, выбора технологии и исследования её экологических, параметрических и эксплуатационных характеристик. Выбранная технология чистого горения в сочетании с конструкцией камеры сгорания должна оптимально согласовывать параметрические, экологические, эксплуатационные и другие характеристики системы «камера сгорания – двигатель». Выбор технологии чистого горения в значительной степени определяет будущие нормы на эмиссию окислов азота.

ОАО «Авиадвигатель» с 1995 года исследует и применяет технологию RQQL в стационарных ГТД ($\pi_k = 16...28$), работающих на природном газе.

Анализ проблем применения в авиационном ГТД технологий LPP, LDI и RQQL показывает предпочтительность RQQL. Выбор ОАО «Авиадвигатель» технологии RQQL для криогенного ГТД базируется на достигнутых результатах уменьшения эмиссии NO_x и CO при сжигании природного газа в стационарных двигателях семейства «ПС» и той надёж-

ности функционирования системы «двигатель – камера сгорания *RQQL*», которую семь лет демонстрируют двигатели «ПС» в эксплуатации на трассах Газпрома.

В технологии «богатое» горение – резкое разбавление – «бедное» горение процесс горения осуществляется в трёх последовательных стадиях. Вначале формируется горение «богатой» топливоздушной смеси с $\alpha = 0,5 \dots 0,7$, низкой температурой $T_r^* \leq 2000$ К и при отсутствии свободного кислорода. Затем следует стадия резкого смешения продуктов неполного сгорания метана в «богатой» зоне (CO, CO_2, H_2, HO_2) с большим количеством ($\approx 70\%$) холодного воздуха. Одновременно происходит их охлаждение. В ней осуществляется быстрый ($\tau = 1 \dots 2$ мс) переход через стехиометрию из «богатой» топливоздушной смеси ($\alpha = 0,5 \dots 0,7$) в «бедную» ($\alpha > 2,4$). Последняя стадия – горение «бедной» смеси (CO, H_2) + (O_2, N_2). Эмиссия NO_x на выходе из камеры сгорания есть сумма различных концентраций NO_x , образующихся в каждой зоне горения. Наибольшая концентрация NO_x образуется в зоне резкого разбавления (*QQ*).

3. *RQQL* уменьшает эмиссию NO_x ПС-90А (*LCH_4*)

Исследовательские и доводочные работы (НИОКР) камер с технологией *RQQL* в ОАО «Авиадвигатель» ведутся на специальной установке с параметрами воздуха в камере сгорания $P^* = 16$ кг/см² и $T^* = 700$ К. В экспериментах исследуются закономерности горения по технологии *RQQL* при изменении конфигурации камеры сгорания в зонах «богатого» горения и резкого разбавления и влияние режимных параметров работы камеры сгорания P^*, T^* . Выявляются проблемы горения и исследуются пути их решения. В частности, решена проблема образования и отложения углерода на поверхности жаровой трубы – основная проблема на пути сжигания керосина по технологии *RQQL*.

Исследовательский этап создания камеры сгорания для криогенного двигателя (*LCH₄*) использует результаты работ с технологией *RQQL* в стационарных ГТД. В первую очередь это относится к проблемам функциональной и ресурсной надежности камер сгорания с технологией *RQQL*. Информация о физической природе проблем формирует-

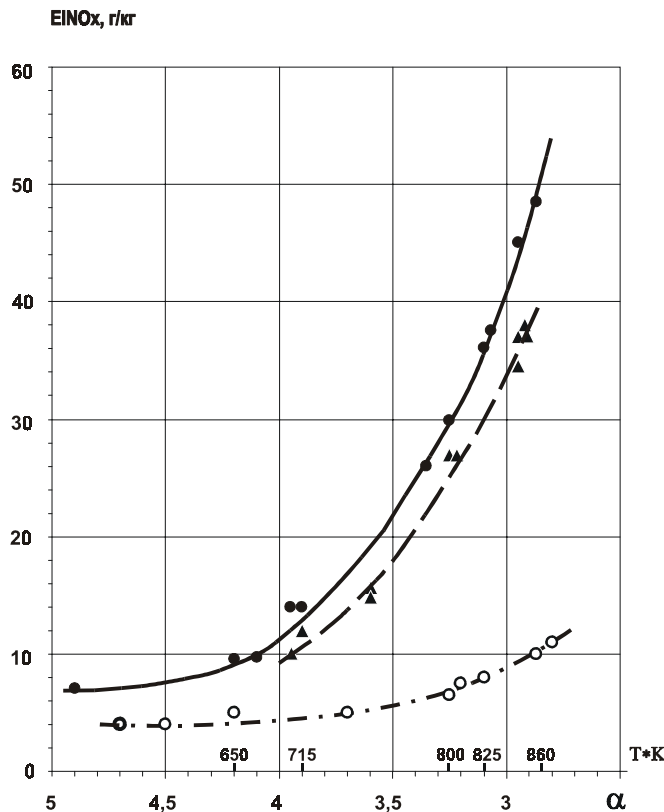


Рис. 1. Индексы эмиссии NO_x
 $EINO_x = f(\alpha, T_r)$ ПС-90А
 при работе на керосине и природном газе:

- - керосин,
- ▲ - природный газ,
- - природный газ, камера сгорания *RQQL*

ся из результатов работ на установке, газогенераторах и из данных эксплуатации ГТУ-12П и ГТУ 16П в направлениях:

- розжиг камеры и запуск ГТД в диапазоне атмосферных температур от -40 до +35 °С;
- устойчивость горения к срыву пламени и вибрационному горению;
- тепловое состояние жаровых труб;
- качество температурного поля на выходе из камеры сгорания по состоянию турбины при наработке ГТД 5 000...27 000 часов и т. д.

Информация о характеристиках камеры сгорания с технологией горения *RQQL* стационарных ГТД (ГТУ-12П и ГТУ-16П) приводится в ряде публикаций ОАО «Авиадвигатель» [6].

Организация работ по двойному применению технологии позволяет осуществить процедуру накопления и переноса технологий, заключающуюся в использовании проверенных конструкций стационарных авиационных ГТД. В результате работ над камерой сгорания для стационарных ГТД, которые являются производными ПС-90А, был создан вариант камеры сгорания [7], рассматриваемый как базовый для выхода на малоэмиссионную камеру сгорания криогенного двигателя ПС-90А. Камера сгорания испы-

тывается с определением эмиссионных, ресурсных и функциональных характеристик в широком диапазоне параметров работ камеры сгорания: $P^* = 10...28$ кг/см², $T^* = 600...780$ К и $\alpha = 8,5...2,8$. Концентрации NO_x измерялись хемилюминесцентным анализатором; CO , CO_2 – анализатором инфракрасного излучения. На рис. 1 в координатах $EI_{NO_x} = f(\alpha, T^*)$ показаны индексы эмиссий NO_x камеры сгорания ПС-90А при сжигании керосина и природного газа по традиционной технологии горения и по технологии *RQQL*. Из графика следует, что технология *RQQL* на максимальном режиме уменьшила индекс NO_x по сравнению с традиционной технологией горения: керосина в 5 раз, природного газа в 4 раза. Параметр эмиссии NO_x двигателя ПС-90А уменьшился с 64 г/кН (топливо - керосин) до 12,8 г/кН с камерой сгорания *RQQL* (топливо - природный газ). Сравнение достигнутого значения эмиссии NO_x в гипотетической камере для криогенного (LCH_4) двигателя ПС-90АСПГ с прогнозируемыми эмиссиями новых технологий горения приводится на рис. 2. Обращает на себя внимание слабая зависимость характеристик камеры сгорания *RQQL* от α (T) в отличие от характеристики камеры сгорания с традиционной технологией горения. Такой

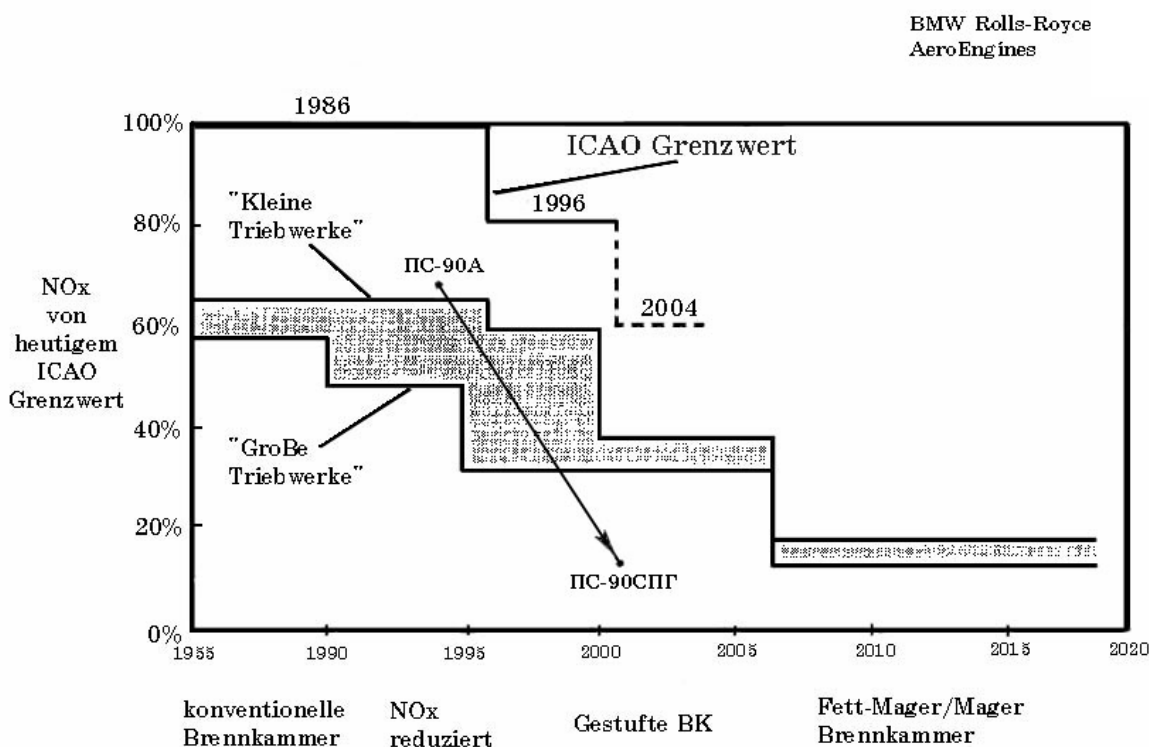


Рис. 2. Возможности уменьшения NO_x новых технологий горения

характер протекания индекса NO_x благоприятен для выполнения нового требования – достижения индекса $NO_x = 5$ г/кг на крейсерском режиме работы ГТД (рис. 3).

Индекс эмиссии CO по режиму (α) работы камеры сгорания представлен на рис. 4. На графике показаны индексы эмиссии CO авиационного двигателя ПС-90А (керосин) и индексы CO двух вариантов камер сгорания $RQQL$, испытанных в составе ГТУ-25П (природный газ). Индексы CO показаны на режимах вблизи малого газа. Применение в камере сгорания $RQQL$ процесса резкого разбавления большим количеством холодного воздуха продуктов неполного сгорания (CO, H_2) из зоны «богатого» горения может на некоторых режимах работы камеры заморозить реакцию $CO+OH \rightarrow CO_2+H$ и вызвать недопустимо большую эмиссию CO . Для процесса окисления CO в CO_2 важно не допустить выхода метана в зону «бедного» горения. Метан тормозит окисление CO [8]. Требуется организация «богатого» горения метана, обеспечивающая его разложение. Это представляет ещё одну проблему – минимизацию эмиссии CO на режимах взлетно-посадочного цикла ГТД, и особенно в режиме малого газа. Влияние организации процесса разбавления «богатой» смеси чистым воздухом на концентрации NO_x и CO показано в работе [6].

Метан по сравнению с керосином обладает рядом свойств, неблагоприятных для

организации его сжигания в камере сгорания. К ним относятся: высокая температура зажигания – 923...973 К – по сравнению с температурой 708 К для керосина, низкая скорость горения и узкие концентрационные пределы $\alpha = 0,8...1,7$ воспламенения. Всё это создает ситуации неустойчивости горения, повышенной эмиссии CO и может стать проблематичным при организации горения по технологии $RQQL$. Индекс эмиссии CO по режиму (T_k) работы камеры сгорания представлен на рис. 5. На некоторых эксплуатационных режимах ГТД новой проблемой в создании камеры сгорания $RQQL$ для метана является количество топливных коллекторов, необходимых для управления горением. Здесь возникает вопрос: каким количеством топливных коллекторов можно обеспечить процессы розжига, запуска двигателя и его работу в требуемом диапазоне составов смеси на стационарных и переходных режимах и особенно при резком дросселировании тяги двигателя. Работа камеры сгорания $RQQL$ по перечисленным проблемам исследуется в процессе доводки камер сгорания стационарных ГТД.

Эксперименты показали, что процесс горения $RQQL$ устойчив к срывам пламени и вибрационному горению при подаче топлива через один топливный коллектор в проверенном диапазоне $\alpha = 8,5...2,8$ с неоднократным выходом на $\alpha = 2,3$. Исследования по данной проблеме продолжаются.

На режимах двигателя $T^* = 700...780$ К и $P = 16...28$ кг/см² проведено измерение температуры стенки жаровых труб термоиндикаторной краской $TP-8$ (Англия), поля температур газа за камерой сгорания 259 термомпарами, расположенными на лопатках первого соплового аппарата.

Использование результатов работ с технологией $RQQL$ в камерах сгорания стационарных ГТД для создания камеры авиационного двигателя наряду с выполнением НИОКР позволяет осуществить и процедуру «готовности технологии», что обеспечивает всестороннюю оценку конструкции камеры сгорания с новой технологией чистого горения до начала проектирования криогенного двигателя.

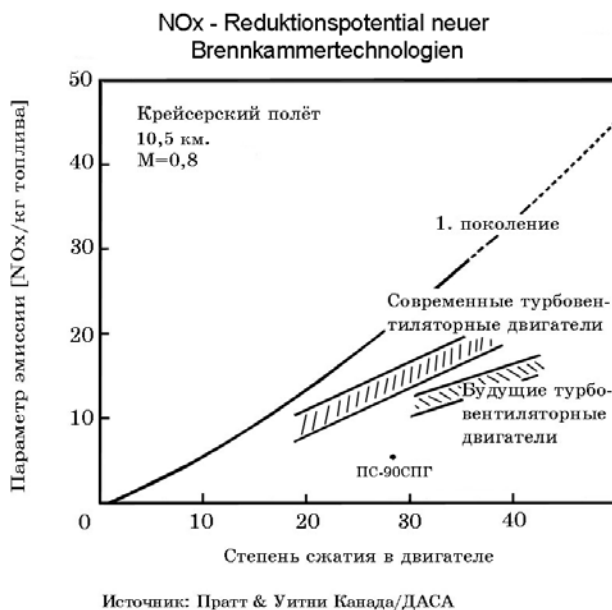


Рис. 3. Эмиссия NO_x на крейсерском режиме полета

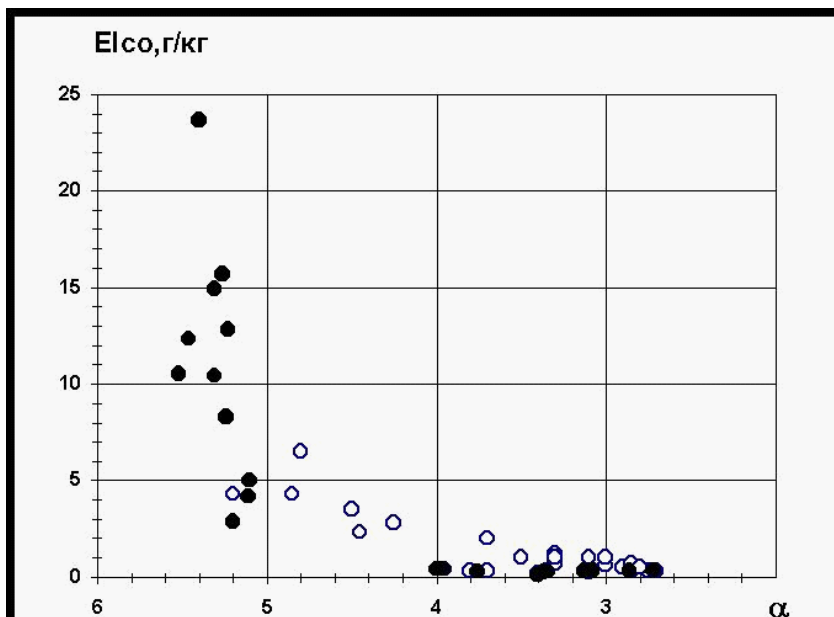


Рис. 4. Индексы эмиссии CO $EI_{CO} = f(\alpha)$ ПС-90А при работе на керосине и природном газе (обозначения как на рис. 1)

4. Выводы

4.1. Первый этап НИОКР создания камеры сгорания для криогенного двигателя ПС-90А подтвердил целесообразность использования технологии горения *RQQL* для получения эмиссии NO_x , соответствующей далеким перспективным нормам при одновременном выполнении норм на эмиссию CO. Эксплуатация стационарных двигателей семейства «ПС» ГТУ-12П и ГТУ-16П демонстрирует эксплуатационную надежность системы «камера сгорания – двигатель».

4.2. Последующие этапы НИОКР по камере сгорания для криогенного двигателя планируют продолжение исследований технологии *RQQL* по эмиссии NO_x и CO, настройку технологии *RQQL* для оптимизации эмиссии NO_x в условиях крейсерского полета (будущее требование ИКАО), исследование устойчивости горения для определения числа топливных коллекторов, совершенствование ресурсных характеристик камеры сгорания – температурного режима стенок жаровых труб и температурной неравномерности в потоке газа на входе в турбину.

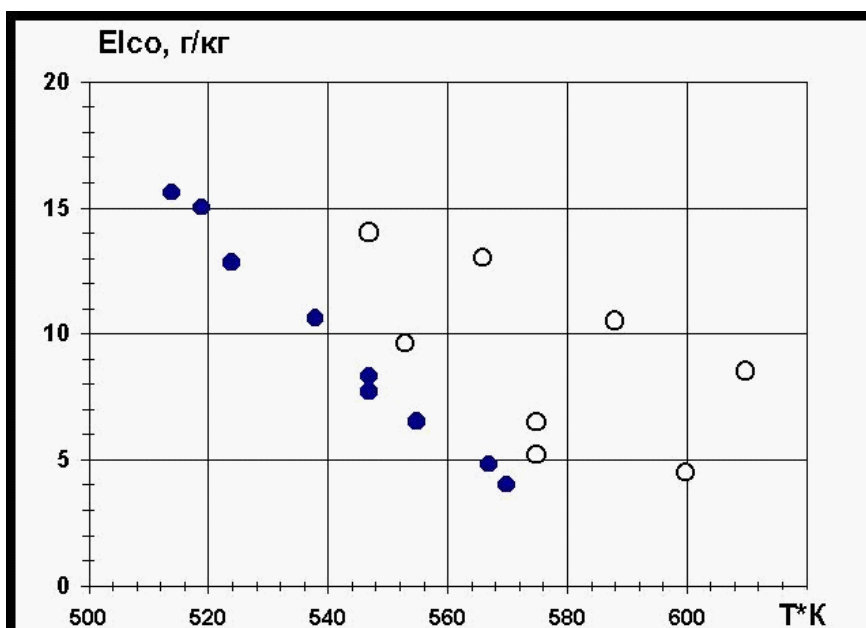


Рис. 5. Индексы эмиссии CO $EI_{CO} = f(T)$ ПС-90А при работе на керосине и природном газе (обозначения как на рис. 1)

Список литературы

1. Sossounov V. and Orlov V. Experimental Turbofan Using Liquid Hydrogen and Liquid Natural Gas as a Fuel. AIAA/ASME/ASSEE 26 th, Joint Propulsion Conference, Orlando. Ft. July 1990.
2. Walther R. Moglicher Einsatz Alternativer Brennstoffe in der Luftfahrt Potential Use CIVIL Aviation. MTU FOCUS 2/1992.
3. Гриценко Е. А., Орлов В. Н. Криогенные двигатели из Самары // Двигатель № 2(8), март-апрель 2000 г.
4. Орлов В. Н., Спивак Ю. В., Токарев В. В. Экологические характеристики двигателей «НК» при работе на водороде и углеводородных топливах (керосин, метан) // Объединенная конференция «Снижение выбросов окислов азота при сжигании жидких и газообразных топлив в энергетике и транспорте». ЦИАМ ВТИ, 1989 г.
5. Туполев А. А. Авиационная Криогенная Программа. Пресс-релиз, апрель 1996 г., г. Москва.
6. Иноземцев А. А., Токарев В. В. и др. Камера сгорания газовой турбины. Заявка № 2001112041 от 3 мая 2001 г.
7. Иноземцев А. А., Токарев В. В. Технология малоэмиссионного горения RQQL как направление решения функциональных проблем стационарного газотурбинного двигателя // Вестник СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып. 4, Самарский государственный аэрокосмический университет, Самара, 2000.
8. Щетинков Е. С. Физика горения газов. М.: Наука, 1965.

“RICH BURN - QUICK QUENCH - LEAN BURN” TECHNOLOGY (RQQL) FOR AVIATION GAS TURBINE ENGINE WORKING ON LIQUID NATURAL GAS

© 2002 A. A. Inozemtsev, V. V. Tokarev

Corporation «Aircraft Engine», Perm

The paper reports some results of Research and Development Department of the Joint-Stock Company «Aviadvigatel» (the city of Perm) as to the mastering of *RQQL* low-emission burning (Rich Burn-Quick Quench-Lean Burn) as applied to the gas turbine engine PS-90A combustion chamber. Data on NO_x and CO emission for combustion chambers operating on aviation kerosene and liquid natural gas are presented. It is noted, in particular, that using *RQQL* burning technology makes it possible to obtain 4- or 5-fold NO_x emission decrease as compared to the existing PS-90A combustion chamber. The paper also notes some problems concerning reliable start and steady burning in the *RQQL*-type combustion chamber when using natural gas as fuel.

ТЕХНОЛОГИЯ МАЛОЭМИССИОННОГО ГОРЕНИЯ RQQL КАК НАПРАВЛЕНИЕ В ДОСТИЖЕНИИ ВЫСОКОЙ НАДЕЖНОСТИ СТАЦИОНАРНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2002 А. А. Иноземцев, В. В. Токарев

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Рассматривается применение технологии малоэмиссионного горения «богатое» горение – резкое разбавление – «бедное» горение для решения функциональных проблем, свойственных двигателям с камерами с горением «бедных» предварительно перемешанных топливовоздушных смесей. Показано, что при $NO_x = 150 \dots 100$ мг/нм³ технология RQQL предпочтительнее, чем технология горения «бедных» предварительно перемешанных смесей.

1. Введение

Современный газотурбинный двигатель (ГТД) является сложным и ответственным техническим продуктом, который должен соответствовать большому перечню требований, входящих в параметрические, ресурсные и эксплуатационные показатели.

Снижение норм на эмиссии NO_x и CO обусловило разработку и применение в стационарных ГТД принципиально новых технологий организации горения и, соответственно, конструкций камер сгорания, осуществляющих эти технологии, и систем автоматического управления (САУ) малоэмиссионным горением в системе «камера сгорания – двигатель».

Новые технологии организации горения уменьшили на порядок эмиссию наиболее токсичного загрязнителя окружающей среды – окислов азота. Такое радикальное уменьшение концентрации NO_x стало возможным в результате организации горения «бедных» предварительно перемешанных топливовоздушных смесей с температурой пламени 1 800...1 900 К (температура погасания пламени – 1 550 К).

Низкие уровни эмиссии NO_x и CO требуют поддержания однородного состава смеси в зоне горения и строгого его контроля. Это – новая технология для конструкторов камер сгорания, что требует большого объема НИОКР. Обеспечить в зоне горения условия, необходимые для предотвращения образования высоких концентраций NO_x и CO при одновременном сохранении рабочих харак-

теристик ГТД, можно, используя стадийную подачу воздуха в камерах с изменяемой геометрией, а также стадийную подачу топлива в продольном или радиальном направлениях. Конструкции камер сгорания и процесс горения в них стали чрезвычайно рискованными, что отрицательно сказывается на надежности ГТД. В работе [1] дается обширный перечень новых проблем, которые характерны для ГТД с малоэмиссионной камерой сгорания (МЭКС). С описанием проблем «бедного» горения в малоэмиссионных камерах сгорания различных конструкций на стадии опытной доводки можно ознакомиться в публикациях их разработчиков [2, 3]. О ресурсных и эксплуатационных проблемах ГТД с МЭКС сообщается в зарубежных публикациях. Однако отсутствуют публикации о характере работы ГТД с малоэмиссионными камерами сгорания в составе ГПА на трассах Газпрома ($t_n = -50 \dots +40$ °С). Эта информация позволила бы определить конструкцию камеры, которая в наилучшей форме организует горение «бедной» предварительно перемешанной топливовоздушной смеси.

2. Обзор проблем малоэмиссионных камер сгорания

Основными проблемами ГТД, согласно многочисленным публикациям, являются «проскок» пламени и вибрационное горение. Спектр частот пульсаций давления воздуха широк: $f = 200 \dots 500$ Гц и 4 000...7 000 Гц. Сложная система регулирования обуславливает сбой в работе автоматики на переходных режимах, т. е. во время включения (выключе-

чения) групп горелок. Проблемой эксплуатации является неустойчивая работа ГТД с МЭКС при низких температурах воздуха.

Новые проблемы малоэмиссионной камеры сгорания придают первостепенную значимость работам по обеспечению высокой надежности ГТД в течение всего ресурса, который определяется в 25 000 часов и более. Надежность функционирования системы «камера сгорания - двигатель» в условиях обеспечения экологической совместимости ГТД с окружающей природной средой является новым условием в организации процесса горения. Проблему обеспечения надежности системы «камера сгорания – двигатель» необходимо решать, согласовывая с общим планом обеспечения технического уровня ГТД, поскольку цели и средства получения высокой надежности вступают в противоречие с задачей повышения других показателей технического совершенства ГТД.

Основным источником информации об уровне надежности обычно является статистика отказов в условиях широкой эксплуатации. Однако для конструктора МЭКС подобная информация о камере сгорания будет слишком запоздалой, поскольку конструкция уже выбрана. Поэтому крайне важно еще в ходе проектирования и доводки новой камеры сгорания (МЭКС) разработать стратегию по обеспечению ее будущей надежности в эксплуатации. Высокая надежность ГТД с низкой эмиссией NO_x и CO должны сочетаться с низкой себестоимостью изготовления ГТД, низкими стоимостными и временными затратами на обслуживание ГТД в эксплуатации.

3. Выбор технологии малоэмиссионного горения для ГТД ОАО «Авиадвигатель»

Основным потребителем стационарных ГТД в России является РАО «Газпром», использующий их для привода газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Основной парк ГТД имеет $\eta_e = 25...30\%$ и большие концентрации NO_x и CO . Снижение концентрации NO_x на всех ГПА до уровня 150 мг/нм^3 в сочетании с увеличением η_e ГТД до $34...38\%$, уменьшающим количество сжигаемого топ-

лива, значительно уменьшит валовый выброс NO_x .

В ОАО «Авиадвигатель» осуществляется концепция поэтапного уменьшения эмиссии NO_x по мере всесторонней проверки надежности работы ГТД с малоэмиссионной камерой сгорания. На первом этапе выполняется требование ГОСТ 28775-90 на эмиссию $NO_x \leq 150 \text{ мг/нм}^3$. Проведя эксплуатационную проверку двигателя с МЭКС ($NO_x = 150 \text{ мг/нм}^3$) и НИОКР по усовершенствованию камеры сгорания, приступают к поэтапному уменьшению эмиссии NO_x до 100 и 80 мг/нм^3 . Такая концепция усовершенствования (развития) малоэмиссионной камеры сгорания, базирующаяся на проверенных в ходе промышленной эксплуатации и НИОКР материалах, является основой построения работ по обеспечению высокой надежности ГТД с малоэмиссионной камерой сгорания. Поэтапное усовершенствование малоэмиссионного горения, когда концентрация NO_x этапами уменьшается с 150 до 100 и 80 мг/нм^3 , позволит избежать возникновения в эксплуатации критических ситуаций в работоспособности ГТД.

Концепции поэтапного усовершенствования камеры сгорания в наибольшей степени с позиций надежности ГТД соответствует технология малоэмиссионного горения: «богатое» горение – резкое разбавление – «бедное» горение ($RQQL$).

Технология малоэмиссионного горения $RQQL$ формирует в камере сгорания три последовательно расположенных зоны горения. В первой зоне формируется горение «богатой» топливовоздушной смеси ($\alpha = 0,6...0,8$). Во второй зоне горения продукты неполного сгорания топлива из «богатой» зоны интенсивно смешиваются с большим количеством воздуха (зона резкого разбавления). Смешение продуктов неполного сгорания из «богатой» зоны с «холодным» воздухом понижает температуру и увеличивает коэффициент избытка воздуха в смеси, поступающей в зону «бедного» горения. В третьей зоне камеры происходит горение «бедной» топливовоздушной смеси ($\alpha = 2,2...3,0$), образовавшейся на выходе из зоны резкого разбавления.

Концентрация окислов азота в «богатой» зоне ограничивается недостатком кислорода и низкой температурой горения. Наблюдается уменьшение NO_x в результате действия радикалов несгоревших углеводородов. В зоне «бедного» горения концентрация NO_x ограничивается температурой смеси и временем пребывания. Основным источником образования NO_x – зона резкого разбавления, в которой возможно образование стехиометрических зон горения. Управление процессом смешения струй воздуха с продуктами сгорания позволяет изменить концентрацию NO_x . На рис. 1 показано влияние способа подачи струй воздуха на концентрацию NO_x и CO .

Ключевыми процессами технологии $RQQL$, определяющими минимальный уровень эмиссии NO_x , являются внутрикамерная аэродинамика и химические процессы, протекающие в «богатой» и «бедной» зонах горения.

На рис. 2 показаны уровни эмиссий NO_x и CO , достигнутые в экспериментальной камере сгорания для ГТУ-12П и ГТУ-16П. Показанные на графике концентрации NO_x и CO получены в камере сгорания с одним топлив-

ным коллектором (дозатором САУ) и без перепуска воздуха из камеры сгорания для управления горением в ней. Ведутся работы по уменьшению эмиссии NO_x в диапазоне $\alpha = 3,4 \dots 2,8$ до значения 40 ppm.

4. Характеристики ПС-90ГП1 с технологией горения $RQQL$

В ГТД с $\pi_x \leq 20$ при условии гарантированного уровня $NO_x = 80$ или 100 мг/нм^3 , технология $RQQL$ является целесообразной альтернативой технологии горения «бедной» предварительно перемешанной топливно-воздушной смеси. Камеры сгорания $RQQL$ обладают превосходными эксплуатационными качествами, решая все проблемы камер сгорания с «бедным» горением [3]. Камера сгорания $RQQL$ не имеет проблем с «проскоком пламени» и самовоспламенением топлива в смесительном модуле, что возможно в камере с предварительным смешением. Конструкция камеры сгорания и система автоматического управления рабочим процессом в камере сгорания просты. В камере сгорания отсутствует сложный процесс регулирования геометрии. Число форсунок равно числу жаровых труб. Применяется один топливный

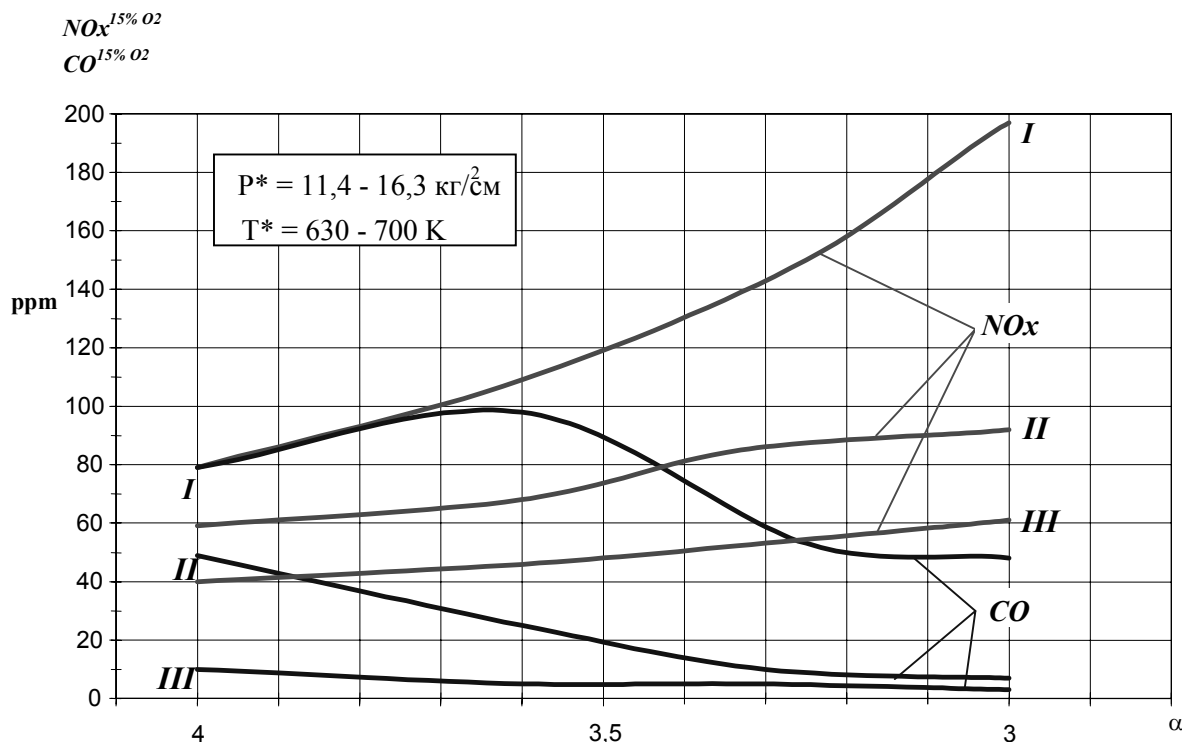


Рис. 1. Влияние смешения в зоне резкого разбавления на эмиссию NO_x

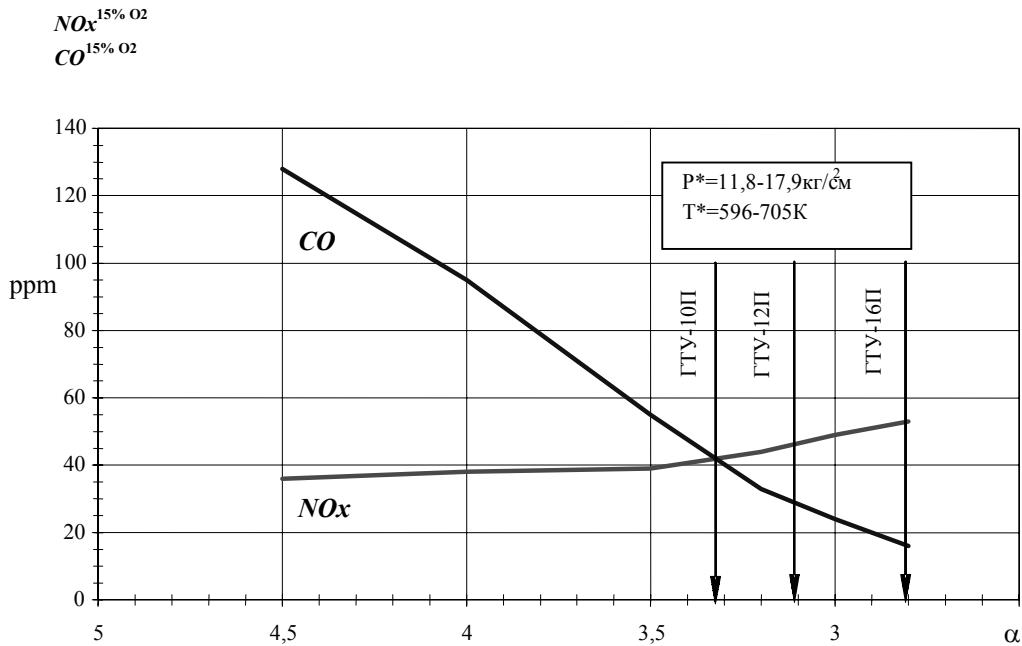


Рис. 2. Изменение концентрации NO_x и CO по коэффициенту избытка воздуха в камере

коллектор для подвода топлива к форсункам и один дозатор в САУ. Такая камера сгорания не требует настройки режима горения в эксплуатации. Для работы камеры сгорания на дроссельных режимах мощности не требуется перепуска воздуха из компрессора или камеры сгорания или регулирования компрессора, а это означает, что коэффициент полезного действия ГТД не ухудшается.

Камера сгорания *RQQL* не увеличивает стоимость производства ГТД, как это происходит в случае с камерами с горением «бедных» топливовоздушных смесей [3]. Простые конструкции камеры сгорания и САУ обеспечивают низкие затраты на техническое обслуживание ГТД в эксплуатации.

Первым промышленным ГТУ ОАО «Авиадвигатель» для Газпрома стал ПС-90ГП1 (ГТУ-12), прошедший МВИ в 1995 году. Его экологическая концепция была основана на умеренном использовании неапробированных технических решений для выполнения требований надежности за ресурс 25 000 часов и экологии при минимальных затратах на изготовление и эксплуатацию двигателя. Эмиссия NO_x и CO первых ГТУ-12П составила, соответственно, 125 мг/нм³ и 15 мг/нм³ (15 % O_2). Обеспечение надежности системы «камера сгорания – двигатель» с $NO_x = 150$ мг/нм³ в целях создания первых

камер сгорания ГТУ-12П стояло на первом месте перед требованиями экологии.

После получения информации о надежности ГТУ с первыми камерами сгорания *RQQL* приступили к поэтапному применению в камерах усовершенствований, уменьшающих эмиссию NO_x (рис. 3).

Экспериментальные стендовые испытания ГТУ-12П и их эксплуатация показали полную устойчивость горения во всем диапазоне изменения параметров двигателя. Не зафиксированы режимы вибрационного горения при стендовых испытаниях с измерением пульсаций давления газа в камере, а также работой камеры сгорания при эксплуатации в составе ГПА. На 30 апреля 2002 года в эксплуатации находятся 15 ГТУ 12П с наработкой от 2 500 до 27 500 часов с общей наработкой 140 000 часов. На деталях камеры сгорания отсутствуют повреждения, характерные для вибрационного горения. Тепловое состояние жаровых труб (сплав ВХ-4А) соответствует ресурсу двигателя. В жаровых трубах при температуре стенок не более 850 °С отсутствуют повреждения в виде короблений стенок, прогаров и т. д. Стабильное температурное поле на выходе из камеры сгорания с параметрами $\Theta_{pad} \leq 1,10$ и $\Theta_{max} = 1,35$ обеспечило ресурс лопаточной части турбины.

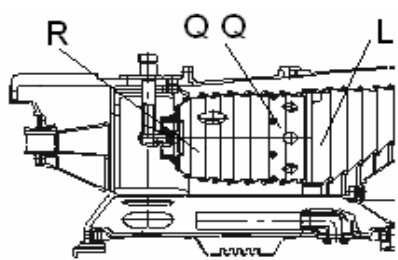
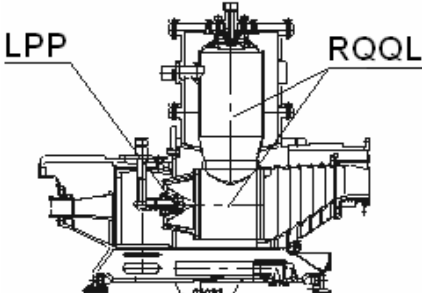
Эмиссия	Технология горения	Конфигурация камеры сгорания
$NO_x = 60 \dots 40 \text{ ppm}$ $CO < 30 \text{ ppm}$	Камера сгорания с трехстадийной технологией горения: «богатое» горение – резкое разбавление – «бедное» горение (RQQL)	
$NO_x < 40 \text{ ppm}$ $CO < 50 \text{ ppm}$	Комбинированное горение: «богатое» горение – резкое разбавление – «бедное» горение, переходящее в «бедное» горение предварительно перемешанной смеси (RQQL+LP)	

Рис. 3. Направления развития технологии малоэмиссионного горения для ГТД ОАО «Авиадвигатель»

Камера сгорания RQQL ГТУ-12П устойчиво разжигается в проверенном диапазоне атмосферных температур от -35 до $+30$ °С.

Проблемой камеры сгорания с технологией RQQL является возможность наличия большого количества углерода в выхлопных газах. В очень «богатых» смесях в процессе термического разложения природного газа в отсутствие окислителя образуется значительное количество углерода в твердой фазе.

В процессе доводочных работ в некоторых вариантах камер наблюдались значительные отложения углерода на стенках жаровой трубы в «богатой» зоне горения высотой до $10 \dots 12$ мм. Надежность работы ГТД требует исключения отложений углерода на стенках камеры, а соответствие экологическим нормам – незначительную концентрацию его в выхлопных газах, обеспечивающую «прозрачность» выхлопной струи. Камеры сгорания, применяемые в ГТД ОАО «Авиадвигатель», не имеют отложений углерода на стенках жаровых труб. Выхлоп из двигателя – «прозрачный».

При конструировании камеры сгорания с технологией RQQL требуется обеспечить выполнение противоречивых требований на эмиссию NO_x , CO , углерода, радиальную и окружную неравномерности температуры газа на выходе из камеры и т. д. Компромисс

в удовлетворении перечисленным характеристикам достигается в значительной степени конструкцией смесительного модуля в зоне резкого разбавления. Проблема компромисса в характеристиках камеры сгорания успешно решена в камерах сгорания ГТД ОАО «Авиадвигатель».

Эксплуатация с 1995 года ГТУ-12П показала высокую надежность работы системы «Камера сгорания – Двигатель», которая обеспечила наработку 27 500 часов лидерного ГТУ-12П и 7 000...19 170 часов десяти двигателей.

Камера сгорания ГТУ-12П является унифицированной камерой сгорания для ГТУ-10П ($N_e = 10$ МВт) и ГТУ-16П ($N_e = 16$ МВт).

Технология RQQL применена в камере сгорания ГТУ-4П ($\pi_k = 7,3$, $T_T = 1124$ К), обеспечив устойчивые значения эмиссий $NO_x = 50$ мг/нм³ и $CO = 50$ мг/нм³ при 15 % O_2 , что зафиксировано экологическим сертификатом соответствия ГОСТу 29328-92.

Направления развития технологий малоэмиссионного горения для газотурбинных двигателей, создаваемых в ОАО «Авиадвигатель», показаны на рис. 3. Первое направление – это технология «богатое» горение – резкое разбавление – «бедное» горение – предназначается для достижения уровня

$NO_x = 60 \dots 40$ ppm в двигателях с $\pi_k \leq 20$. Для более низких уровней эмиссии NO_x и двигателей с $\pi_k > 20$ предназначено комбинированное горение, сочетающее в себе две технологии. Процесс горения в камере начинается в режиме *RQQL* с выходом на режим $0,85 N_e$. Далее по мощности режим горения переводится в горение предварительно перемешанной «бедной» топливовоздушной смеси (LP). «Богатая» зона *RQQL* используется для образования пилотного пламени. Комбинированная технология горения, состоящая из технологии *RQQL* и переходящей в горение «бедной» смеси (LP), позволяет снизить эмиссию NO_x до 35 ppm. Для управления процессом комбинированного горения требуется один топливный дозатор в САУ и распределительный кран для двух коллекторов камеры сгорания.

Комбинированное горение и конструкция камеры сгорания развивают концепцию поэтапного усовершенствования с позиций обеспечения высокой надежности стационарных ГТД, создаваемых в ОАО «Авиадвигатель».

Список литературы

1. Романов В. И., Равич А. В. и др. Совершенствование экологических характеристик ГТД НПП «Машпроект» // Известия Академии инженерных наук Украины. Вып. № 1, 1999.
2. Вестник СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып. № 2, 3. Самара, 1999- 2000.
3. Фармер Р. Альтернативные решения по «сухой» малоэмиссионной камере сгорания с низким NO_x для ГТУ, разработанных на базе авиационных двигателей, и для малых ГТУ // «Gas Turbine World», июль-август 1994. С. 37.

RQQL LOW EMISSION COMBUSTION PROCESS AS A WAY OF ACHIEVING HIGH RELIABILITY OF STATIONARY GAS TURBINE ENGINE

© 2002 A. A. Inozemtsev, V. V. Tokarev

Corporation «Aircraft Engine», Perm

The article covers the process of low emission combustion “Rich Burn - Quick Quench - Lean Burn” that is applied to settle functional problems typical for engines equipped with combustors with lean premixed fuel/air mixtures. The article shows that *RQQL* process with $NO_x = 150 \dots 100$ mg/nm³ is more preferable compared to the process of lean premixed fuel/air mixtures burning.

УДК 621.438.57.4

РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ СМЕШЕНИЕМ ТОПЛИВА

© 2002 Р. С. Кашапов, Д. А. Максимов, Д. В. Скиба, С. В. Куликов, М. Н. Баштанников

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрена проблема выбора оптимальных параметров смесителя горелочного устройства камеры сгорания с предварительной подготовкой топливовоздушной смеси с учетом требований к обеспечению нормативных уровней выбросов оксидов азота и к амплитуде пульсаций давления в камере сгорания на основе разработанной динамической модели рабочего процесса в камере сгорания данного типа. Обсуждается применение данного подхода к созданию низкоэмиссионной камеры сгорания газоперекачивающего агрегата ГТК-10И (Flame 3).

В последнее десятилетие были введены новые нормативные требования к уровню выбросов вредных веществ наземными газотурбинными установками (ГТУ). Самое существенное ограничение касается уровня выбросов оксидов азота, который не должен превышать 50 мг/нм^3 при $15\% \text{ O}_2$. Применение концепции предварительной подготовки топливовоздушной смеси позволяет снизить эмиссию оксидов азота до уровня, требуемого нормативными документами. Однако при этом возникает проблема обеспечения устойчивости камеры сгорания к пульсациям давления, возникающим вследствие случайных турбулентных возмущений или из-за изменения режима работы камеры сгорания.

Ведущие зарубежные фирмы, такие как Rolls-Royce, ABB, Siemens, решают данную проблему либо за счет системы управления, поддерживающей постоянное соотношение между расходами воздуха и топлива, поступающими в камеру сгорания, либо используя системы подавления колебаний давления, включающих в себя исполнительные механизмы, содержащие подвижные части в топливном и воздушном трактах камеры сгорания. Применение первого метода уменьшает КПД ГТУ, а использование систем подавления колебаний значительно увеличивает стоимость камеры сгорания. Кроме того, применение подвижных частей, работающих с высокой частотой, снижает надежность камеры сгорания. Поэтому более перспективным путем решения данной проблемы является применение систем пассивного подавления автоколебаний, то есть при создании камер сго-

рания данного типа более предпочтительным является применение пассивных систем подавления колебаний давления, в которых не предполагается высокочастотного управления работой камеры сгорания.

Проблемы устойчивости горения, и в частности проблема создания пассивной системы подавления автоколебаний, ранее подробно исследовались для камер сгорания жидкостных реактивных двигателей и для форсажных камер газотурбинных двигателей. Однако выработанные в данных конструкциях технические решения не учитывают специфики рабочего процесса камер сгорания с предварительным смешением топлива. Действительно, уменьшение времени запаздывания, являющегося также временем смешения, приводит к росту выбросов оксидов азота. Применение систем шумоглушения, например резонаторов Гельмгольца, сдерживается их однорежимностью.

Поэтому для успешного применения методов пассивного подавления колебаний необходима оптимизация конструкции камеры сгорания с учетом ограничений, накладываемых уровнем эмиссии вредных веществ и ограничением на потери давления в камерах сгорания данного типа. Для решения такой задачи необходимо создание математической модели камеры сгорания, учитывающей ее акустические характеристики.

Ранее выполненные экспериментальные исследования показывают, что амплитуда колебаний в камере сгорания не зависит от предыстории процесса, а частота колебаний не зависит от времени, что позволяет

классифицировать данный тип колебаний как автоколебания. Анализ результатов экспериментов также показал, что в рассматриваемой камере сгорания наблюдаются термоакустические колебания, поскольку в ходе проведенных экспериментов было установлено, что [1]:

1) частота колебаний давления обратно пропорциональна длине камеры сгорания и равна собственной частоте колебаний давления в камере;

2) при увеличении среднemasсовой скорости в ГУ происходит переход частоты колебаний с одной собственной частоты колебаний давления в камере сгорания на другую собственную частоту;

3) амплитуда пульсаций давления имеет периодическую зависимость от времени смешения.

Поэтому на основе результатов экспериментальных исследований можно сделать

вывод, что при создании динамической модели камеры сгорания необходимо учитывать сжимаемость и нестационарность течения в жаровой трубе, смесителе и в топливной магистрали.

Динамическое поведение камеры сгорания удобно рассматривать как взаимодействие между ее подсистемами. В данном исследовании математическая модель камеры сгорания была представлена в виде совокупности моделей смесителя и связанных с ним воздухо- и топливопроводов; фронта пламени, стабилизирующегося на срезе горелочного устройства; первичной зоны, в которой происходит догорание топлива; вторичной зоны, в которой продукты сгорания смешиваются с разбавляющим воздухом, и соплового аппарата турбины (рис. 1).

Рассматривая камеру сгорания как автоколебательную систему общего вида (рис. 2), необходимо отметить, что источни-

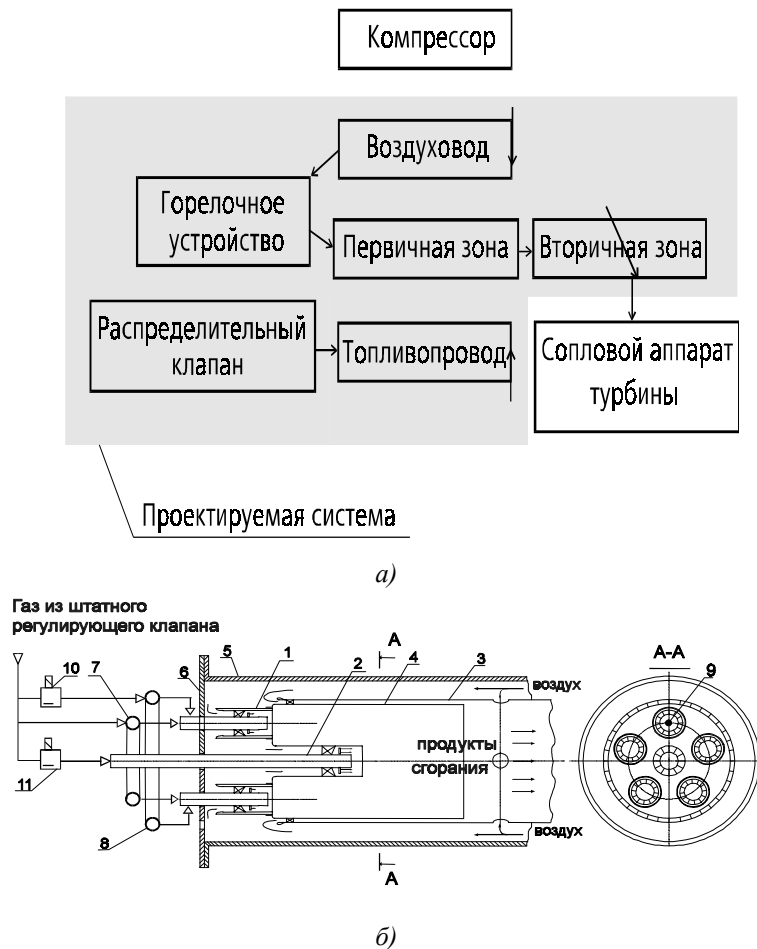


Рис. 1. Схема камеры сгорания с предварительным смешением топлива:

- а) общая схема камер сгорания данного типа; б) конструкция камеры сгорания газотурбинной установки ГТК-10И, где: 1 - периферийное горелочное устройство, 2 - центральное горелочное устройство, 3 - жаровая труба, 4 - экран, 5 - корпус, 6 - крышка, 7 - коллектор первого контура, 8 - коллектор второго контура, 9 - свеча, 10, 11 - клапаны

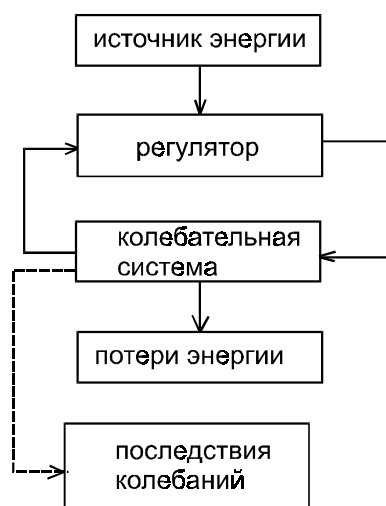


Рис. 2. Схема автоколебательного процесса

ком энергии автоколебательной системы служит энергия топлива, выделяющаяся при его окислении. При этом регулятором поступления энергии в колебательный контур служит фронт пламени. Действительно, при изменении концентрации топлива на фронте пламени происходит генерация волн давления, которые, в свою очередь, приводят к изменению концентрации топлива. Отклонение эмиссии оксидов азота от результатов расчета по классической модели образования оксидов азота с учетом турбулентных пульсаций концентрации топлива является следствием возникающего автоколебательного процесса.

С практической точки зрения задача теоретического определения асимптотической (предельной) амплитуды колебаний давления в случае неустойчивого режима горения не имеет существенного значения. В большинстве известных случаев ограничения на уровень колебаний и случайные возмущения в камере сгорания существенно меньше предельных амплитуд пульсаций давления и зачастую лежат в диапазоне применимости линейного приближения для описания возбуждаемых пульсаций давления. Для оценки применимости линейного приближения к определению границ устойчивой работы камеры сгорания необходимо рассмотреть зависимости генерации колебательной энергии фронтом пламени и ее диссипации в элементах камеры сгорания от амплитуды пульсаций давления.

Такие зависимости, в частности, были получены в работах Зина [2] и Антонова [3]. Согласно данным этих работ, генерация колебательной энергии от фронта пламени может определяться на основании линейной модели камеры сгорания до амплитуд пульсаций давления, не превышающих 0,6 % от полного давления в камере сгорания. Линейная модель для описания диссипации энергии применима в случае, если амплитуда пульсаций давления менее 15 % от полного давления, в то время как ограничения, предъявляемые к камерам сгорания данного типа, составляют не более 0,5 % от полного давления в камере.

В случае применимости линейной модели камеры сгорания для описания процесса разгона автоколебаний связь между математическими моделями элементов камеры сгорания может быть установлена на основе линеаризации одномерных уравнений Эйлера, в которой в качестве искомым переменных выбраны инварианты Римана

$$(J_+ = \frac{2 \cdot a}{(k-1)+u}, J_- = \frac{2 \cdot a}{(k-1)-u}), \text{ энтропия}$$

$$(s) \text{ и концентрация топлива } (z = \frac{1}{1 + \alpha \cdot L_0})$$

[4, 5]:

$$\frac{\partial J'_\pm}{\partial \tau} + (u \pm a) \frac{\partial J'_\pm}{\partial x} = 0, \frac{\partial s'}{\partial \tau} + u \frac{\partial s'}{\partial x} = 0, \frac{\partial z'}{\partial \tau} + u \frac{\partial z'}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

Учет особенностей камер сгорания данного типа, связанных с большими длинами жаровых труб, позволяет уменьшить количество параметров, связывающих математические модели элементов камеры сгорания. Действительно, большая длина жаровой трубы, малая скорость потока в ней и высокая интенсивность турбулентности в закрученном потоке подавляют влияние пульсаций энтропии, генерируемых на фронте пламени, на динамические характеристики соплового аппарата, что, в конечном итоге, позволяет пренебречь пульсациями энтропии при рассмотрении взаимодействия между элементами камеры сгорания и использовать для связи элементов только пульсации инвариантов Римана и пульсации концентрации топлива.

При рассмотрении динамического поведения камеры сгорания необходимо ограничить расчетную область. В камерах сгорания данного типа существуют элементы, ограничивающие поступление пульсаций давления, возникающих извне: это большой объем на входе в камеру сгорания, критическое сечение в регуляторе расхода топлива, а также критическое сечение в сопловом аппарате турбины.

Наибольшие трудности при создании модели камеры сгорания вызывает создание алгоритма расчета взаимодействия между топливной магистралью и смесителем горелочного устройства. Однако расчет этого взаимодействия можно упростить, если учесть, что расход топливного газа из пилонов намного меньше расхода воздуха. Данный факт позволяет предположить, что пульсации расхода топлива не оказывают существенного влияния на давление и расход воздуха в смесителе горелочного устройства, вследствие чего пульсации давления в смесителе горелочного устройства могут рассматриваться в качестве внешнего воздействия по отношению к топливной магистрали. Таким образом, динамическая характеристика топливной магистрали будет определяться ее импедансом, определяющим отклик на пульсацию давления в смесителе в виде пульсации расхода топлива.

Блок-схема КС для анализа механизма обратной связи автоколебаний, обусловленных пульсациями концентрации топлива (рис. 3), показывает, что для проведения такого анализа необходимо определить:

- передаточные функции системы подвода воздуха и соплового аппарата турбины;

- импеданс топливной системы;
- зависимость между пульсациями концентрации топлива в сечении его подачи и пульсациями концентрации топлива на фронте пламени;
- отклик фронта пламени на пульсации концентрации топлива и пульсации инвариантов Римана.

Для расчета передаточной функции системы подвода воздуха использовалось решение уравнений Навье-Стокса. Расчет передаточной функции состоял из двух этапов. В ходе первого этапа расчета обеспечивалось установление стационарного режима течения в системе подачи воздуха. В качестве граничных условий на входе в систему подачи воздуха задавались заторможенное давление и температура, а на выходе – статическое давление. После установления стационарного режима на втором этапе расчета на входе задавались граничные условия течения из бесконечного объема, моделирующие течение воздуха из-за ВНА компрессора, а на выходе задавалось переменное статическое давление с заданной частотой и амплитудой колебаний. На втором этапе определялась зависимость расхода воздуха от времени. По известным зависимостям статического давления и расхода на выходе из системы подачи воздуха определялись пульсации инвариантов Римана, а по ним - передаточная функция.

Для примера была рассчитана зависимость передаточной функции системы подачи воздуха от расстояния горелочного устройства до поворота потока на 180° (L_1) и длины горелочного устройства (L_2) для камеры сгорания с противоточной системой подачи воздуха. Результаты расчетов (рис. 4) указыва-

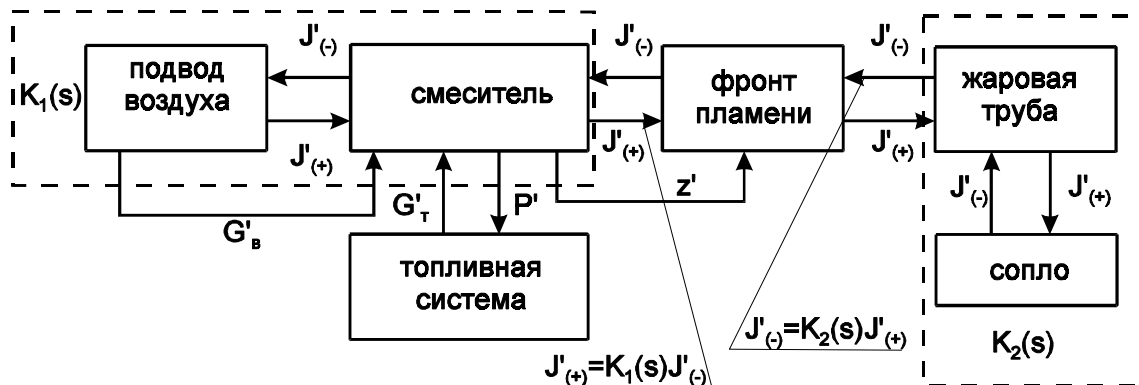


Рис. 3. Блок-схема динамической модели камеры сгорания

ют на один из методов организации пассивного подавления автоколебаний. Действительно, диссипацию энергии в системе подвода воздуха можно оценить по передаточной функции на основе соотношения [5]

$$D = \frac{1 - |K(\omega)|^2}{4 \cdot \rho \cdot a} (J'_-)^2 \quad (2)$$

Из этого соотношения видно, что максимальная диссипация энергии будет наблюдаться в точках с минимальным значением модуля передаточной функции. Таким образом, результаты расчетов показали, что максимум диссипации определяется следующими соотношениями между частотой и геометрическими размерами камеры сгорания:

$$\frac{f \cdot L_2}{a} = \frac{1}{4}, \frac{3}{4}, \dots, \frac{2 \cdot f \cdot (L_1 + L_2)}{a} = \frac{1}{4}, \frac{3}{4}, \dots \quad (3)$$

Данный результат позволяет использовать систему подачи воздуха в качестве системы пассивного подавления колебаний в камере сгорания.

Для определения передаточной функции СА может применяться методика, аналогичная методике, примененной для расчета передаточной функции системы подачи воздуха. Однако для упрощения расчета может использоваться методика, основанная на модели распада произвольного разрыва на скачке сечения, позволяющая определить коэффициент отражения волн давления в виде

$$K_{CA} = \frac{1 - \frac{k-1}{2} \cdot M}{1 + \frac{k-1}{2} \cdot M} \quad (4)$$

где M - число Маха в КС, k - постоянная адиабаты, K_{CA} - коэффициент отражения волн давления. Применимость упрощенной методики связана с низкими частотами колебаний, возбуждаемых в КС, а также с малой длиной хорды СА.

Рассматривая методику расчета передаточной функции между пульсациями концентрации топлива в сечении его подачи и пуль-

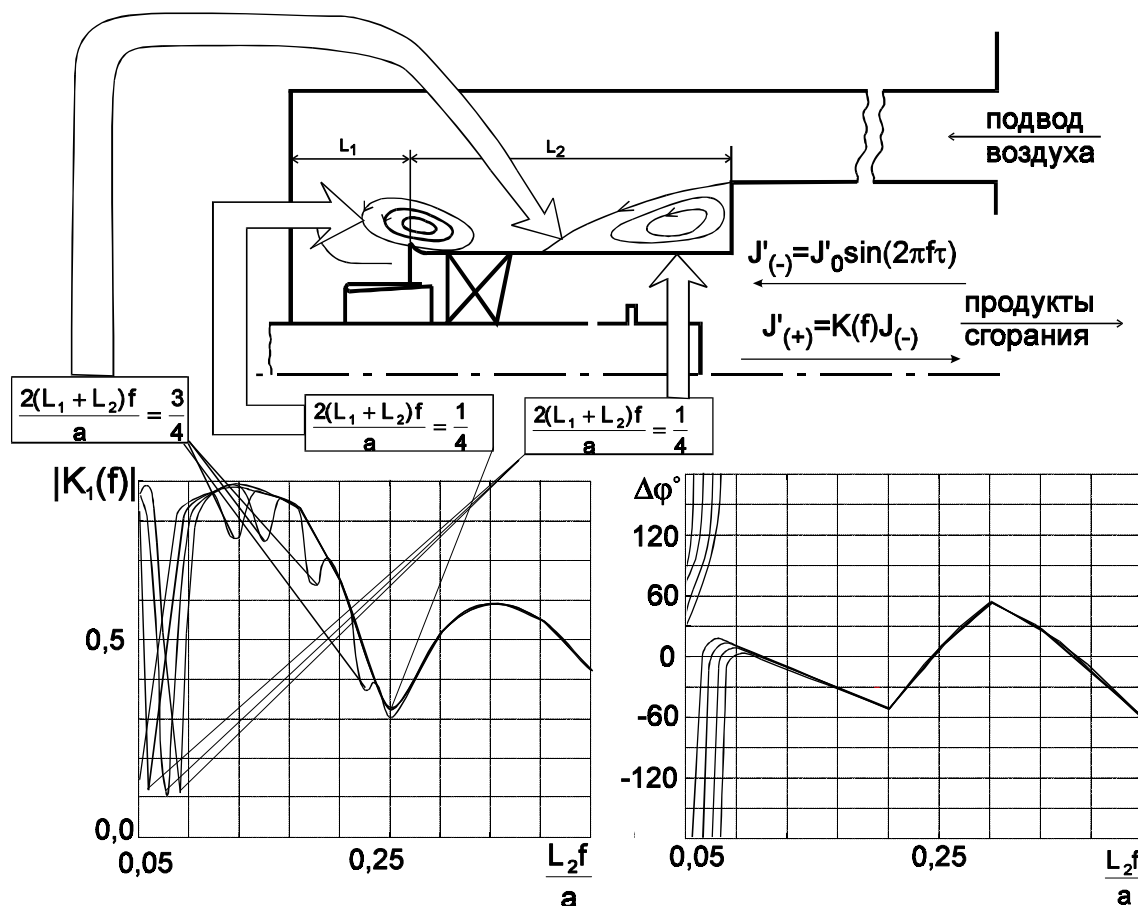


Рис. 4. Результаты расчета передаточной функции системы подвода воздуха

сациями концентрации топлива на фронте пламени, следует подчеркнуть, что большие времена смещения и интенсификация турбулентной диффузии в смесителе горелочного устройства требует учитывать диффузию. Учет этого эффекта может быть осуществлен на основе линеаризованного уравнения для пульсаций концентрации топлива, имеющих детерминированную природу:

$$\rho \cdot \frac{\partial z'}{\partial \tau} + \rho \cdot u \cdot \frac{\partial z'}{\partial x} - \rho \cdot D_t \cdot \frac{\partial^2 z'}{\partial x^2} = 0, \quad (5)$$

с граничными условиями

$$z' \Big|_{x=\text{точка подачи}} = z'_0 \cdot \exp(i \cdot \omega \cdot \tau), \quad z' \Big|_{x=+\infty} = 0. \quad (6)$$

Поставленная краевая задача имеет решение

$$z'(x) = z'_0 \cdot \exp \left(- \left(\sqrt{1 + \frac{4 \cdot i \cdot \omega \cdot D_t}{u^2}} - 1 \right) \cdot \frac{\bar{u} \cdot x}{2 \cdot D_t} + i \cdot \omega \cdot t \right) \quad (7)$$

Для описания в линейном приближении отклика фронта пульсаций давления на пульсации концентрации топлива можно использовать модель фронта пламени, предложенную Раушенбахом [5]:

$$\begin{cases} P'_z = P'_x, \\ u'_z = u'_x = \rho \cdot u_x \cdot \frac{k-1}{k \cdot \bar{P}} \cdot \Delta H \cdot z'. \end{cases} \quad (8)$$

Поскольку возбуждающая амплитуда пульсаций давления или концентрации топлива носит случайный характер, то анализ полученной математической модели необходимо производить на основе определения декремента разгона колебаний в уравнении для колебательной энергии, которое имеет вид:

$$\frac{dE}{d\tau} = N_{\phi.n.} - D, \quad (9)$$

где E – колебательная энергия;

$$N_{\phi.n.} = P' \cdot (u'_z - u'_x) = \rho \cdot u_x \cdot \frac{k-1}{k \cdot \bar{P}} \Delta H \cdot z' \cdot P' -$$

мощность колебательной энергии, генерируемая фронтом пламени; D – диссипация энергии.

Качественный анализ полученной математической модели позволяет выявить основные причины склонности камер сгорания данного типа к автоколебаниям. Как было установлено ранее, колебательная энергия, генерируемая фронтом пламени, пропорциональна произведению амплитуд колебаний давления и концентрации топлива. Амплитуда пульсаций концентрации топлива, определяемая через передаточные функции пульсаций расходов воздуха и топлива, также пропорциональна пульсации давления. В свою очередь, диссипация колебательной энергии в линейном приближении пропорциональна колебательной энергии, накопленной в камере сгорания. Поэтому склонность камеры сгорания к автоколебательным режимам работы будет определяться отношением амплитуды пульсаций давления на фронте пламени к осредненной по объему среднеквадратичной амплитуде пульсаций давления. Ввиду большого раскрытия жаровой трубы (с целью предотвращения проскока фронта пламени внутрь горелочного устройства) фазовый угол между пульсациями давления, направленными в сторону системы подвода воздуха и выходящими из нее, близок к нулю (рис. 4.), что приводит к наличию максимума давления на срезе горелочного устройства, где и происходит стабилизация фронта пламени.

Таким образом, возбуждение колебаний обусловлено следующими свойствами камер сгорания данного типа:

- расположением максимума давления на срезе горелочного устройства, что приводит к максимально эффективному преобразованию пульсаций тепловыделения в колебательную энергию;

- наличием больших времен смещения, что приводит к потере устойчивости системы, обусловленной наличием времени запаздывания между пульсациями давления и пульсациями тепловыделения.

Вместе с тем, анализ полученного уравнения для пульсаций концентрации топлива показывает, что при заданном времени смещения с ростом частоты колебаний амплиту-

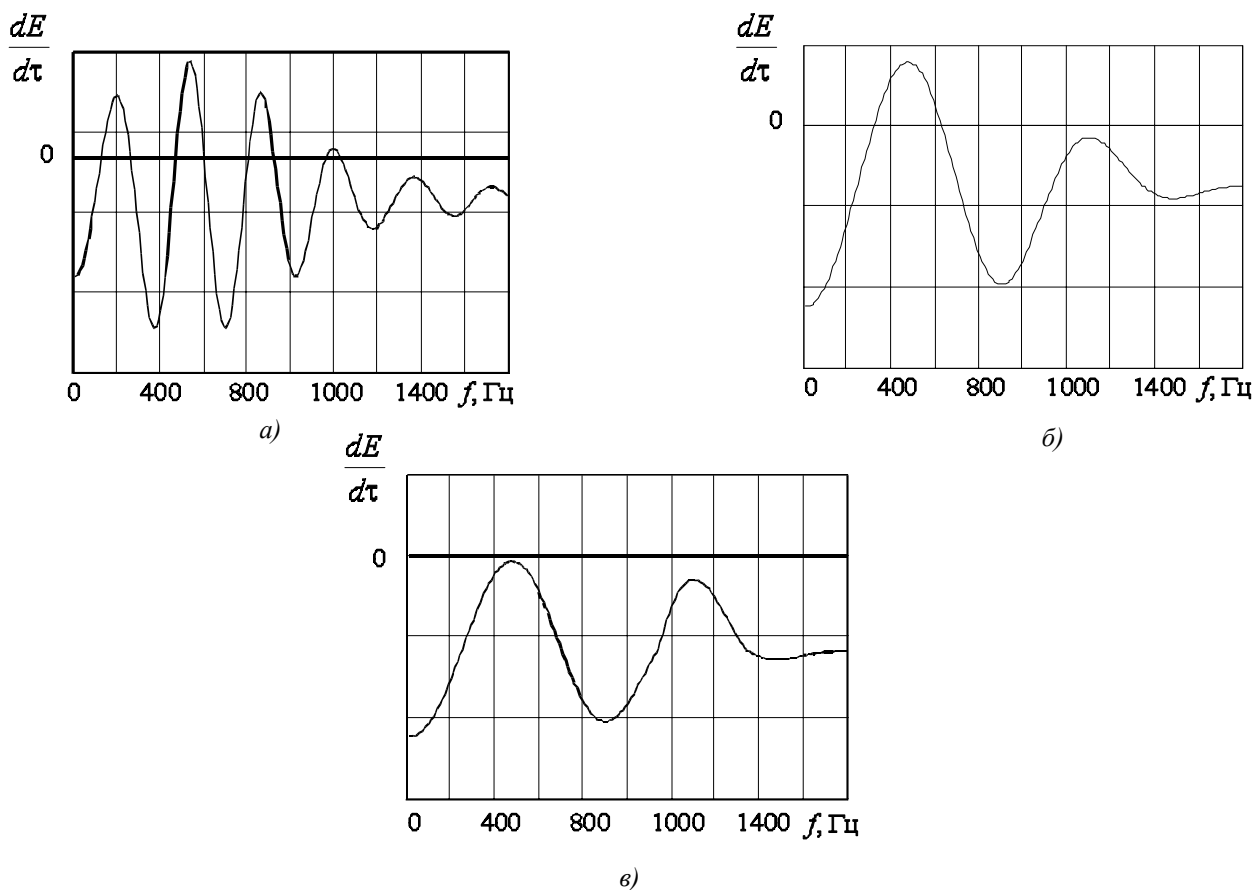


Рис. 5. Влияние подбора геометрических размеров смесителя горелочного устройства на производную колебательной энергии по времени:
 а) исходная конструкция; б) после выбора оптимального времени смещения;
 в) после выбора оптимальной длины горелочного устройства

да детерминированных пульсаций концентрации топлива уменьшается, что с учетом роста диссипации энергии при увеличении частоты колебаний позволяет объяснить низкочастотность колебаний давления в камере сгорания.

На основе построенной математической модели рассмотрим возможности обеспечения динамической устойчивости КС с предварительным смещением топлива на примере разработки модернизированной КС для газоперекачивающей установки ГТК-10И. Зависимость разности между генерацией и диссипацией колебательной энергии от частоты автоколебаний для исходной конструкции КС (рис. 5а) показывает, что существует ограниченный диапазон частот, при которых могут возбуждаться автоколебания, обусловленные пульсациями концентрации топлива. Первый этап оптимизации конструкции смесителя горелочного устройства заключался в выборе минимального време-

ни смещения, позволяющего обеспечить соблюдение нормативных ограничений на уровень эмиссии оксидов азота, что позволило сузить диапазон возбуждаемых частот автоколебаний (рис. 5б). В дальнейшем на основе выбора оптимальной геометрии системы подвода воздуха была подавлена вторая мода пульсаций давления (рис. 5в). Таким образом, в ходе проведенного исследования было установлено, что за счет оптимального выбора геометрических параметров смесителя горелочного устройства можно обеспечить устойчивость горелочного устройства к термоакустическим автоколебаниям, обусловленным пульсациями концентрации топлива.

Полученные результаты позволили разработать горелочные устройства для длин жаровых труб: $L_{\text{КС}} = 0,9; 1,7; 2,3; 4,5$ м. Результаты измерений (рис. 6) показывают, что разработанные горелочные устройства имеют широкий диапазон устойчивой низкоэмиссионной работы (уровень пульсаций давления

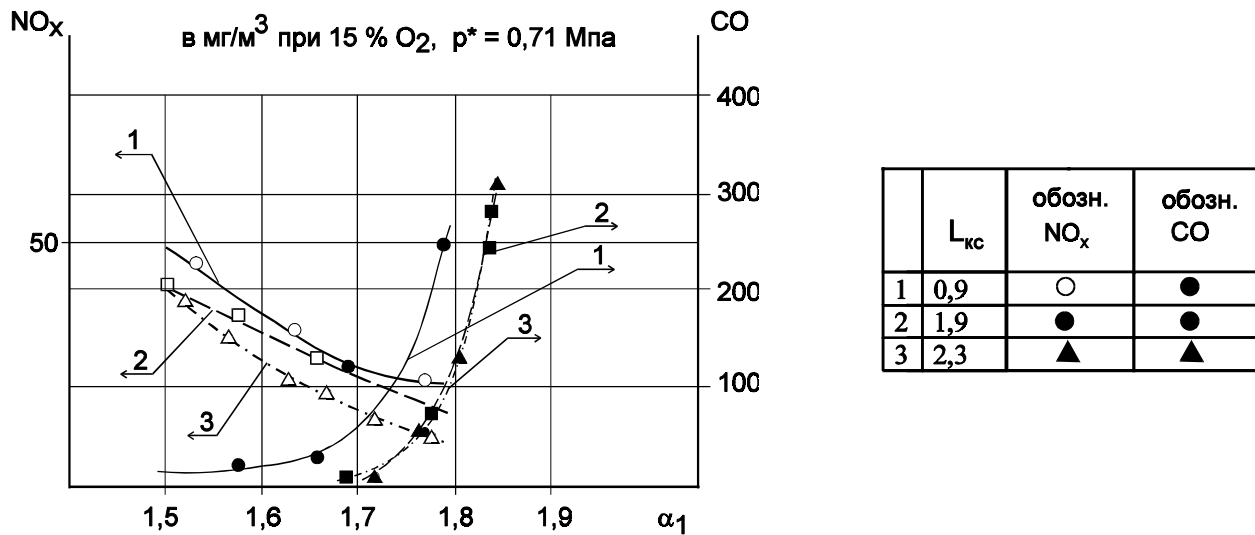


Рис. 6. Эмиссионные характеристики горелочных устройств для камер сгорания с различными длинами жаровых труб (L_{kc}), полученные для одnogорелочного отсека камеры сгорания при уровне пульсаций давления менее 0,5% от полного давления в камере сгорания

не более 0,5 %; выбросы вредных веществ ($C_{NO_x} \leq 50 \text{ мг/нм}^3$; $C_{CO} \leq 300 \text{ мг/нм}^3$) в следующем диапазоне режимных параметров: $P_{kc}^* = 0,5 \dots 0,7 \text{ МПа}$, $T_g^* = 523 \dots 723 \text{ К}$, $\alpha_1 = 1,5 \dots 1,8$, что доказывает применимость разработанной методики выбора геометрических размеров горелочных устройств. Этот вывод также подтверждается проведенными в Оренбурггазпроме натурными опытно-промышленными испытаниями модернизированной камеры сгорания газоперекачивающего агрегата ГТК-10И.

Список литературы

1. Кашапов Р. С., Максимов Д. А., Скиба Д. В., Куликов С. В., Баштаников М. Н. Исследование автоколебаний давления в ка-

мере сгорания с предварительным смешением топлива // Газотурбинные технологии №4(13). Рыбинск, 2001. С. 34-37.

2. Harper J., Johnson C., Neumeier Y., Lieuwen T., Zinn B. T. Experimental Investigations of the Nonlinear Flame Response to Flow Disturbances in a Gas Turbine Combustor // AIAA-01-0486 2001.

3. Антонов А. Н., Купцов В. М., Комаров В. В. Пульсации давления при струйных и отрывных течениях. М.: Машиностроение, 1990. - 271 с.

4. Федоренко Р. П. Введение в вычислительную физику. М.: Издательство МФТИ, 1994. - 528 с.

5. Раушенбах Б. В. Вибрационное горение. М.: Физматгиз, 1961. - 500 с.

DEVELOPING A DYNAMIC MODEL OF PREMIXED FUEL COMBUSTOR

© 2002 R. S. Kashapov, D. A. Maksimov, D. V. Skiba, S. V. Kulikov, M. N. Bashtannikov

Ufa State Aviation Technology University

The choice of optimal parameters of a burner mixer of a combustor with pre-prepared fuel-air mixture is considered. Requirements for providing the standard level of NO_x emission and for pressure pulsation amplitude in the combustor on the basis of the elaborated dynamic model of the operating process in a combustor of this type are taken into consideration. The use of this approach to design a low-emission combustor of the gas-pumping unit ГТК-10И (Flame 3) is discussed.

УДК 621.438:536.38

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕЧЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНОГО ПОТОКА ГАЗА, ГОРЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2002 Ю. Г. Куценко, С. Ф. Онегин

ОАО “Авиадвигатель”, г. Пермь

Рассматривается проблема математического моделирования физико-химических процессов в камере сгорания газотурбинного двигателя. Приведены результаты численного моделирования турбулентного течения и горения смеси газов в камере сгорания, использующей в качестве топлива метан. За расчетную область был взят сектор камеры сгорания в 30° . Моделирование процессов течения многокомпонентного турбулентного газа производилось с применением осредненных уравнений Навье-Стокса, $k - \varepsilon$ модели турбулентности и с применением модели тонкого фронта пламени и механизма Зельдовича для описания процесса горения. Использование данных математических моделей позволило оценить уровень эмиссии NO на выходе из камеры сгорания.

1. Введение

Камера сгорания является критическим узлом газотурбинного двигателя (ГТД), так как она должна надежно работать при высоких температурах, обеспечивать требуемое распределение поля температуры на входе в турбину и пониженный уровень эмиссии в течение всего рабочего цикла. Проектирование камер сгорания ГТД – сложный процесс, который должен включать в себя моделирование процессов горения, газовой динамики и большой объем экспериментальной работы. В течение многих лет камеры сгорания были менее пригодными для теоретических исследований, чем другие компоненты ГТД. Положение улучшилось с появлением компьютеров и с развитием численных методов моделирования турбулентных течений и процессов горения, позволивших вывести теоретические исследования на качественно более высокий уровень.

В данной работе будет рассмотрена методика проведения расчетов камеры сгорания газотурбинного двигателя в полной постановке. Под термином “полная постановка” подразумевается, что для проведения расчета взят сектор трубчато-кольцевой камеры сгорания, включающий в себя диффузор, жаровую трубу, завихритель, внутренний и внешний кольцевые каналы, газосборник.

Нетривиальность проведения расчетов камеры сгорания в полной постановке заключается в:

- 1) трудности построения регулярной блочной сетки внутри камеры сгорания, имеющей сложную геометрическую конфигурацию;
- 2) необходимости учитывать взаимодействие процессов течения многокомпонентного газа, горения, образования NO ;
- 3) больших затратах машинного времени на проведение вычислений.

Расчеты камеры сгорания в полной постановке позволяют:

- 1) оценить аэродинамику камеры сгорания – получить распределение расхода воздуха через завихритель, отверстия в жаровой трубе и систему охлаждения;
- 2) исследовать процесс смешения топлива с окислителем в жаровой трубе камеры сгорания;
- 3) получить данные по эмиссионным характеристикам камеры сгорания и профиль температурного поля на выходе из газосборника;
- 4) на основании анализа полученных данных выработать рекомендации по улучшению характеристик камеры сгорания.

2. Постановка задачи.

Граничные условия

На рис. 1 представлена расчетная модель сектора камеры сгорания в 30° , построенная в газодинамическом пакете CFX-TASCflow™. Размер расчетной сетки, построенной в секторе, более двух миллионов узлов. По бокам сектора заданы условия периодичности. Расчетная сетка состоит из 110 блоков с регулярным расположением узлов. В расчетной модели полностью смоделирован завихритель, в газосборнике учитывается система охлаждения, заданная в виде щелей. Единственным допущением является то, что в данной модели не была учтена система охлаждения стенок жаровой трубы камеры сгорания.

Газодинамические расчеты сектора камеры сгорания были проведены для условий испытательного стенда на трех режимах, дан-

ные для которых представлены в таблице 1. В качестве топлива использовался метан.

3. Математические модели

Для расчета турбулентного течения газов в камере сгорания были применены осредненные уравнения Навье-Стокса – уравнения Рейнольдса [1]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i \cdot \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''}), \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{h}) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \tilde{h} + \bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j'' \cdot \tilde{h}'' - k \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{u}_i \cdot \tilde{\tau}_{ij} + \tilde{u}_j'' \cdot \tilde{\tau}_{ij}), \quad (3)$$

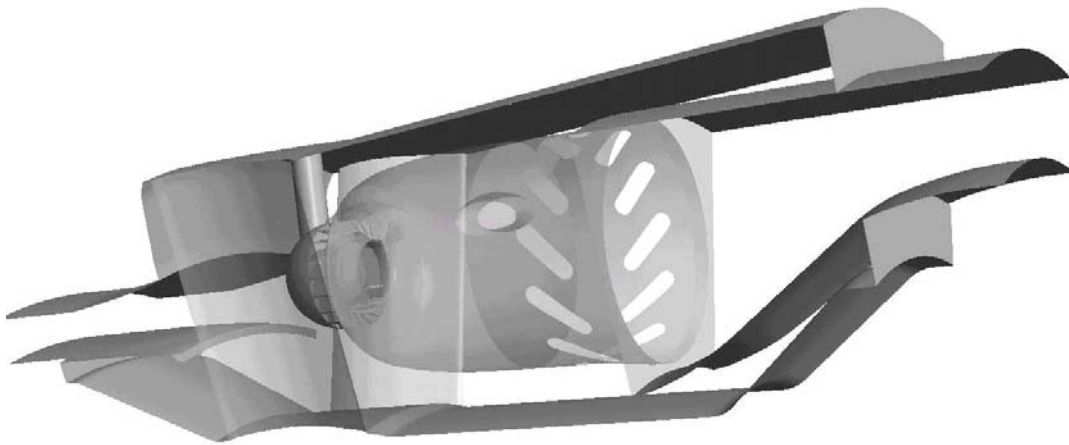


Рис. 1. Модель расчетной области сектора камеры сгорания

Таблица 1. Граничные условия для проведения расчетов

Режим	P_k , кгс/см ²	T_k , К	$G_{возд}$, кг/с	a
1	6,89	624	25,91	4,998
2	7,65	641	28,05	4,571
3	8,22	655	29,66	4,290

где

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right] + \mu \cdot \left[\left(\frac{\partial \tilde{u}_i''}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j''}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot \frac{\partial \tilde{u}_k''}{\partial x_k} \right] \quad (4)$$

Неизвестный член в уравнениях Рейнольдса - тензор рейнольдсовых напряжений - может быть описан с помощью моделей, основанных на гипотезе турбулентной вязкости Буссинеска, связывающих тензор рейнольдсовых напряжений с градиентами осредненного поля скорости [2]:

$$-\overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''} = \bar{\rho} \cdot \mu_t \cdot \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \bar{\rho} \cdot \mu_t \cdot \nabla \tilde{V} - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot \bar{\rho} \cdot k, \quad (5)$$

где коэффициент пропорциональности

$$\mu_t = C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

есть турбулентная вязкость.

Наиболее широко применяемой моделью такого класса является двухпараметрическая $k - \varepsilon$ модель турбулентности:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \cdot k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left(\bar{\rho} \cdot \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - P_k - \bar{\rho} \cdot \varepsilon, \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \cdot \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \varepsilon}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left(\bar{\rho} \cdot \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \\ & + \frac{\varepsilon}{k} \cdot (C_{\varepsilon_1} \cdot P - f_2 \cdot C_{\varepsilon_2} \cdot \bar{\rho} \cdot \varepsilon) + \bar{\rho} \cdot R, \end{aligned} \quad (8)$$

где источниковый член рассчитывается по формуле

$$P_k = -\overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''} \cdot \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j}, \quad (9)$$

а добавочный член для модификации $k - \varepsilon$ модели турбулентности

$$R = C_{vt} \cdot \frac{\eta^3 \cdot \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{(1 + \beta \cdot \eta^3)} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (10)$$

Для моделирования процесса горения была использована модель тонкого фронта пламени, которая описывает взаимодействие химических процессов с турбулентными в пределе быстрых реакций – при большом значении числа Дамкёлера (число Дамкеле-

ра $Da = \frac{t_f}{t_c}$ – отношение временных масштабов течения и химических реакций). Горение происходит в слое, называемом тонким фронтом пламени.

Если скорость химических реакций достаточно высока и достигает завершения (или равновесия) в момент смешения реагентов, то термохимическое состояние полученной смеси может быть определено с использованием консервативной переменной – доли пассивной примеси. Массовая доля химического элемента j определяется формулой

$$Z_j = \sum_{j=1}^n \frac{a_{ij} \cdot M_j}{M_i} \cdot Y_i. \quad (11)$$

Здесь Y_i – массовая доля элемента i ; Z_i – массовая доля элемента j ; M – молекулярная масса; a_{ij} – количество элементов j в молекуле i . Доля пассивной примеси определяется формулой

$$Z = \frac{Z_F}{Z_{F,1}} = 1 - \frac{Z_o}{Z_{o,2}}. \quad (12)$$

Здесь массовые доли компонентов смеси, подаваемые на вход топлива, обозначены индексом 1, а на вход окислителя - индексом 2.

Уравнения для доли пассивной примеси и ее вариации, применяемые в рамках модели горения, имеют вид:

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{Z})}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho} \cdot v \cdot \tilde{Z}) - \nabla(\bar{\rho} \cdot D \cdot \nabla \tilde{Z}) = 0, \quad (13)$$

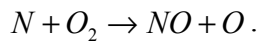
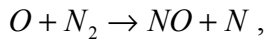
$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{Z}^2)}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho} \cdot v \cdot \tilde{Z}^2) - \nabla(\bar{\rho} \cdot D \cdot \nabla \tilde{Z}^2) = C_\chi \cdot \frac{\mu_t}{Sc} \cdot (\nabla \tilde{Z})^2 - \bar{\rho} \cdot \tilde{\chi}. \quad (14)$$

Изоповерхность $Z = Z_{st}$ указывает на местоположение смеси, находящейся в стехиометрической пропорции. Неравновесные

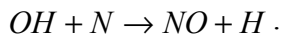
эффекты - влияние внешнего поля течения на зону горения - описываются выражением для скорости диссипации пассивной примеси

$$\chi = C_\chi \cdot \frac{k}{\varepsilon} \cdot \tilde{Z}^{n_2} \quad (15)$$

Термический механизм или механизм Зельдовича является главным источником оксида азота в пламенах с температурой выше 1 800 К. NO формируется комбинацией свободных радикалов O и N, которые соединяются при высоких температурах. Для описания термического механизма образования NO применяется двухступенчатый механизм Зельдовича:



При условиях, близких к стехиометрическим, становится важной реакция



Для механизма образования NO имеет место сильная зависимость скорости реакции от температуры. Следовательно, флуктуации температуры могут сильно увеличить концен-

трацию NO, формируемого в пламенах. Для учета влияния на формирование оксидов азота турбулентных пульсаций совместно с уравнением переноса концентрации NO решают уравнение для вариации температуры:

$$\frac{\partial(\rho \cdot T^{n_2})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_j \cdot T^{n_2})}{\partial x_j} = \frac{\partial(\Gamma_t \cdot \nabla T^{n_2})}{\partial x_j} + C_{g_1} \cdot \mu_t \cdot \left(\frac{dT}{dx}\right)^2 - C_{g_2} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot T^{n_2} + P_c. \quad (16)$$

Для того чтобы определить осредненную скорость реакции образования NO – R_{NO} , необходимо применить метод аналитической формы функции плотности распределения вероятности (ФПРВ):

$$R_{NO} = \frac{1}{T_u - T_l} \cdot \int_{T_l}^{T_u} R_k(T) \cdot P(T, T^{n_2}) \cdot dT, \quad (17)$$

где T_u и T_l – верхний и нижний пределы температуры, R_k – скорость реакции, $P - \beta$ – ФПРВ.

4. Анализ результатов расчетов

На рис. 2 представлено распределение поля температуры внутри жаровой трубы камеры сгорания. Максимум температуры наблюдается в зонах, где выполняются условия

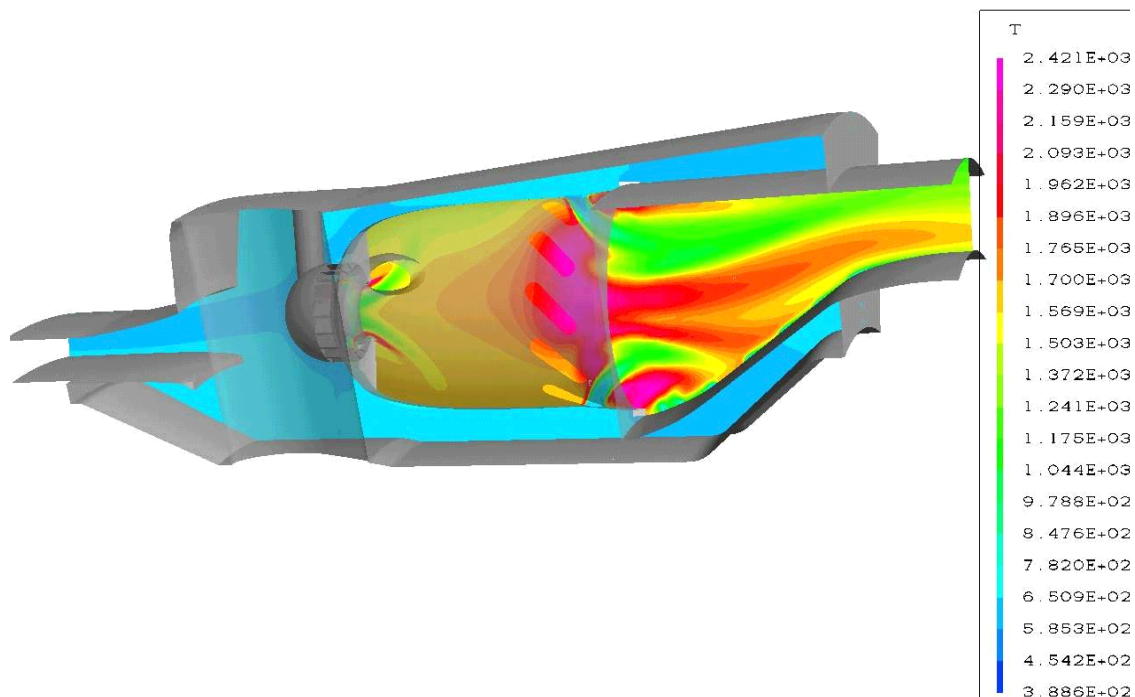


Рис. 2. Распределение температуры внутри расчетной области

Таблица 2. Расчетные и экспериментальные данные по уровням эмиссии NO и концентрации O_2 на выходе из камеры сгорания

Режим	NO , ppm		O_2 , %	
	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент
1	13,85	18,00	17,42	17,30
2	18,90	24,00	16,89	17,00
3	24,50	30,00	16,51	16,80

стехиометрии: вблизи завихрителя – в зоне смешения топлива и окислителя, а также в зоне разбавления – при обеднении смеси путем подвода дополнительного воздуха через отверстия в жаровой трубе. Основным источником NO , генерируемым в данной камере сгорания, является зона разбавления – из-за присутствия в ней обширных высокотемпературных зон.

Анализируя поле температуры, необходимо отметить, что применяемая в данной работе для моделирования процесса горения модель тонкого фронта пламени в приближении диффузионного горения дает завышенные значения температуры вблизи лопаток завихрителя, где на самом деле стабилизация пламени невозможна из-за высоких скоростей. Для уточнения расчетного поля температуры в камере сгорания необходимо использовать более точную математическую модель, учитывающую процессы стабилизации и отрыва пламени, – модель тонкого фронта пламени для частично перемешанной смеси.

Тем не менее, с использованием модели тонкого фронта пламени в приближении диффузионного горения были получены удовлетворительные результаты по уровню эмиссии NO и концентрации O_2 на выходе из камеры сгорания (табл. 2), что свидетельствует о том, что данная модель пригодна для описания процессов горения в камерах сгорания газотурбинного двигателя.

В то же время необходимо отметить, что в рамках моделей горения, использующих в своей основе допущение о мгновенности протекания химических реакций, невозможно правильно оценить уровень эмиссии CO , так как реакция окисления CO до CO_2 является относительно медленной по сравнению с временными масштабами турбулентного смешения.

Список литературы

1. *CFX-TASCflow*. Version 2.11 Theory Documentation. AEA Technology, 2001.
2. Турбулентность. /Под. ред. П. Брэдшоу. Москва: Машиностроение, 1980.

USING COMPUTATIONAL GAS DYNAMICS METHODS FOR THE SIMULATION OF MULTICOMPONENT GAS FLOW, COMBUSTION AND HEAT EXCHANGE IN A GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER

© 2002 Yu. G. Kutsenko, S. F. Onegin

Joint Stock Company "Aviadvigatel", Perm

The problem of mathematical simulation of physical and chemical processes in a gas turbine combustion chamber is considered. The results of numerical simulation of a gas mixture turbulent flow and combustion in a methane-fuelled combustor are presented. The simulation of multicomponent turbulent gas flow processes was performed using averaged Navier-Stokes equations, $k-\epsilon$ turbulence model. Thin flame front model and Zeldovitch mechanism are used to describe the combustion process. Using these models made it possible to assess the NO emission level at the combustor outlet.

ОПЫТ СОЗДАНИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ ДАЛЬНЕЙШЕГО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МАЛОТОКСИЧНЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД И ГТУ

© 2002 В. Н. Лавров, А. М. Постников, Н. В. Церерин, Ю. И. Цыбизов, В. В. Беляев

ОАО СНТК им. Кузнецова, г. Самара

На основании опыта СНТК им. Н. Д. Кузнецова по созданию малотоксичных камер сгорания представлены результаты анализа основных причин, сдерживающих дальнейшее улучшение экологических характеристик камер сгорания ГТД и ГТУ. Предлагается при выборе термодинамических параметров вновь проектируемого двигателя учитывать реальные возможности снижения выбросов вредных веществ.

Важнейшей задачей создания всех без исключения тепловых машин является обеспечение требований сегодняшнего дня, которые кратко можно выразить в виде триады 3Э: “экология, экономика, эксплуатационная эффективность”. Именно так и расставлены приоритеты, где вопросы экологии стоят на первом месте ввиду большой ответственности перед живой и неживой Природой.

Международной организацией ИКАО с 1980 года введено нормирование эмиссии несгоревших углеводородов (CH), оксида углерода (CO), оксидов азота (NO_x) и дыма от турбореактивных и турбовентиляторных двигателей гражданских самолетов в зоне аэропортов. Прогнозируя ежегодный рост авиаперевозок и связанное с этим увеличение объемов сжигаемого топлива, ИКАО осуществляет политику ужесточения норм на эмиссию оксидов азота – самого вредного загрязнителя окружающей среды.

Для авиационных ГТД выбросы вредных веществ (ВВ) нормируются в виде параметра эмиссии, равного общей массе ВВ в течение стандартного цикла “взлет – посадка”, отнесенного к взлетной тяге. Благодаря такому подходу к нормированию этот параметр пропорционален индексу эмиссии, т. е. отражает качество рабочего процесса камеры сгорания (КС) – с одной стороны, а также совершенство как двигателя, так и самолета – с другой.

Стремление отечественных и зарубежных фирм улучшить экологические характеристики двигателей, не меняя традиционной схемы КС, привело к снижению эмиссии NO_x не более чем на 10...15 %.

Отработка малотоксичных авиационных КС с двухзонной схемой сжигания топлива показала, что, несмотря на применение новой концепции горения, новых конструктивных решений по организации рабочего процесса со сложной и дорогостоящей автоматикой топливоподачи и регулирования, удалось снизить уровень эмиссии NO_x лишь на 30...35 %. В связи с этим наметился возврат к традиционным КС, а решение экологических вопросов осуществляется за счет выбора степени двухконтурности и эффективности двигателя.

Разрабатывая двигатель нового поколения НК-93, СНТК им. Н. Д. Кузнецова поставил и успешно решает задачу по обеспечению экологических параметров, превосходящих параметры лучших зарубежных образцов [1].

Результаты измерения эмиссионных характеристик двигателя НК-93 с традиционной многофорсуночной КС, включая испытание газогенератора в термобарокамере ЦИАМ, показали, что выполняются нормы ИКАО, вступающие в действие с 2004 года. Внедрение же модифицированной КС позволит выполнить перспективные (целевые) нормы ИКАО и вывести двигатель НК-93 на одно из первых мест среди существующих и вновь создаваемых двигателей (рис. 1).

Снижение выброса NO_x при сохранении традиционной конструктивной схемы достигнуто, в основном, за счет оптимального перераспределения расхода воздуха во фронтное устройство и жаровую трубу, а также уменьшением времени пребывания продуктов сгорания в КС.

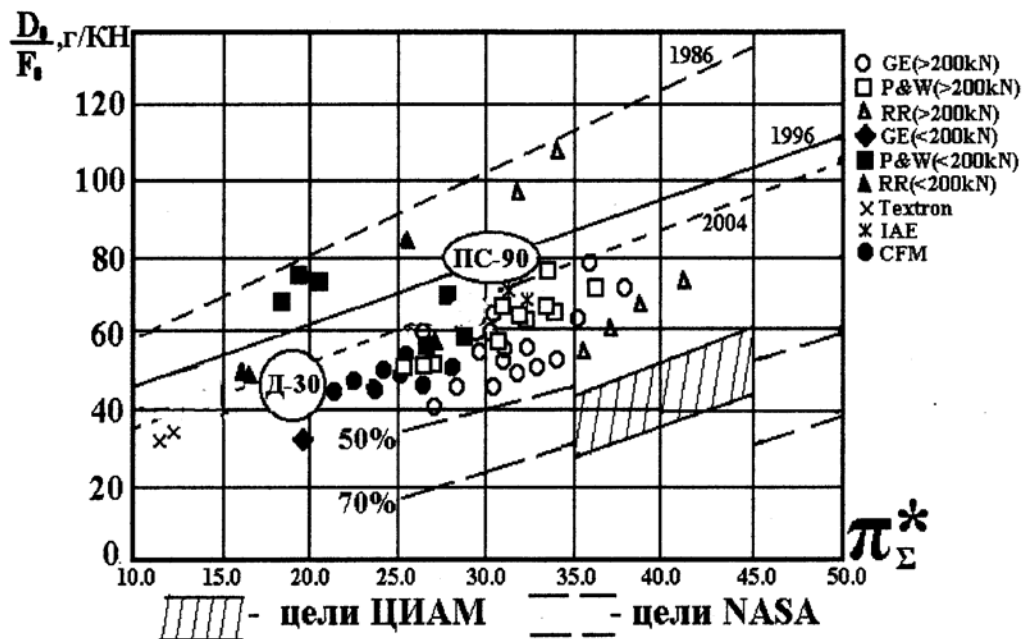


Рис. 1. Параметры эмиссии оксидов азота отечественных и зарубежных двигателей (© -НК-93)

Есть сведения, что ИКАО готовится к разработке нормирования выброса NO_x в высотных условиях. Прогнозируется, что в условиях крейсерского полета индекс эмиссии NO_x не должен превышать 5...10 г/кг топлива, что потребует специальной дополнительной отработки КС в высотных условиях.

При конвертировании авиадвигателей с высокими параметрами термодинамического цикла (степень повышения давления компрессора $A_k > 20$) решить задачу создания малоэмиссионной КС, обеспечивающей жесткие (NO_x и $CO \leq 50$ мг/нм³) требования по эмиссии ВВ, как было показано в [2], традиционными методами невозможно.

Проблема создания малоэмиссионных КС наземных ГТУ решается внедрением новых принципов организации рабочего процесса – многостадийного сжигания предварительно подготовленной топливоздушной смеси (ТВС), исходя из наличия действия трех механизмов образования оксидов азота: термического, быстрого (prompt NO) и N_2O – механизма, где главные факторы – тщательное смешение ТВС (гомогенизация) и эффективное сжигание при температуре $T_{пл}$ в узком диапазоне 1 600...1 750 К.

Новый принцип сжигания природного газа на нашем предприятии реализован в

двухзонных кольцевых КС и КС с выносными жаровыми трубами (ВЖТ) в составе эксплуатируемых двигателей семейства “НК” (НК-36СТ, НК-37, НК-38СТ). Среди отечественных двигателей особое внимание следует уделить интересному решению по реализации нового принципа в многомодульной кольцевой КС двигателя АЛ-31СТ [3].

На рис. 2 и 3 показано улучшение по годам экологических характеристик (выбросы NO_x и CO) двигателей НК-36СТ, НК-38СТ, используемых для газоперекачки, и НК-37 – для привода электрогенератора (эксплуатируется в настоящее время на БТЭЦ г. Самары).

Однако, несмотря на ощутимое снижение выброса NO_x в таких КС по сравнению с традиционными (включая многофорсуночную КС двигателя НК-16-18СТ), приблизиться вплотную к желаемым нормам пока не удалось [1, 2].

Анализ основных причин такого несоответствия на сегодняшний день показал следующее:

1. Серьезным фактором, сдерживающим успешную целенаправленную отработку снижения эмиссии NO_x и CO , является отсутствие приемлемой научно обоснованной и достаточно апробированной расчетно-экспериментальной модели рабочего процесса конкрет-

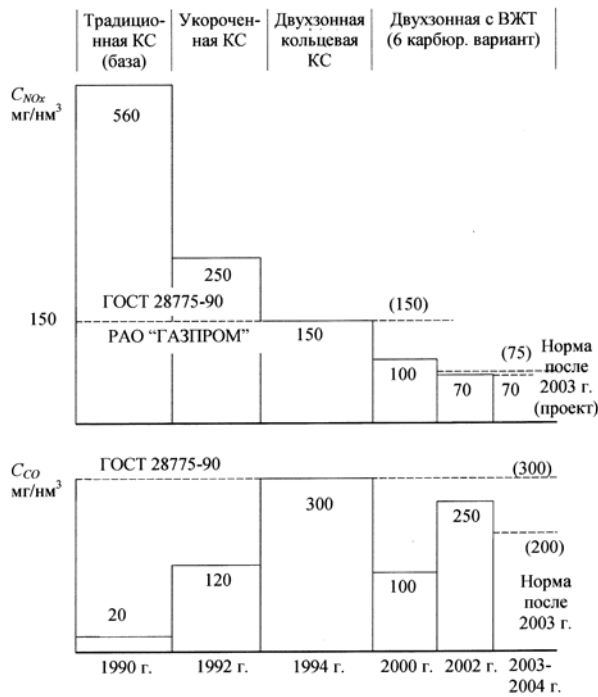


Рис. 2. Улучшение экологических характеристик двигателей НК-36СТ, НК-37 ($N = 25 \text{ MBm } [O_2] - 15 \%$)

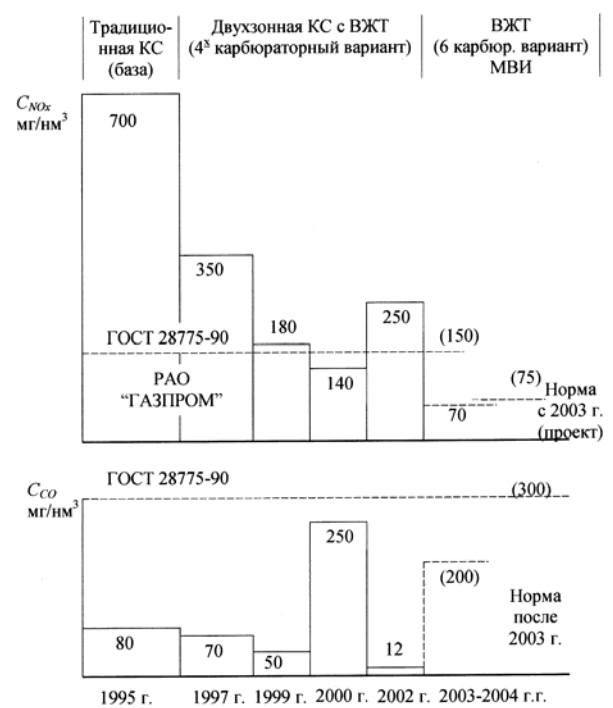


Рис. 3. Улучшение экологических характеристик двигателя НК-38СТ ($N = 16 \text{ MBm } [O_2] - 15 \%$)

ной конструкции двухзонной КС с реальными размерами зон горения, где реализуются различные механизмы образования NO_x .

2. Не менее важным фактором является установление связи параметров термодинамического цикла двигателя с обоснованным нормированием реально достижимого низкого уровня выброса NO_x и CO , т. е. решение вопроса оптимизации эффективности ГТД с учетом его экологических характеристик, стоимости изготовления и доводки, рассматриваемых уже на стадии проектирования [4].

Для иллюстрации сказанного и вытекающих отсюда задач на рис. 4 представлены предельные теоретические уровни эмиссии NO_x в зависимости от температуры газа перед турбиной T_2^* при реальном расходе воздуха на охлаждение стенок жаровой части КС. Здесь же приведены достигнутые уровни эмиссии. Виден резкий рост уровня эмиссии NO_x , начиная с $T_2^* > 1400 \text{ K}$, что соответствует работе ГТД при $A_k > 20$. Такая тенденция соответствует традиционным схемам охлаждения ($G_{охл.} \sim 30 \%$) и сохраняется для перспективных ($G_{охл.} < 20 \%$). Большинство известных ГТД с уровнем эмиссии $NO_x \leq 25 \text{ ppm}$ имеют умеренные параметры термодинами-

ческого цикла и некоторый запас по уровню эмиссии. Дальнейшее улучшение экологических характеристик возможно за счет освоения новых систем охлаждения, над чем и работают зарубежные фирмы. Так, для наземного двигателя RB-211 разрабатывается эффузионное охлаждение, фирма Аллисон работает над внедрением конвективного охлаждения и т. д.

Для двигателей НК-38СТ и НК-37 рассматривается внедрение толстых ($\sim 600 \text{ мкм}$) теплозащитных покрытий стенок жаровой части. Это позволит компенсировать дефицит воздуха в зоне горения, а также снизить выброс CO за счет повышения температуры в пристенной зоне горения.

При обработке эмиссионных характеристик двухзонных КС на автономных стендах и отсеках с различными уровнями давления, но с имитацией уровня температуры на входе обнаружено значительное влияние уровня абсолютного давления на эмиссию NO_x , что не согласуется с известными публикациями.

Известно [5], что уровень давления на входе в КС интенсифицирует рабочий процесс горения, влияя на полноту сгорания и

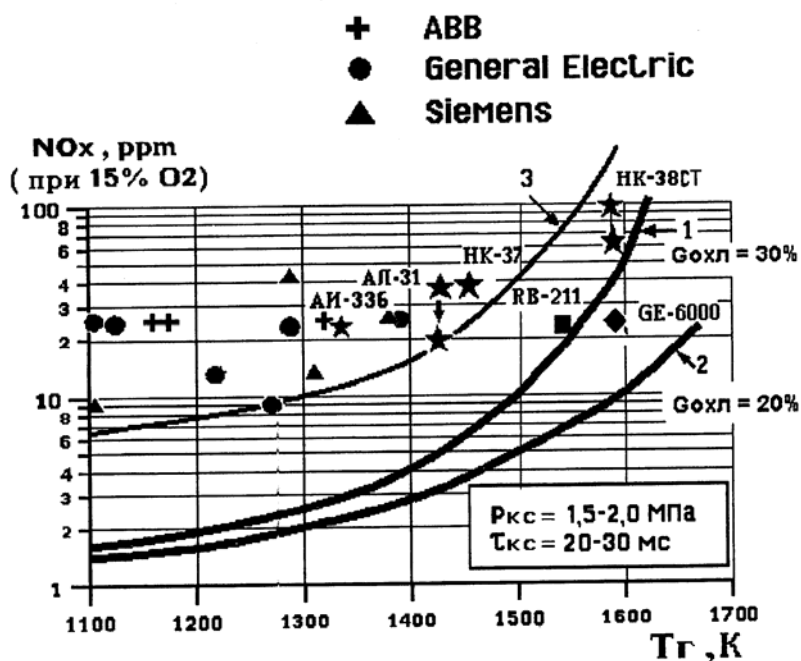


Рис. 4. Теоретически достижимые концентрации NO_x при сжигании гомогенных смесей

температуру горения через кинетику химических реакций. В [6] на основании экспериментальных исследований установлена, в частности, незначительная зависимость образования NO_x от величины давления в КС в диапазоне изменения $P_{КС}^*$ от 0,1 МПа до 1 МПа:

$$NO_{P_{КС}^*} / NO_{P_o^*} = (16 \cdot P_{КС}^* - 0,23) / (6 \cdot P_{КС}^* + 0,77)$$

где $NO_{P_{КС}^*}$ и $NO_{P_o^*}$ - концентрации оксидов азота при заданном давлении $P_{КС}^*$ и некотором давлении P_o^* , близком к атмосферному.

На рис. 5 представлено сравнение экспериментальных данных с расчетом по приведенной выше формуле. Результаты измерений выбросов NO_x получены при испытаниях модуля 2-х зонной КС двигателя НК-38СТ на отсеке высокого давления, описание которого представлено в [7]. Исследованы два различных по конструкции варианта модуля на режиме $a_{КС} = 2,2$ и $T_{КС}^* = 700$ К; в качестве топлива использовался природный газ.

Из анализа данных на рис. 5 следует сложная, непредсказуемая заранее зависимость NO_x от $P_{КС}^*$.

Экспериментальные данные можно сгруппировать в виде 2-х областей:

- одна из них в диапазоне $P_{КС}^*$ от 0,5 МПа до 1,2 МПа достаточно достоверно описывается приведенной в [6] формулой;

- вторая, начиная с 1,3 МПа, обнаруживает существенное влияние величины $P_{КС}^*$.

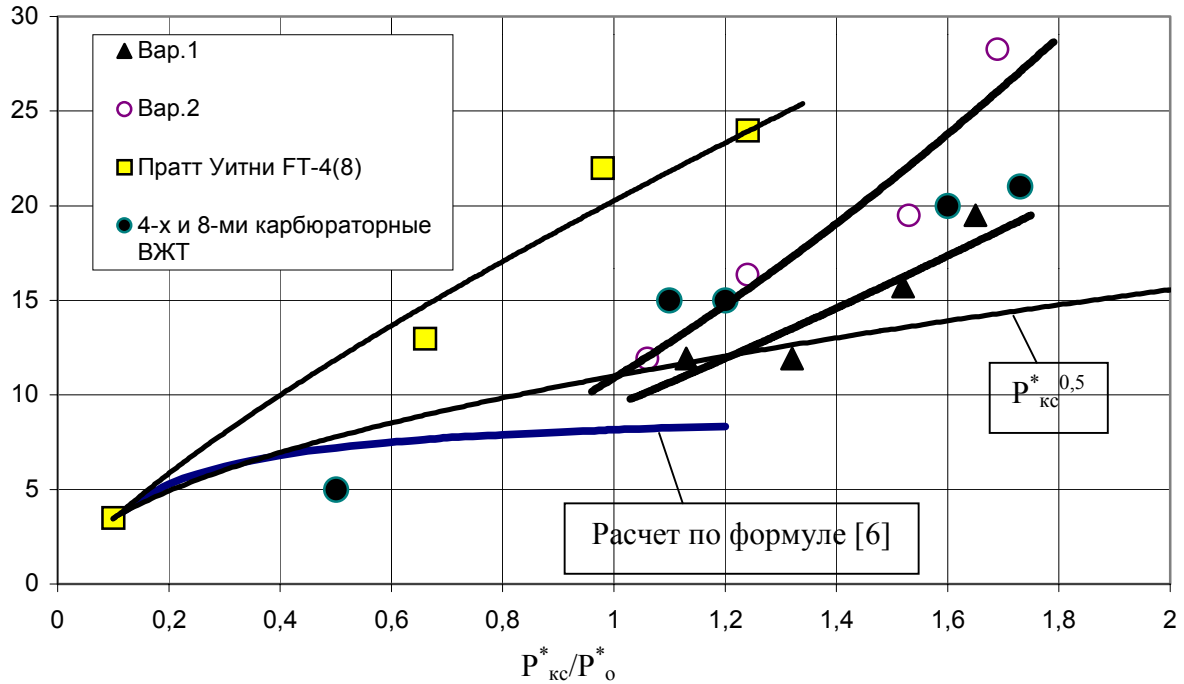
Наряду с влиянием $P_{КС}^*$ следует обратить внимание на существование прямой зависимости выброса NO_x от пульсаций давления [8].

Очевидно, что обнаруженное влияние уровня и величины пульсаций давления на входе в КС значительно усложняют отработку экологических характеристик при автономных испытаниях, т. к. требуют полной имитации рабочих условий.

Таким образом, рост параметров термодинамического цикла ГТД и, в частности, уровня давления, с целью обеспечения высокого уровня эффективного КПД значительно обостряет проблему создания надежно работающей малоэмиссионной КС с большим ресурсом.

3. Важнейшим фактором является подготовка гомогенной ТВС и эффективное ее сжигание в системе двигателя. Под эффективностью горения в системе двигателя имеется в виду обеспечение розжига и устойчивого горения «бедной» ТВС с исключением как проскока и самовоспламенения ТВС в горелках, так и вибрационного горения, что также значительно усложняет проблему создания малоэмиссионной КС.

Качество подготовки ТВС обеспечивается требуемыми полями концентрации на выходе из горелки и реализуется за счет мно-

Концентрация NO_x , ppm пр. к 15% O_2 Рис. 5. Влияние уровня давления на эмиссию NO_x

гоочагового подвода топлива по сечению закрученного потока воздуха и необходимой длины пути смешения.

Несомненно, качество подготовки ТВС влияет на уровень эмиссии, но, как показывает опыт, это, по-видимому, проявляется в основном на этапе, когда предварительно достигнутый уровень эмиссии NO_x уже близок к теоретическому. На начальном этапе особое внимание должно быть уделено разработке мероприятий по ускорению смешения и диффузионного догорания топлива дежурной зоны в основной зоне горения, что является источником повышенных уровней образования термических NO_x . Наряду с этим, важным моментом является также определение минимального расхода топлива в дежурную зону.

Газодинамические исследования показали:

- струи ТВС основной зоны, вытекающие из карбюраторов, сливаются в общую приосевую струю на выходе из ВЖТ по закону смешения сталкивающихся струй;

- в приосевой струе происходит значительная турбулизация потока (зафиксированная температурная неравномерность на срезе ВЖТ КС двигателя НК-38СТ ~ 35 %);

- образование на периферии слабоперемешанных дискретных зон течения, где смешение осуществляется по законам, справедливым для начального участка струи, двухвальной поперек потока.

Такую сложную картину течения необходимо иметь в виду при решении важнейшей задачи о быстром и равномерном смешении ТВС основной и дежурной зон горения.

Одновременно с этим необходима разработка автоматизированной подачи и регулирования топливоподачи с отработкой оптимальной дозировки топлива с учетом поддержания требуемой температуры в зоне горения независимо от температуры окружающей среды.

Список литературы

1. Гриценко Е. А., Цыбизов Ю. И. Методология создания малоэмиссионных камер сгорания авиационных и конвертируемых двигателей семейства "НК" // Актуальные проблемы авиационных и аэрокосмических систем. 1999. Вып. 2 (9). С. 16-26.
2. Гриценко Е. А., Орлов В. Н., Постников А. М., Цыбизов Ю. И. Снижение выбросов NO_x при конвертировании авиационных

двигателей // Теплоэнергетика. 1998. №3. С. 61-65.

3. Чепкин В. М., Марчуков Е. Ю., Куприн В. В., Федоров С. А. Организация горения в низкоэмиссионной камере сгорания ГТУ АЛ-31СТ // Газотурбинные технологии. 1999. Сентябрь – октябрь. С. 14-18.

4. Постников А. М., Лавров В. Н., Цыбизов Ю. М., Беляев В. В. Влияние режимных параметров и конструктивного исполнения камер сгорания ГТУ на эмиссию вредных веществ // Вестник СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып. 3. Самара: Сам. гос. аэрокосм. ун-т. 2000. С. 196-202.

5. Гриценко Е. А., Данильченко В. П., Лукачев С. В., Ковылов Ю. Л., Резник В. Е., Цыбизов Ю. И. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. Самара: Самарский научный центр РАН. 2002. - 527 с.

6. Епейкин Л. Ф., Крыжановский А. И., Лавров В. Н., Николаев В. Е., Цыбизов Ю. И. Вопросы отработки экологических характеристик и надежности камер сгорания ГТУ наземного применения. Вестник СГАУ. Серия: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып. 1. Самара. 1998. С. 136-141.

7. Канило П. М., Подгорный А. Н., Христинич В. А. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода. Киев: Наукова думка. 1987. - 221 с.

8. Кашапов Р. С., Максимов Д. А., Скиба Д. В., Куликов С. В., Баштанников М. Н. Исследование влияния неустойчивости пламени заранее смешанных газов на эмиссию оксидов азота. Вестник СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып. 3. Самара: Сам. гос. аэрокосм. ун-т. 2000. С. 90-97.

EXPERIENCE OF DESIGN AND LINES OF FURTHER IMPROVEMENT OF GAS TURBINE ENGINE LOW-EMISSION COMBUSTION CHAMBERS

© 2002 V. N. Lavrov, A. M. Postnikov, N. V. Tsererin, Yu. I. Tsybizov, V. V. Belyaev

N. D. Kuznetsov Scientific and Technical Complex, Samara

On the basis of the experience gained by N. D. Kuznetsov Scientific and Technical Complex in Samara in the area of design and development of low toxic combustion chambers the paper presents the results of analyzing the main reasons that restrain further pollution reduction of combustion chambers for gas turbine engines and power plants. We suggest taking into consideration actual possibilities of reducing toxic exhaust when choosing thermodynamic parameters of a newly designed engine.

ВЛИЯНИЕ МЕЖФАЗОВОГО ОБМЕНА НА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В МОДУЛЬНОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

© 2002 А. И. Майорова, А. А. Свириденков, В. В. Третьяков

Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, г. Москва

Разработана математическая модель двухфазного потока применительно к камере сгорания ГТД, включающая обмен импульсами и теплотой между газом и каплями топлива. Выполнено расчетное исследование модельного течения в прямом канале прямоугольного поперечного сечения при струйной подаче с его стенки газожидкостной смеси. Установлено, что при смешении воздушных потоков различной плотности теплообмен между газом и каплями оказывает существенное влияние на температурные поля.

В настоящее время одной из актуальных проблем при расчете камер сгорания является проблема учета влияния капель на воздушный поток. Оценки показывают, что учет этого влияния в отдельных режимах может привести к существенному, почти двукратному, изменению дальности топливного факела, а следовательно, и к соответствующим изменениям в распределениях концентраций топливных фаз. При этом воздействие капель на газовый поток носит тройной характер: 1) капли, имея конечный объем, представляют собой некоторое «загромождение» газового потока; 2) между каплями и газовым потоком происходит обмен импульсами, что приводит к ускорению или замедлению тех и других; 3) между ними имеют место процессы теплообмена. Рассмотрению двух последних взаимодействий и посвящена настоящая работа.

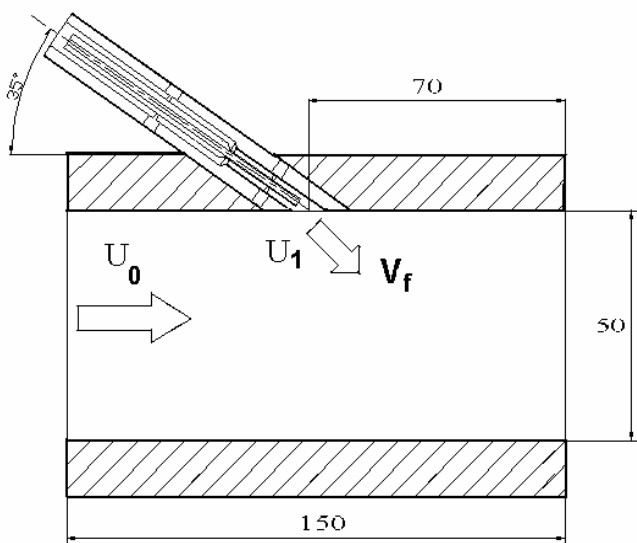


Рис. 1. Схема исследуемой модели

Исследуемая модель (рис. 1) представляет собой прямой канал прямоугольного поперечного сечения 50×30 мм² и длиной 150 мм, в который подается воздух со скоростью U_0 . Впрыск топлива внутрь канала со скоростью V_f осуществляется через отверстие в его верхней стенке с помощью струйной форсунки, установленной под углом 35° к продольной оси канала и расположенной на расстоянии 15 мм от его боковой стенки. Соосно с подачей топлива в канал со скоростью U_1 поступает распыливающий воздух. Такая конструкция представляет собой элемент модуля камеры сгорания авиационного двигателя. Проведенное в работе численное исследование состояло в нахождении распределений концентраций капельно-жидкого топлива и температур в рабочем объеме модели без и при наличии взаимодействия капель топлива с воздушным потоком. При моделировании этого взаимодействия в уравнения движения газа и уравнение переноса энтальпии были добавлены источникные члены, описывающие влияние капель на газовый поток. Эти члены найдены из законов сохранения импульса и энтальпии системы газ-капли и из предположения о том, что импульс и теплота, передаваемые газовому потоку от капель, изменяют значения компонент скорости и температуры газа в тех ячейках расчетной области, через которые рассматриваемая капля «пролетает».

На данном этапе вопросы межфазового обмена импульсами и теплом

рассматриваются по отдельности. Влияние капель на газовый поток моделируется введением дополнительных слагаемых в источниковые члены уравнений сохранения массы, импульса и энергии, которые записываются в следующей консервативной форме:

$$\operatorname{div}(\rho \cdot \vec{U} \cdot \varphi - \Gamma_{\varphi} \cdot \operatorname{grad} \varphi) = S_{\varphi} + S_{\varphi}^{\text{int}}. \quad (1)$$

Здесь \vec{U} – вектор осредненной скорости, φ – зависимая переменная, Γ_{φ} – коэффициент диффузионного переноса, ρ – плотность, S_{φ} – внутренний источниковый член, S_{φ}^{int} – межфазовый источниковый член, описывающий влияние капель на соответствующие характеристики течения.

Записанная в виде (1) система уравнений неразрывности ($\varphi \equiv 1$, $\Gamma_{\varphi} \equiv 0$, $S_{\varphi} \equiv 0$), движения ($\varphi = U_i$, $i = 1, 2, 3 \dots$) и сохранения полной энтальпии ($Sh \equiv 0$) решается конечно-разностным итерационным методом Simple [1]. При этом для нахождения коэффициентов диффузионного переноса используется гипотеза Буссинеска о линейной зависимости компонент тензора турбулентных напряжений от компонент тензора скоростей деформации среднего движения и два уравнения переноса характеристик турбулентности.

Принятая в данной работе методика расчета концентрации топлива основана на расчете движения отдельных капель [2]. При этом вначале решается задача о движении газа без учета влияния движения капель на поток, а затем на основе полученных полей скоростей и температур рассчитывается распределение жидкого топлива и вычисляются межфазовые источниковые члены. На втором этапе производится пересчет газодинамических и температурных полей с учетом межфазовых источников (в качестве начальных условий расчета используются результаты 1-го этапа). При необходимости процесс повторяется несколько раз. Критериями сходимости итерационного процесса считались: для течения газа – отсутствие изменений от итерации к итерации полей скоростей и температуры, а для капель – стабилизация по итера-

циям координаты максимального значения концентрации капель в выходном сечении модели в пределах одной ячейки конечно-разностной сетки.

На данном этапе моделирования пренебрежем испарением капель. Тогда межфазовый источниковый член в уравнении неразрывности будет равен нулю, а величины S_U^{int} ,

S_V^{int} и S_W^{int} , описывающие влияние капель на компоненты импульса газового потока, будут являться составляющими вектора

$$\vec{S}_d = \frac{\partial(\rho_g) \cdot \vec{U}_g}{\partial t_g},$$

где индексы d и g относятся к каплям и газу (воздуху), соответственно, а величина \vec{S}_d находится из уравнения сохранения импульса для системы газ-капля:

$$\Delta(m_d \cdot V_d) + \Delta(m_g \cdot U_g). \quad (2)$$

В этом выражении изменение скорости $\Delta \vec{V}_d$ берется из решения уравнения движения отдельной капли.

Аналогичным образом межфазовый источниковый член в уравнении для энтальпии,

$$S_h^{\text{int}} = \frac{\partial(\rho_g \cdot h_g)}{\partial t_g},$$

описывающий теплообмен между каплями и газовым потоком, определяется из уравнения сохранения полной энтальпии для системы газ-капля, которое имеет вид

$$\Delta(m_d \cdot h_d) + \Delta(m_g \cdot h_g) = 0. \quad (3)$$

Здесь величина Δh_d вычисляется по найденному из решения уравнения нагрева

$$\frac{dT_d}{dt}.$$

Численные расчеты выполнены при следующих основных параметрах газового потока и капель топлива. За характерный размер принята высота канала $H_0 = 50$ мм, к этой величине и отнесены все линейные размеры задачи. Профиль скорости газа (воздуха) на входе в модель принимался равномерным, величина скорости воздуха $U_0 = 80$ м/с считалась характерной скоростью. Профили характе-

ристик турбулентности во всех входных сечениях также считались равномерными; их безразмерные значения приняты равными: энергии турбулентности $k_t = 0,01$, турбулентной вязкости $\nu_t = 0,001$. Скорость топливных капель в сечении впрыска составляла $V_f = 6$ м/с ($\frac{V_f}{U_0} = v_{k.o} = 0,075$), при этом предполагалось, что топливные капли, входящие в рабочий объем модели под тем же углом 35° к ее оси, что и распыливающий воздух, равномерно заполняют входное сечение впрыска. Считалось, что распределение капель по размерам подчиняется закону Розина-Раммлера с показателем $n = 3,0$, а распределения капель по углам – равномерные. Средне-заутеровский размер капель принят равным $D_{32} = 100$ мкм (среднемедианный $D_m = 120$ мкм) в соответствии с экспериментальными данными и расчетами по теории струйной форсунки [3]. При этом концентрация капель топлива в устье форсунки равнялась $C_0 = 60$ кг/м³.

На рис. 2 представлены результаты расчетов распределения капель жидкого топлива в рабочем объеме модели в виде изолиний концентраций в продольном сечении канала. Изолинии концентраций для ядра струи соответствуют диапазону $C = (0,02 - 1,0)C_0$; для периферии – $C = (0 - 0,02)C_0$.

Расчеты, представленные на рис. 2, проведены при одинаковых температурах сносящего потока и распыливающего воздуха.

Рис. 2а относится к расчету без учета влияния капель на газовый поток, а рис. 2б – с учетом этого влияния. Из сопоставления этих рисунков видно, что учет влияния капель на газовый поток приводит в данном случае, с одной стороны, к расширению струи, а с другой – к смещению ее оси к верхней стенке.

Действительно, глубина проникновения h_c , рассчитанная по оси струи (линия максимумов в профилях концентраций), на расстоянии $x = 1,5$ от места ддува изменяется от 0,4 при отсутствии обмена импульсами до 0,3 при его наличии. Здесь и далее $x = X/H_0$, $h_c = \Delta Y/H_0$, X – расстояние вдоль оси канала от места впрыска, ΔY – расстояние от места впрыска по радиальной координате. Полученный результат полностью соответствует результатам экспериментов. На рис. 2б кривая 1 соответствует видимой границе топливного факела, полученной из обработки его фотографии методом градиентного анализа. Из представленного рисунка видно, что в сечении $x = 0,7$ величина h_c равна 0,2, что близко к экспериментально полученному значению $h_c = 0,18$. Таким образом, можно считать, что получено хорошее согласование результатов расчетов, проведенных по предложенной модели, с экспериментальными данными по форме и глубине проникновения факела распыла в сносящий воздушный поток.

На следующем этапе решалась задача о влиянии обмена теплотой между каплями и газовым потоком на распределение темпера-

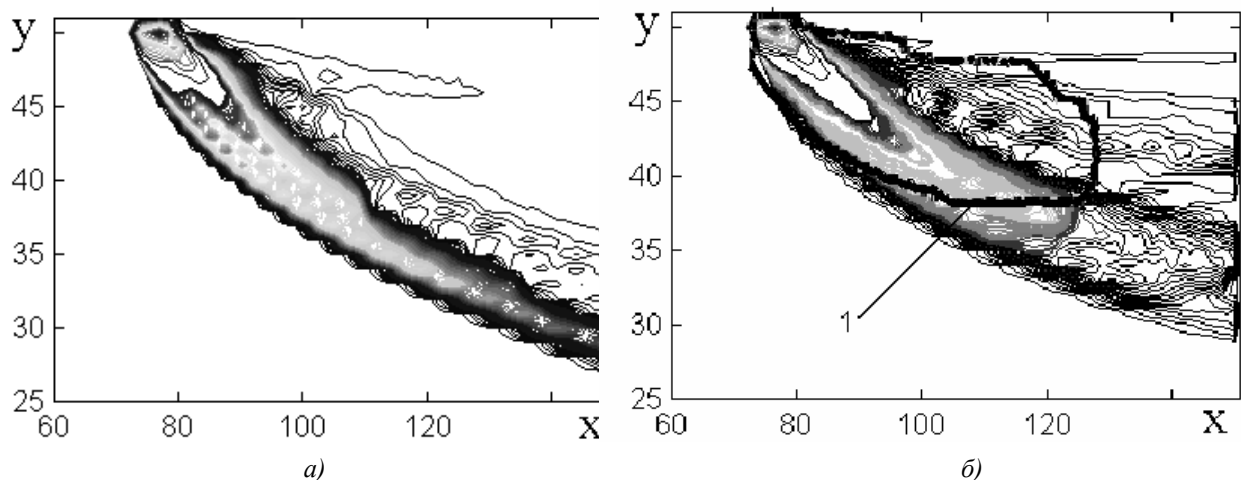


Рис. 2. Изолинии концентраций капель топлива в продольном сечении канала по центру струи: а) без учета влияния капель на газовый поток, б) с учетом влияния капель на газовый поток (обмен импульсами); кривая 1 – эксперимент

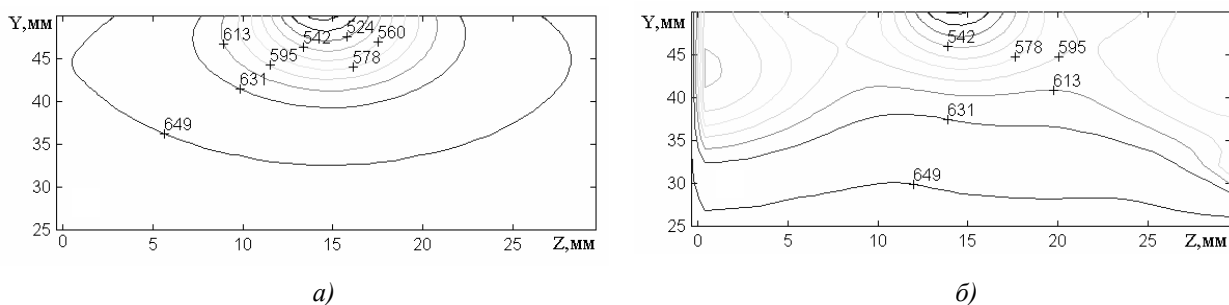


Рис. 3. Изолинии температуры газа в выходном поперечном сечении канала: а) без учета обмена теплотой, б) с учетом обмена теплотой

туры газа в рассматриваемой области. Межфазовый обмен импульсами не учитывался. При этом считалось, что на входе в модель газовый поток имеет температуру $T_o = 650$ К, а температура распыливающего воздуха и начальная температура капель равны $T_i = T_j = 293$ К. Рассчитанные температурные поля в выходном поперечном сечении модели приведены на рис. 2а и 2б для случаев отсутствия и наличия теплообмена, соответственно. Некоторая асимметрия температурных полей связана с известным эффектом отклонения струи к одной из стенок канала.

Из сравнения этих рисунков видно, что при смешении воздушных потоков различной плотности теплообмен между газом и каплями оказывает существенное влияние на температурные поля. Так, при отсутствии теплообмена между каплями и газом температурное влияние вдуваемой струи проявляется приблизительно на трети площади выходного сечения, в то время как при его наличии указанное влияние распространяется почти на половину этой площади. Поле температур, изображенное на последнем рисунке, показывает, что охлаждение основного воздушного потока происходит не только в более широкой области, но и имеет своеобразную периодическую вихревую структуру, которая соответствует образованию в поперечном сечении потока системы вихрей. Что касается

глубины проникновения топливного факела, то эта величина определяется главным образом отношением плотностей основного и распыливающего воздуха, что подтверждает приведенное на рис. 4 распределение концентраций топливных капель в продольном сечении модуля. Соответствующая величина в сечении $x = 2,2$ составляет $h_c = 0,21$.

Таким образом, из представленных данных видно, что теплообмен и обмен импульсами между воздушными потоками и каплями топлива существенно влияют на распределения температур и концентраций топливных капель, причем и в качественном, и в количественном плане.

Численные расчеты показали, что распространение газо-капельной струи в сносящем потоке сопровождается их расщеплением на систему струй (рис. 4). Похожее явление наблюдается и при распаде жидких струй при обтекании их газом.

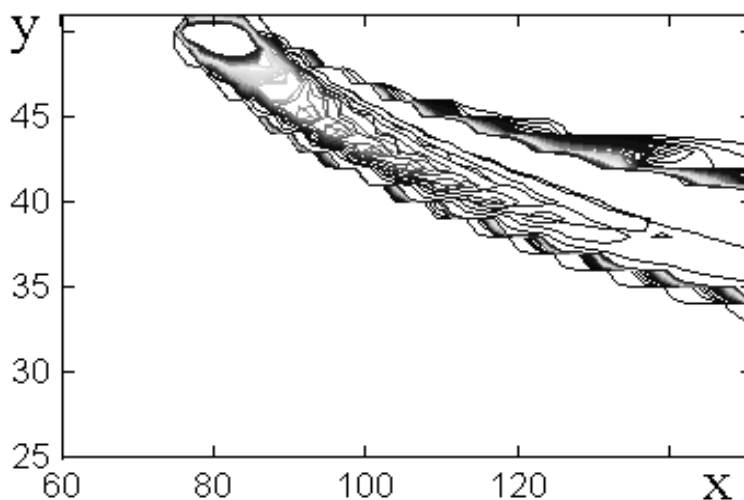


Рис. 4. Изолинии концентрации капель топлива в продольном сечении плоского канала по центру струи с учетом обмена теплотой

Список литературы

1. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. - 150 с.
2. Третьяков В. В. Расчеты концентраций распыленного топлива в камерах сгорания./

В сб. «Отрывные течения в камерах сгорания» под ред. В. И. Ягодкина . Труды ЦИАМ № 1203, 1987. С. 96-106.

3. Дитякин Ю. Ф., Клячко Л. А., Новиков Б. В., Ягодкин В. И. Распыливание жидкостей. М.: Машиностроение, 1977. - 208 с.

**INFLUENCE OF INTERPHASE EXCHANGE
ON FUEL-AIR MIXING IN A MODULE COMBUSTOR**

© 2002 A. I. Mayorova, A. A. Sviridenkov, V. V. Tretyakov

Central Institute of Aircraft Engine Construction named after P. I. Baranov, Moscow

A mathematical model of a two-phase flow in a gas turbine combustion chamber has been developed. The model includes momentum and heat exchange between the gas and fuel drops. Model flow in a straight channel of rectangular cross section with fuel aerosol injection from the wall has been calculated. Heat exchange between the gas and the drops is shown to have a strong influence on temperature fields when air flows of different densities are mixed.

УДК 621.452.322.034

ОСОБЕННОСТИ ОТРАБОТКИ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И НАДЕЖНОСТИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТУ

©2002 А. М. Постников, Ю. И. Цыбизов, В. Н. Анисимов, В. В. Беляев

ОАО СНТК им. Н. Д. Кузнецова, г. Самара

В работе представлены особенности методологии отработки экологических характеристик и надежности камер сгорания ГТУ. Описаны способы “поузловой” отработки КС на пневмо- и гидромоделях и по секторам на блоке камеры сгорания, применяемые в СНТК им. Н.Д. Кузнецова.

Вопросы кардинального улучшения экологических характеристик при сгорании углеводородного топлива в камерах сгорания (КС) ГТУ могут быть решены за счет кардинального пересмотра традиционных методов организации рабочего процесса.

На основании накопленного опыта разработок малоэмиссионных традиционных и двухзонных КС (кольцевых и с выносными жаровыми трубами) в СНТК им. Н. Д. Кузнецова ниже представлены особенности методологии отработки экологических характеристик на надежности, рассматриваемые как дополнение к известным методам.

В основе лежит способ “поузловой доводки”, т. е. экспериментально-расчетный комплекс специальных испытаний, где главный акцент делается на опережающих исследованиях элементов конструкции камеры, определяющих характеристики и надежность на моделях, установках и отсеках и предшествующих натурным испытаниям в составе двигателя.

Опыт СНТК показывает, что даже при полном и своевременном финансировании и отработанном турбокомпрессоре это время не может быть менее 3-х лет.

На этапе проектирования в технических решениях необходимо учитывать особенности последующей отработки рабочего процесса в КС. В частности, если КС проектируется для вновь разрабатываемого двигателя, то возникает ряд вопросов, связанных с обеспечением необходимого состава смеси (α) в зонах горения. Практика показывает, что компрессор и турбина “с листа” не могут гарантировать заявленные КПД. Требуется их

многолетняя доводка. В результате первые экземпляры двигателей обеспечивают номинальную мощность подачей большего расхода топлива, чем заложено в проекте. Обогащение состава смеси в КС по α достигает иногда 20 % относительно расчетного. По мере доводки турбокомпрессора эта разница существенно уменьшается.

Характеристики двухзонных КС, работающих на «бедной», предварительно перемешанной топливовоздушной смеси (ТВС), чрезвычайно чувствительны к колебаниям α . Если изначально спроектировать и затем отработать КС на проектные значения расхода воздуха, то реально на лидерных двигателях (и не только) ТВС в дежурной и основной зонах будет забогашена, температура пламени значительно превысит расчетное значение. Это приведет к повышенным выбросам NO_x и снижению надежности жаровой трубы (ЖТ) в дежурной зоне. Если в конструкции камеры заранее предусмотреть перераспределение воздуха по ее элементам в пользу увеличения расхода последнего (обычно за счет уменьшения расхода на охлаждение ЖТ) в зоны горения для компенсации недобора КПД компрессором и турбиной, то можно реализовать проектные α и $T_{пл}$ в зонах горения и на лидерных двигателях. Однако сразу возникнут проблемы с надежностью ЖТ, а с течением времени по мере повышения КПД такая камера может потерять устойчивость относительно срыва пламени и виброгорения на пониженных режимах, упадет эффективность горения, а с ней возрастут выбросы CO и CH .

Принципиально есть два подхода к решению этой проблемы:

- на время отработки турбокомпрессора спроектировать и установить на двигатель традиционную КС с одноконтурной и однозначной системой управления расходом топлива с тем, чтобы камерные проблемы “не мешали” доводке компрессора и турбины;

- определить несколько периодов (обычно 2 или 3) отработки двигателя. Под каждый из этих периодов проектировать и отрабатывать горелки дежурной и основных зон с разной пропускной способностью, уменьшающейся от первого периода к последующим для обеспечения нужного α . Следовательно, конструкция КС должна предусматривать возможность замены этих элементов, а еще лучше решение, когда обе зоны горения - дежурная и основная - являются автономным модулем.

При поузловой отработке на моделях на втором этапе очень полезной и относительно дешевой оказывается модель типа гидравлического лотка, представляющего собой бассейн, в который с одной стороны втекает, а с другой вытекает одинаковое количество воды. В этот бассейн помещают модель камеры, сделанную, например, из виниловых

листов, в масштабе 7:1...10:1 (рис. 1). При скорости воды 4...7 м/с обеспечивается значение критерия Рейнольдса (Re) в автомобильной области. Опыт показал, что в гидроротке целесообразно отрабатывать течения в кольцевых диффузорах и обтекание фронтального устройства жаровой трубы. Для визуализации течения на вход в диффузор на поверхность воды наносят тонкий слой мелкодисперсной алюминиевой пудры.

Для количественной оценки потерь полного давления воздуха и исследования аэродинамики трёхмерных течений используют модель, изготовленную из прозрачного пластика в масштабе 1:1 (рис. 2) для работы на воздухе. Моделируют, как правило, Re и (или) перепад давления на ЖТ.

Выше отмечалось, что для горелок предварительного смешения важно исследовать и отработать:

- пропускную способность по воздуху

$$B = f(\pi), \text{ где } B = \frac{G_{\epsilon} \sqrt{T_{\epsilon}^*}}{P_{\epsilon}^*}, \pi = \frac{P_{\epsilon}^*}{P_{\epsilon \text{ вых}}^*}, G_{\epsilon}^*, T_{\epsilon}^*,$$

где P_{ϵ}^* – расход, полная температура и давление на входе в КС, $P_{\epsilon \text{ вых}}^*$ – полное давление на выходе из КС;

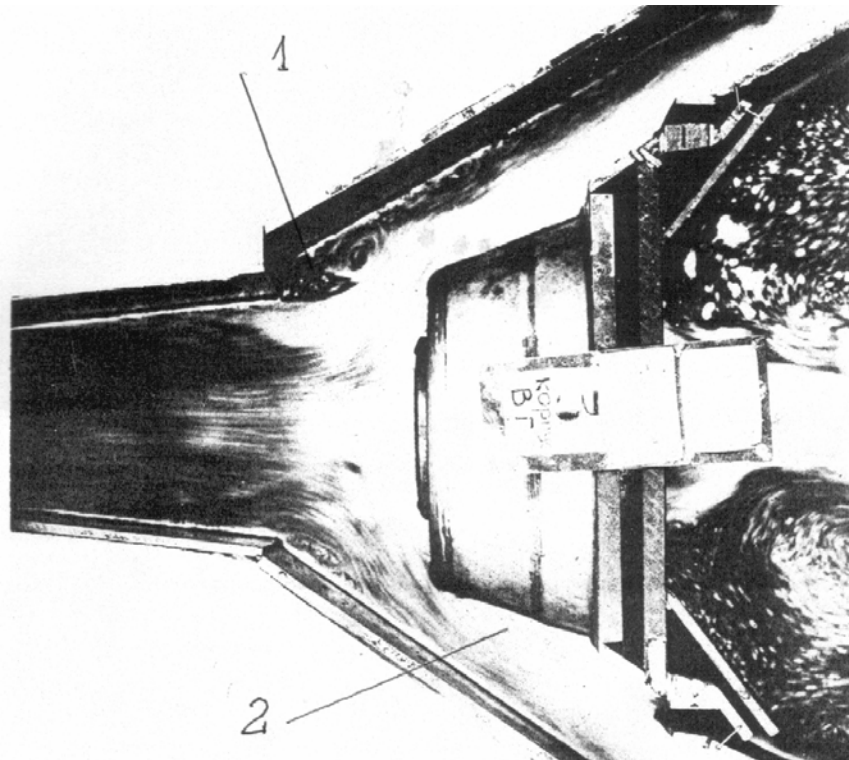


Рис. 1. Пример визуализации течения в гидроротке (1 – стабилизирующий отрыв потока в ступенчатом диффузоре, 2 – зона вихреобразования)

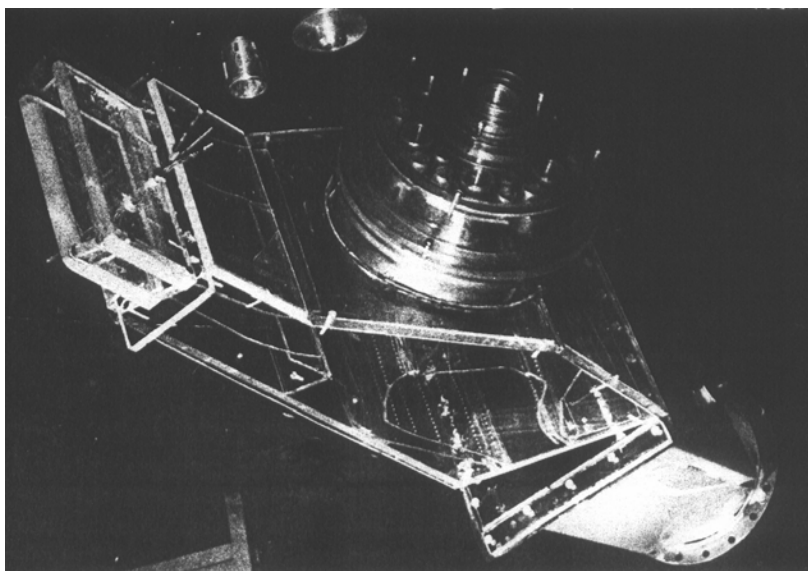


Рис. 2. Прозрачная модель модуля камеры сгорания двигателя НК-37 с выносными жаровыми трубами

- структуру течения на выходе из сопла, характеризующуюся обычно профилем скоростного напора по осевой составляющей $\Delta P_{ск} = f(r)$, где r - радиус сопла горелки;

- поле концентраций топлива по поперечному сечению сопла.

Все характеристики определяются при “холодной” продувке с давлением воздуха, близким к атмосферному. Модель для поузловой отработки горелок может быть выполнена из любого материала, но сама горелка и тракт, по которому к ней подводится воздух, должны соответствовать натурным (рис. 3).

При продувке по определению V и $\Delta P_{ск}$ используют общепринятые в таких случаях критерии моделирования. Известно, что при многоструйной подаче одного из компонентов основными критериями являются соотношения скоростных напоров и масс перемешиваемых компонентов

$$\bar{\rho} \cdot \bar{W}^2 = \frac{(\rho \cdot W^2)_e}{(\rho \cdot W^2)_m},$$

где ρ - плотность, W - скорость потока.

Однако если при модельных испытаниях выдерживать коэффициент состава смеси $\alpha_{см}$, соотношение $\bar{\rho} \cdot \bar{W}^2$ будет существенно больше натурного. К примеру, для КС двигателя НК-36СТ, где давление на номинальном режиме $P_{к}^* = 2,4$ МПа, отношение скоростных напоров при модельных испытани-

ях ($P_{к}^* \sim 0,1$ МПа) больше натурного ~ 3 раза. Так как одновременное моделирование соотношения $\bar{\rho} \cdot \bar{W}^2$ и $\alpha_{см}$ при “холодных” продувках невозможно, на практике выбирают для работы более значимый критерий $\bar{\rho} \cdot \bar{W}^2$. В случае, когда в камере смешения используют закрученные воздушные потоки, для учёта Архимедовых сил необходимо добавить параметр отношения плотностей $\bar{\rho} = \rho_e / \rho_m$. Если при “холодных” продувках использовать натурное топливо - природный газ, - то при реальных температурах компонентов ($T_e \sim T_2 \sim 273...293$ К) $\bar{\rho}$ близко к натурному. При использовании других газов для моделирования $\bar{\rho}$ обеспечивают нужную температуру этого газа.

По результатам второго этапа уточняют конструкторскую документацию на экспериментальную КС.

На третьем этапе идеальным является вариант исследования модуля (отсека) или всей КС натуральных размеров на автономном стенде, обеспечивающем натурные значения параметров: расхода, температуры и давления воздуха на входе в КС. Именно наличие таких стендов в Великобритании, США и Франции явилось основным фактором прогресса, достигнутого западными фирмами в снижении выброса вредных веществ с выхлопными газами ГТУ. При этих исследова-

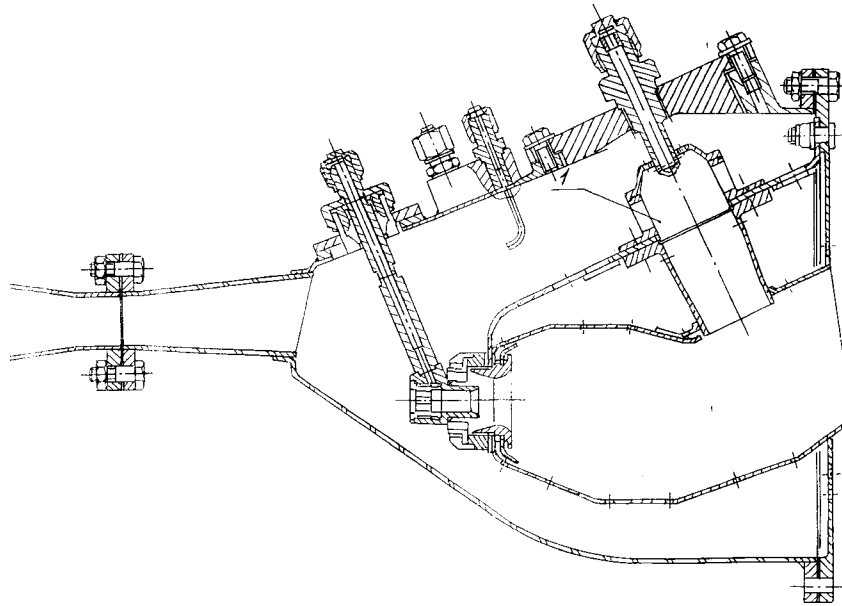


Рис. 3. Схема приспособления для продувки горелок (1- испытываемая горелка)

ниях удается полностью обрабатывать экологические характеристики и полноту сгорания, надёжность, в значительной степени решать проблемы по устойчивости горения относительно срыва пламени, самовоспламенения смеси и проскока пламени в зонах подготовки гомогенной ТВС, а также идеологии управления рабочим процессом. При этих испытаниях не моделируются возмущения и неоднородности потока из компрессора, что может служить объяснением того факта, что иногда отработанные на отсеке по проскоку пламени горелки в составе двигателя имели этот дефект. На модуле (отсеке) остаются нерешенными проблемы температурного поля и виброгорения. Если на автономном стенде исследуется полноразмерная КС, то полностью отрабатывается температурное поле и частично устойчивость процесса относительно виброгорения. Таким образом, использование автономного стенда с натурными параметрами дает возможность решить почти все основные проблемы малотоксичных КС вне двигателя, что, по мнению иностранных исследователей, несмотря на дороговизну, в конечном итоге дает временной и экономической выигрыши.

В СНТК создана установка для отработки модулей, на которой можно получить параметры: $G_в = 5$ кг/с; $P_к^* = 2,0$ МПа; $T_к^* = 700$ К. Ее нельзя назвать автономной, т. к. воздух высокого давления отбирается из-

за компрессора двигателя НК-38СТ. Из-за малости расхода воздуха задачи, которые можно решать на этой установке, ограничены:

- доводка горелочных устройств по предотвращению самовоспламенения и проскока пламени в условиях до $P_к^* = 2,0$ МПа;
- ориентировочная оценка экологических характеристик;
- проверка теплового состояния ЖТ в дежурной зоне.

Большой объем работ третьего этапа ложится на испытания отсеков и полноразмерной камеры в модельных условиях при $P_к^* \sim 0,11$ МПа:

- проверка гидравлических характеристик и распределение воздуха по зонам горения при “холодной” продувке и при огневых испытаниях;
- отработка запуска КС и устойчивости относительно срыва пламени;
- отработка температурного поля;
- отработка полноты сгорания;
- оценка гидравлических характеристик топливных магистралей.

При этом моделируются скорость воздуха на входе в диффузор камеры, α и, по возможности, $T_к^*$.

На открытом стенде опытный исследователь получает много полезной информации при визуальном наблюдении картины горения.

Конечно, эти модельные характеристики не всегда совпадают с реальными (кроме характеристик запуска), но всегда можно “перекинуть мостик” от стенда к двигателю. Например, по полноте сгорания с помощью зависимости от критерия форсирования $\eta_e = f(K_v)$, по температурному полю, вводя эмпирические поправки, и т. д. То есть, по изменению характеристики на автономном стенде можно судить об ее изменении в составе двигателя, чего нельзя сказать об экологических показателях, в частности по NO_x .

Практика свидетельствует, что иногда худший вариант по NO_x при испытании на стенде показывал лучшие результаты на двигателе. По-видимому, эти факты можно объяснить двумя причинами:

- отсутствием моделирования по уже упоминавшемуся критерию смещения $\bar{p} \cdot \bar{W}^2$;

- разным характером изменения кривой выгорания (зависимости $\eta_e = f(L_{kc})$) для различных вариантов конструкции при увеличении давления P_k^* .

Поэтому, с нашей точки зрения, к результатам отработки экологических характеристик КС, работающих на «бедных» гомогенных смесях на стенде по давлению, близкому к атмосферному, и, соответственно, к пересчету стендовых показателей NO_x на натурные, нужно подходить очень осторожно.

На четвертом этапе, при натуральных испытаниях на двигателе, обрабатываются все

характеристики КС, которые не были доведены при модельных испытаниях. Обычно это экологические характеристики, устойчивость относительно виброгорения и надёжность ЖТ, включая предотвращение самовоспламенения и проскока пламени. Процесс отработки носит итерационный характер, так как любое изменение конструкции неизбежно влияет на другие (возможно, уже доведенные) показатели камеры, поэтому приходится возвращаться ко второму и третьему этапам.

Для сокращения времени и средств на отработку в СНТК предложен и успешно реализуется метод испытаний по изобретению АС № 1176692, суть которого заключается в следующем. КС перед испытаниями на двигателе собирают с различными вариантами горелочных устройств: в кольцевой КС эти варианты размещают по секторам, в КС с выносными жаровыми трубами - по группам модулей. При испытаниях отбор проб газов производят в следе за этими секторами с учетом сноса потока. По результатам такого “чистого” сравнительного испытания выбирают оптимальный вариант. Важнейшим условием реализации этого метода должно быть равенство α за секторами перед входом в турбину.

На этом этапе окончательно определяются требования к автоматизированной системе управления процессами в КС, а затем система горения обрабатывается в комплексе.

LOW-EMISSION CHARACTERISTICS AND RELIABILITY OF GAS TURBINE ENGINE COMBUSTION CHAMBER AND PECULIARITIES OF THEIR PROVISION

© 2002 A. M. Postnikov, Yu. I. Tsybizov, V. N. Anissimov, V. V. Belyaev

N. D. Kuznetsov Scientific and Technical Complex, Samara

The paper discusses the peculiarities of the methodology of improving ecological and reliability characteristics of gas turbine combustion chambers. Methods of developing combustion chamber elements using pneumatic- and hydromodels as well as full-scale combustion chambers are described.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПЕРФОРИРОВАННОЙ СТЕНКИ ЖАРОВОЙ ТРУБЫ С РАЗЛИЧНЫМ НАКЛОНОМ ОТВЕРСТИЙ И ШАГОМ МЕЖДУ НИМИ

© 2002 А. Д. Рекин, В. В. Жестовский, В. П. Лукаш, С. А. Стряпунин

Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, г. Москва

Выполнено экспериментальное исследование теплообмена на перфорированной пластине с нормальными и наклонными отверстиями, обтекаемой турбулентным потоком нагретого газа, с применением тепловизионной техники. На основе результатов экспериментов получены критериальные зависимости для расчета теплообмена между стенкой и газовым потоком, а также между стенкой и охлаждающим воздухом, в том числе в отверстиях стенки.

Выполнены трехмерные расчеты теплового и напряженного состояний перфорированных стенок с наклонными отверстиями в двухстенной конструкции жаровой трубы для теплонапряженного взлетного режима.

Введение

В системах охлаждения стенок жаровых труб высокотемпературных камер сгорания газотурбинных двигателей и установок (с целью повышения их ресурса) в мировой практике стали широко применяться перфорированные стенки с нормальными и наклонными отверстиями [1÷3]. Для перфорационного охлаждения характерно следующее:

1) снижается теплоотдача от газового потока к стенке в результате вдувания холодного воздуха в пристеночный пограничный слой;

2) часть тепла снимается в частых отверстиях стенки;

3) интенсифицируется конвективный теплоъем от стенки со стороны охлаждающего воздуха в результате отсоса пограничного слоя, а в случае применения двойной перфорированной стенки значительно интенсифицируется конвективный теплоъем от стенки в результате душирования ее частыми струями охладителя, выходящими из “холодной” стенки.

При неограниченном увеличении числа отверстий на единице площади стенки этот способ охлаждения приближается к пористому охлаждению, называемому идеальным. Однако размер отверстий ограничивается опасностью засорения отверстий малого диаметра пылью, сажей или собственным окислением металлической стенки при высокой ее температуре. Например, в зарубежной

практике для жаровых труб применение отверстий с диаметром менее 0,5 мм не рекомендуется. В отечественном авиадвигателестроении на перфорированных участках стенок основных и форсажных камер применяются отверстия диаметром от 0,7 мм до 2 мм.

Известно, что механические напряжения для жаровых труб на порядок меньше температурных напряжений. Выравнивания средней температуры по поверхности можно достичь путем подбора диаметров и частоты отверстий. Однако местные снижения температуры в окрестности отверстий вызывают местные концентрации напряжений, которые будут определять ресурс жаровой трубы в целом (до момента появления трещин в окрестности отверстий).

В данной работе рассматривались двойные перфорированные стенки: “холодная” стенка с нормальными отверстиями, “горячая” стенка с нормальными и наклонными отверстиями. Для численного определения нестационарных трехмерных распределений температур и напряжений в перфорированных стенках в качестве граничных условий необходимо задать распределения коэффициентов конвективной теплоотдачи на стенке с “горячей” стороны, обращенной к газовому потоку, и с “холодной” стороны, обращенной к охладителю, а также внутри отверстий, через которые охладитель из канала охлаждения поступает в жаровую трубу. В данной работе коэффициенты теплоотдачи определя-

лись из экспериментов, проводимых при атмосферном давлении на тонкостенных моделях. Размеры моделей и отверстий были увеличены на порядок по сравнению с натурными размерами с тем, чтобы воспроизвести числа Рейнольдса, характерные для натурной камеры сгорания при большом давлении. Затем выполнены трехмерные расчеты теплового и напряженного состояний перфорированных сегментов с наклонными отверстиями в двухстенной конструкции жаровой трубы для теплонапряженного взлетного режима.

Данная работа является продолжением работ [4, 5].

1. Экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи от поверхностей перфорированной стенки и внутри отверстий

1.1. Теплообмен на “горячей” стороне стенки

Для исследования теплообмена на “горячей” стенке со стороны газового потока (при выдуве охладителя) использовалась модель адиабатической стенки (рис. 1).

Экспериментальная модель для исследования коэффициентов теплоотдачи с горячей стороны стенки представляла собой полую перфорированную пластину $120 \times 180 \text{ мм}^2$, изготовленную из нержавеющей стали 12Х18Н10Т толщиной 1 мм. Расстояние между пластинами было равным 4 мм, и неподвижный воздух между ними являлся хорошим тепловым изолятором. Частота патруб-

ков в полый пластине, имитирующих отверстия и расположенных в шахматном порядке ($4 \times 3 \text{ см}$), составляла $1,7 \times 10^3 \text{ 1/м}^2$. Внутренний диаметр патрубков в проведенных опытах был постоянным и равным 6 мм. Для равномерного распространения охлаждающего воздуха по исследуемой модели снизу была установлена распределительная пластина с диаметром отверстий 0,85 мм, частота их составляла $4 \times 10^4 \text{ 1/м}^2$. Расстояние между распределительной и исследуемой перфорированной пластиной равнялось 10 мм.

Эксперименты проводились при стационарном течении как основного воздушного потока, обтекающего стенку ($U_2 = 60 \dots 70 \text{ м/с}$, $T_2 = 290 \dots 295 \text{ К}$), так и охлаждающего воздуха ($T_x = T_2$). В экспериментах варьировались скорости вдува охладителя через отверстия. Для устранения отрывов основного потока перед моделью был установлен специальный обтекатель. По данным измерений полей скорости и температуры над поверхностью исследуемых пластин с помощью комбинированного насадка оказалось, что толщина пограничного слоя перед первым рядом отверстий составляла 1 мм.

Исследуемая стенка сначала нагревалась с помощью излучателя (состоящего из набора кварцевых ламп) до температуры $100 \dots 140 \text{ }^\circ\text{C}$. Затем поток излучения, равный в проводимых экспериментах $q_r = 21 \text{ кВт/м}^2$, перекрывался, и в процессе остывания стенки регистрировались распределения температуры по ее поверхности с помощью тепловизора с интервалом в 1 секунду. Поверхность

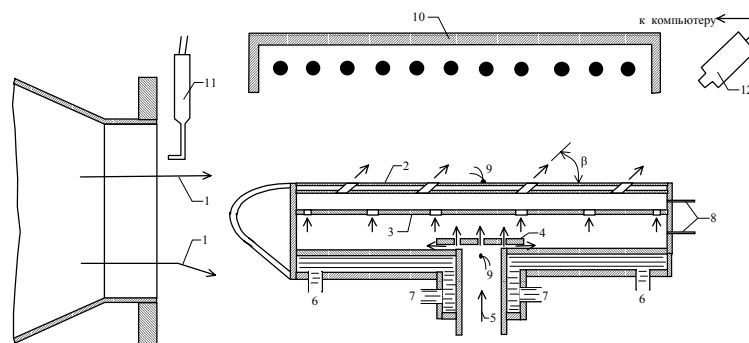


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 - основной поток воздуха; 2 - исследуемая перфорированная панель с наклонными отверстиями; 3 - распределительная пластина; 4 - отбойник; 5 - охлаждающий воздух; 6 - подвод воды; 7 - отвод воды; 8 - отборы статического давления; 9 - термопары; 10 - излучатель; 11 - комбинированный насадок для измерения параметров основного потока воздуха; 12 - приемная камера тепловизора (стрелки означают направления движения воздуха)

исследуемых стенок покрывалась смесью сажи с лаком, что обеспечивало постоянную степень черноты поверхности (0,95) в широком диапазоне длин волн (2...14 мкм), соответствующем полосе пропускания оптики тепловизора. Кроме того, температура исследуемой пластины контролировалась с помощью одной термопары хромель-копель, спай которой закрывался стальной фольгой толщиной 0,1 мм.

Для демонстрации технологии обработки экспериментальных данных в статье приводятся только результаты, полученные для пластины с наклонными отверстиями (угол наклона отверстий к поверхности пластины $\beta = 30^\circ$). На рис. 2 приведены тепловизионные изображения такой пластины в процессе ее остывания с интервалом в 1 секунду. В качестве параметра, характеризующего интенсивность вдува охладителя, используется относительная средняя массовая скорость охладителя по поверхности пластины

$$\overline{\rho \cdot v_w} = \frac{G_x / F_x}{\rho \cdot U_2}, \text{ где } G_x - \text{расход охладителя;}$$

F_x - охлаждаемая площадь исследуемой перфорированной пластины; $(\rho \cdot U_2)$ - измеряемая массовая скорость сносящего потока горячего воздуха.

Обработка тепловизионных изображений и последующий расчет коэффициентов теплоотдачи (с использованием метода “тон-

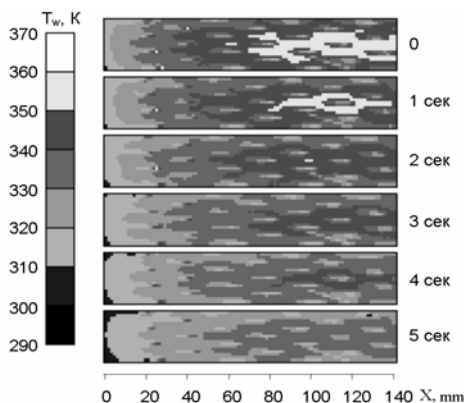


Рис. 2. Тепловизионные изображения перфорированной пластины в разные моменты времени в процессе остывания: $T_2 = T_x = 292 \text{ K}$,

$$q_r = 21 \text{ кВт/м}^2, (\rho \cdot U_2) = 68,5 \text{ кг/м}^2\text{с},$$

$$\overline{\rho \cdot v_w} = 0,0125$$

кой стенки”, т. е. при условии отсутствия влияния боковой теплопроводности на температуру исследуемой “точки”) проводились на персональном компьютере по специально разработанной программе. В каждой точке тепловизионного изображения исследуемой пластины вычислялся коэффициент теплоотдачи α_k согласно формуле

$$\alpha_k = \frac{\rho \cdot c \cdot \delta \cdot (dT_w / d\tau)}{T_w - T_2} - \alpha_c - \alpha_r, \quad (1)$$

где ρ , c и δ - плотность, теплоемкость и толщина “горячей” стенки; α_c и α_r - коэффициенты теплоотдачи, соответствующие потерям тепла от пластины в результате свободной конвекции и излучения. Оценки показали, что величины α_c и α_r по сравнению с α_k составляли менее 10 %.

На рис. 3 представлены осредненные по нескольким образующим распределения коэффициентов теплоотдачи по длине пластины при разных интенсивностях вдува охлаждающего воздуха. Анализируя полученные результаты, можно отметить слабое изменение коэффициента теплоотдачи по длине пластины. При отсутствии вдува охладителя экспериментальные значения коэффициентов теплоотдачи хорошо совпадают со стандартными расчетными значениями (штриховая линия). Последнее обстоятельство характеризует хорошую точность определения коэффициентов теплоотдачи с помощью тепловизора. Как видно на рис. 3, при увеличении интенсивности вдувания коэффициент теплоотдачи растет. Рост теплоотдачи можно приблизительно оценить зависимостью

$$\alpha_k = \alpha_0 \cdot (1 + 0,05 \cdot B_0), \quad (2)$$

где α_0 - коэффициент теплоотдачи при отсутствии вдувания; B_0 - общепринятый параметр

$$\text{вдувания, определяемый как } B_0 = \frac{\rho \cdot v_w \cdot c_p}{\alpha_0}.$$

Отметим, что для пластины с нормальными отверстиями экспериментально определенные коэффициенты теплоотдачи аппроксимируются также зависимостью (2).

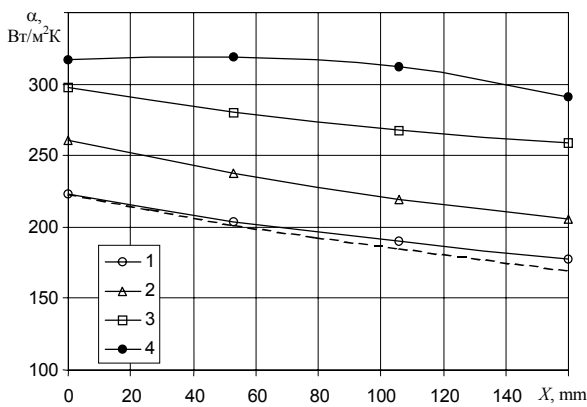


Рис. 3. Распределения коэффициентов теплоотдачи вдоль пластины при различной интенсивности вдува охлаждающего воздуха: $T_2 = T_x = 292 \text{ K}$, $(\rho \cdot U_2) = 68,5 \text{ кг/м}^2\text{с}$; 1 - $\overline{\rho \cdot v_w} = 0$, 2 - 0,0125, 3 - 0,025, 4 - 0,0306 (штриховая линия соответствует стандартному расчету для непроницаемой пластины)

Для определения адиабатической температуры исследуемых стенок, необходимой для расчета конвективного теплового потока к стенке, сносящий открытый воздушный поток нагревался в электроподогревателе омического сопротивления ($T_2 = 440 - 450 \text{ K}$, $U_2 = 60 - 70 \text{ м/с}$). Параметры сносящего (основного) потока воздуха определялись с помощью комбинированного насадка. Тепловизионные поля обрабатывались по нескольким продольным образующим. Огибающая линия, проведенная по верхним краям всех кривых, принималась за адиабатическую температуру перфорированной пластины. Результаты определения адиабатической температуры стенки с наклонными отверстиями для различных интенсивностей вдува приведены на рис. 4. Здесь безразмерная температура

стенки представлена в виде $\theta_f = \frac{T_w - T_x}{T_2 - T_x}$.

Как видно на рис. 4, в начале пластины (до первого ряда отверстий) температура пластины близка к температуре нагретого потока воздуха. Ниже по потоку происходит уменьшение температуры, но темп уменьшения немонотонен с ростом интенсивности вдувания. Необычным явлением для полученных данных является то, что температура на основной части пластины сначала уменьша-

ется с увеличением вдува (до $\overline{\rho \cdot v_w} = 0,0275$), а затем снова увеличивается с увеличением вдува. Причиной последнего процесса является отрыв струек охладителя от стенки, так как вдув с массовой скоростью $\overline{\rho \cdot v_w} = 0,036$ соответствует тому случаю, когда скоростной напор струек охладителя стал больше скоростного напора основного потока. Таким образом, систему выходных наклонных отверстий необходимо проектировать так, чтобы скоростной напор в отверстиях был меньше скоростного напора сносящего потока. Обработка величин для основной части пластины (после третьего ряда отверстий) при $\overline{\rho \cdot v_w} \approx 0,01-0,05$ (характерном для камер сгорания) дает следующую зависимость:

$$\theta_f = \frac{1}{1 + 0,5 \cdot B_0 \cdot \exp(-0,12 \cdot B_0)} \quad (3)$$

Для стенки с нормальными отверстиями ее адиабатическая температура монотонно уменьшалась с увеличением вдува. Экспериментальные данные в исследуемом диапазоне $\overline{\rho \cdot v_w}$ аппроксимируются следующей зависимостью:

$$\theta_f = \frac{1}{1 + \frac{0,5 \cdot B_0}{1 + 0,35 \cdot B_0}} \quad (4)$$

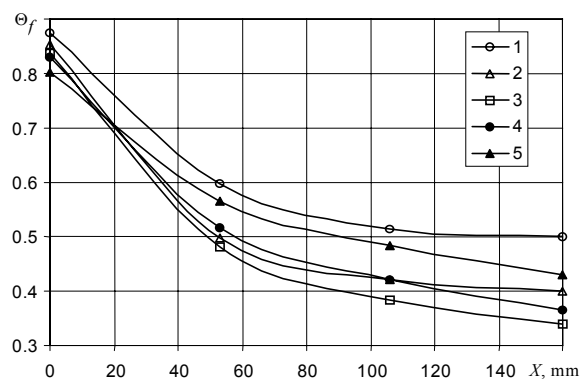


Рис. 4. Распределения относительной адиабатической температуры вдоль перфорированной пластины при различной интенсивности вдува охлаждающего воздуха:

$T_2 = 440 \text{ K}$, $T_x = 292 \text{ K}$, $(\rho \cdot U_2) = 62,7 \text{ кг/м}^2\text{с}$;
1 - $\overline{\rho \cdot v_w} = 0,0084$, 2 - 0,0157, 3 - 0,0275,
4 - 0,036, 5 - 0,0475

1.2. Теплообмен с холодной стороны стенки при ее душировании охладителем и в отверстиях

Для экспериментального определения коэффициентов теплоотдачи с холодной стороны “горячей” стенки при ее душировании охладителем и внутри наклонных отверстий была изготовлена двухстенная модель с тонкими стенками толщиной $\delta = 0,5$ мм (рис. 5). В “горячей” стенке расположено 8 отверстий по периметру, а в центре – патрубок (трубка с внутренним диаметром 20 мм с различным наклоном $\beta = 90^\circ; 45^\circ; 30^\circ$). В “холодной” стенке было 4 отверстия диаметром 15 мм. Через модель продувался стационарный поток нагретого до 200°C воздуха. Начальное более холодное состояние исследуемых стенок и патрубка достигалось путем “душирования” их струями холодного воздуха с внешней стороны (со стороны наблюдения) из специальной коробки с перфорированными стенками таких же поперечных размеров, как и исследуемые стенки (отметим, что в методе “тонкой” стенки при условии нагрева стенки в регулярном режиме начальная ее температура не играет существенной роли). После того, как душирующая коробка убиралась, в процессе нагрева стенок определялись распределения температур по их поверхности с помощью тепловизора, которые затем обрабатывались по формуле (1) с целью определения коэффициентов теплоотдачи.

В качестве примера на рис. 6 приведен один из результатов обработки полученных

данных в виде распределения коэффициентов теплоотдачи по поверхности “горячей” стенки. Видно, что наибольший коэффициент теплоотдачи локализуется напротив душирующих четырех отверстий. Оказалось, что средний по поверхности коэффициент теплоотдачи хорошо описывается эмпирическими формулами, полученными ранее в [6] на основании результатов эксперимента. Отметим, что распределения коэффициентов теплоотдачи по поверхности “горячей” стенки практически оставались неизменными при изменении угла наклона выходного патрубка.

По аналогичной схеме были проведены исследования теплообмена внутри патрубков, моделирующих теплообмен в отверстиях перфорированной стенки при течении в них охладителя. На рис. 7 приведен результат обработки тепловизионных изображений с вычислением коэффициентов теплоотдачи в наклонном патрубке. Анализ экспериментальных данных показал, что максимальный коэффициент теплоотдачи для нормального отверстия локализуется вблизи входа в отверстие на расстоянии, примерно равном радиусу отверстия (по-видимому, в месте “прилипания” потока охладителя к стенке), а для наклонных отверстий - вблизи входной острой кромки.

2. Расчет теплового и напряженного состояний перфорированных стенок

Полученные эмпирические зависимости распределения коэффициентов теплоотда-

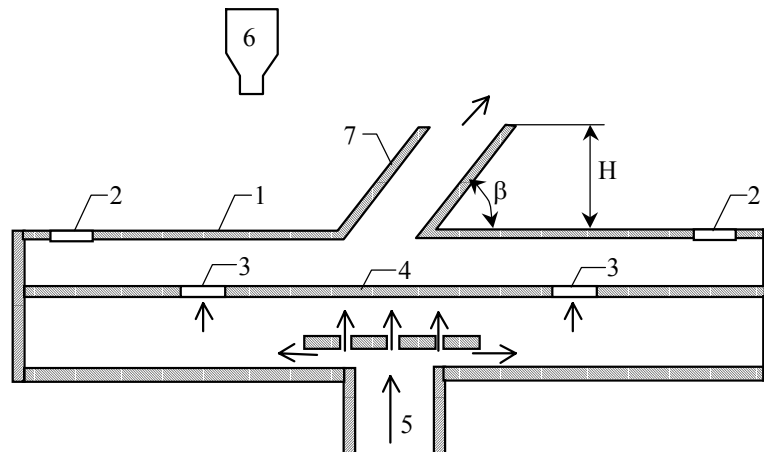


Рис. 5. Модель для определения теплоотдачи от “горячей” стенки к охладителю: 1 - “горячая” стенка; 2 - выход охладителя; 3 - четыре душирующие отверстия; 4 - “холодная” стенка; 5 - вход охладителя; 6 - тепловизор; 7 - наклонные патрубки

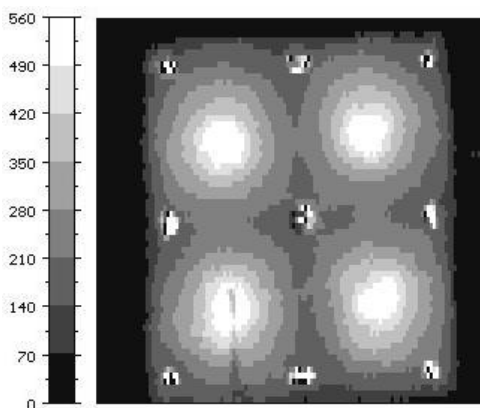


Рис. 6. Поле коэффициентов теплоотдачи ($Вт/м^2 \cdot К$) по поверхности “горячей” стенки при наклоне патрубка $\beta = 45^\circ$

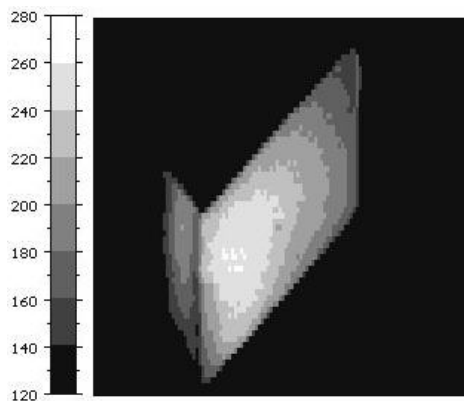


Рис. 7. Поле коэффициентов теплоотдачи ($Вт/м^2 \cdot К$) внутри отверстия ($\beta = 45^\circ$)

чи по всем поверхностям перфорированных пластин использовались для проведения трехмерных теплового и прочностного расчетов перфорированных стенок камеры сгорания.

В качестве примера приводится расчет для фрагмента перфорированной стенки кольцевой камеры сгорания с наклонными отверстиями. Для расчета заданы следующие геометрические размеры: диаметр наружной обечайки жаровой трубы 700 мм, толщина “горячей” стенки $h = 1$ мм, шаг между отверстиями в окружном и в осевом направлениях $t = 3,5$ мм, диаметр отверстий $d = 0,8$ мм и угол наклона отверстий $\beta = 30^\circ$. В “холодной” стенке были нормальные отверстия диаметром 0,6 мм и с тем же шагом $t = 3,5$ мм.

Расчет проводился для стационарного теплонапряженного режима с параметрами $P_k^* = 3$ МПа, $T_k^* = 850$ К, $T_2 = 2\ 200$ К. Для расчета был выбран только участок “горячей” стенки с условиями симметрии на его границах. В качестве материала “горячей” стенки выбран сплав ВЖ98. Одна из плоскостей, ограничивающих сегмент в окружном направлении, была проведена через центры одного ряда отверстий, другая – посередине между соседним рядом отверстий. На этих плоскостях запрещались окружные перемещения. В осевом направлении сегмент был ограничен двумя перпендикулярными оси двигателя плоскостями, между которыми укладывается пять отверстий (их количество было обусловлено мощностью имеющегося в наличии компьютера). Ограничение фраг-

мента этими плоскостями в осевом направлении нарушает периодичность конструкции и, соответственно, теплового и напряженного состояния, но позволяет поставить кинематические граничные условия, отражающие характер деформирования длинной цилиндрической оболочки (а именно, угол поворота этих сечений равен нулю). Предполагалось, что это искажение периодичности меньше всего повлияет на тепловое и напряженное состояние в зоне центрального отверстия из пяти выбранных. Результаты расчетов приводятся только для этого центрального отверстия.

Для построения объемной конечноэлементной модели фрагмента использовались 8-узловые призматические элементы с билинейными функциями формы. Суммарное количество элементов составило 28 944, узлов - 34210. При построении сетки число и размеры элементов выбирались из условия достижения как можно большей точности решения в зонах максимальной концентрации напряжений.

Результаты теплового расчета приведены в виде распределения температур на рис. 8. Как видно, максимальное значение температуры $T = 975$ °С реализуется на “горячей” стороне на линии, проходящей посередине между соседними рядами отверстий. Минимальное значение температуры $T = 855$ °С соответствует острой кромке отверстия с “холодной” стороны стенки жаровой трубы.

Результаты упругопластического расчета представлены на рис. 9 в виде распределения окружных напряжений. Как следует из

УДК 621.434

ДОЖИГАНИЕ ТОКСИЧНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВС

© 2002 М. М. Русаков, В. Н. Гордеев, В. Н. Пелипенко, О. А. Ахрёмочкин, Д. А. Павлов

Тольяттинский государственный университет

В качестве альтернативы каталитическим нейтрализаторам рассмотрены различные устройства и способы воспламенения и организации догорания токсичных составляющих в отработавших газах ДВС. Экспериментальные исследования проведены на лабораторном стенде с двигателем ВАЗ-1111 «Ока». Показана эффективность введения в отработавшие газы дополнительного воздуха и (или) кислорода.

В перспективе предусматривается дальнейшее снижение токсичности автомобильных двигателей. Для бензиновых ДВС это означает уменьшение эмиссии NO_x , CO , CH и, особенно, канцерогенов. Повышение экологичности ДВС достигается как совершенствованием процесса сгорания в цилиндре двигателя, так и применением каталитических нейтрализаторов. Проблемы применения нейтрализаторов в условиях России хорошо известны, поэтому весьма актуально исследование альтернативных способов, в частности, термического дожигания или выжигания (огневого окисления) токсичных составляющих отработавших газов (ОГ).

Отработавшие газы ДВС являются сильно забалластированной газовой смесью. Содержание азота превышает 80 %, а суммарное содержание N_2 , CO_2 и паров H_2O – 98 %. Основной горючей составляющей является CO – до 1,5 % по объёму. Содержание CH – до 200...1000 ppm, а канцерогенов – до 5...25 ppm. Температура воспламенения CO в смеси с воздухом составляет 610...658 °С, углеводородов – 430...530 °С. Температура ОГ на выходе из цилиндра, по литературным данным, при различных оборотах двигателя составляет:

n , об/мин	1000	3900	5600	6000
t , °С	612	729	797	800

По мере уменьшения токсичных составляющих дальнейшее снижение их концентрации вызывает всё большие трудности. Результаты исследований [1], проведённых со

смесями, забалластированными азотом, показывают, что зависимости задержек воспламенения стехиометрических и богатых пропановоздушных смесей от степени балластирования имеют сложный характер. Вначале до определённой степени балластирования, которая зависит от начальной температуры смеси, задержки воспламенения увеличиваются; при дальнейшем увеличении степени балластирования задержки сокращаются и с определённого момента начинают снова увеличиваться. С повышением начальной температуры смеси влияние балластирования снижается. Таким образом, проблема дожигания забалластированных смесей имеет два аспекта: необходимо обеспечить воспламенение (зажигание) смеси и поддержать (стабилизировать) возникшее горение. Причем выгорание токсичных составляющих должно происходить с достаточной скоростью, а тепловыделения превышать теплоотвод в выпускной системе двигателя.

Авторами проанализированы возможности использования для дожигания ОГ следующих способов и устройств: резонансное (вибрационное) горение, вихревой трансформатор (эффект Ранка), газодинамическое воспламенение, нагретые тела (стержни, пластины и т. п.), использование добавок активных веществ (H_2 , O_2 , O_3 , ионы, радикалы), плазменные реакторы, сверхадиабатическое горение и другие.

Вибрационное горение [2] интенсифицирует окисление, повышает полноту сгорания. Однако организация вибрационного горения в выхлопном тракте может отрицательно воздействовать на процесс горения в цилиндре двигателя. По этой же причине непри-

емлем и газодинамический воспламенитель [3]. Плазменные реакторы сложны и громоздки, требуют значительных энергетических затрат. Сверхадиабатическое горение, т. е. организация процесса горения с возвратом части тепловой энергии в зону горения, пока изучено применительно к гетерогенным системам. Интенсивные исследования сверхадиабатического горения ведутся в Институте химической физики (г. Черноголовка) под руководством Г. Б. Манелиса. В работе [4] предложено использовать тела в виде пластин или решёток, расположенные в выпускном тракте. Эти тела нагреваются при работе двигателя на повышенных оборотах (нагрузках) и воспламеняют ОГ на «холостом» ходу. Такое аккумулирование и использование тепла ОГ в какой-то мере аналогично сверхадиабатическому горению. В вихревом трансформаторе из-за перераспределения температуры по радиусу воспламенение может происходить при температуре ниже температуры воспламенения [5]. В связи с изложенным для экспериментальных исследований выбраны вихревой трансформатор, нагретые пластины, добавка дополнительного (вторичного) воздуха и добавка воздуха, обогащенного кислородом.

Экспериментальные исследования проводились на двигателе ВА3 1111, установленном на стенде MEZ – VSETIN MS 1713-4. В выпускном патрубке первого цилиндра разместили две термопары Т38-3 на расстоянии 95 и 240 мм от головки блока цилиндров и два штуцера для отбора проб ОГ. Здесь же установили трубку подачи в район выпуск-

ного клапана воздуха или воздуха, обогащенного кислородом. Температура ОГ определялась с помощью термопар и милливольтметра М2044. Содержание CO и CH – газоанализатором YANACO EIR-2105. Обороты двигателя измерялись тахометром ТЦ-5. Регистрировались расходы дополнительного воздуха и кислорода. Перед началом опытов двигатель прогревался до рабочей температуры, затем проводилось регулирование карбюратора на исходный режим ($n = 900 \text{ мин}^{-1}$, $CO = 1,2 \dots 1,5 \%$).

Опыты с вихревым трансформатором в качестве дожигателя не дали положительных результатов. По-видимому, из-за того, что невозможно поместить его близко к выпускному клапану. В связи с этим температура ОГ на входе в дожигатель существенно снижается.

Нагретые пластины. Пакет из четырех пластин, изготовленных из стали X18H10T толщиной 0,8 мм с коническими выступами высотой 2-3 мм, размещался в выпускном патрубке (рис. 1). Выступы выполнены для турбулизации потока ОГ. По результатам опытов с пластинами не зафиксировано признаков догорания токсичных составляющих ОГ.

Результаты опытов с дополнительной подачей воздуха и кислорода представлены на рис. 2. Графики наглядно показывают снижение концентрации CO и CH в зависимости от массы подаваемого вторичного воздуха. Существенное снижение токсичных составляющих, т.е. их выгорание, наблюдается при работе двигателя на $n = 900 \text{ мин}^{-1}$. Содержание CO снижается с 1,4 % до 0,2 %,

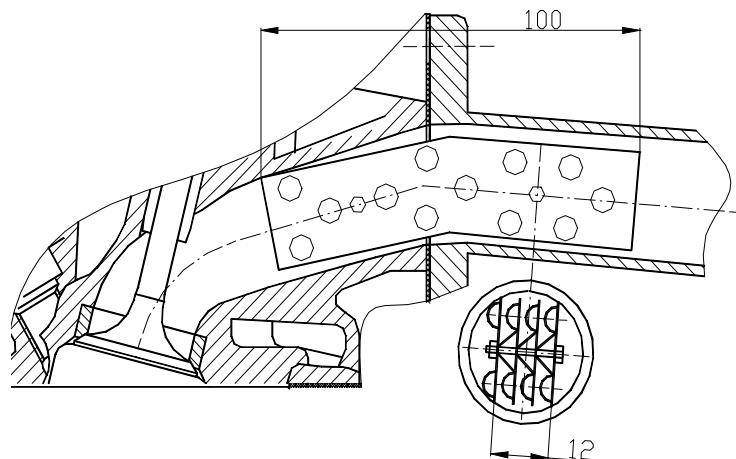


Рис. 1. Схема установки «горячих» пластин в выпускном канале

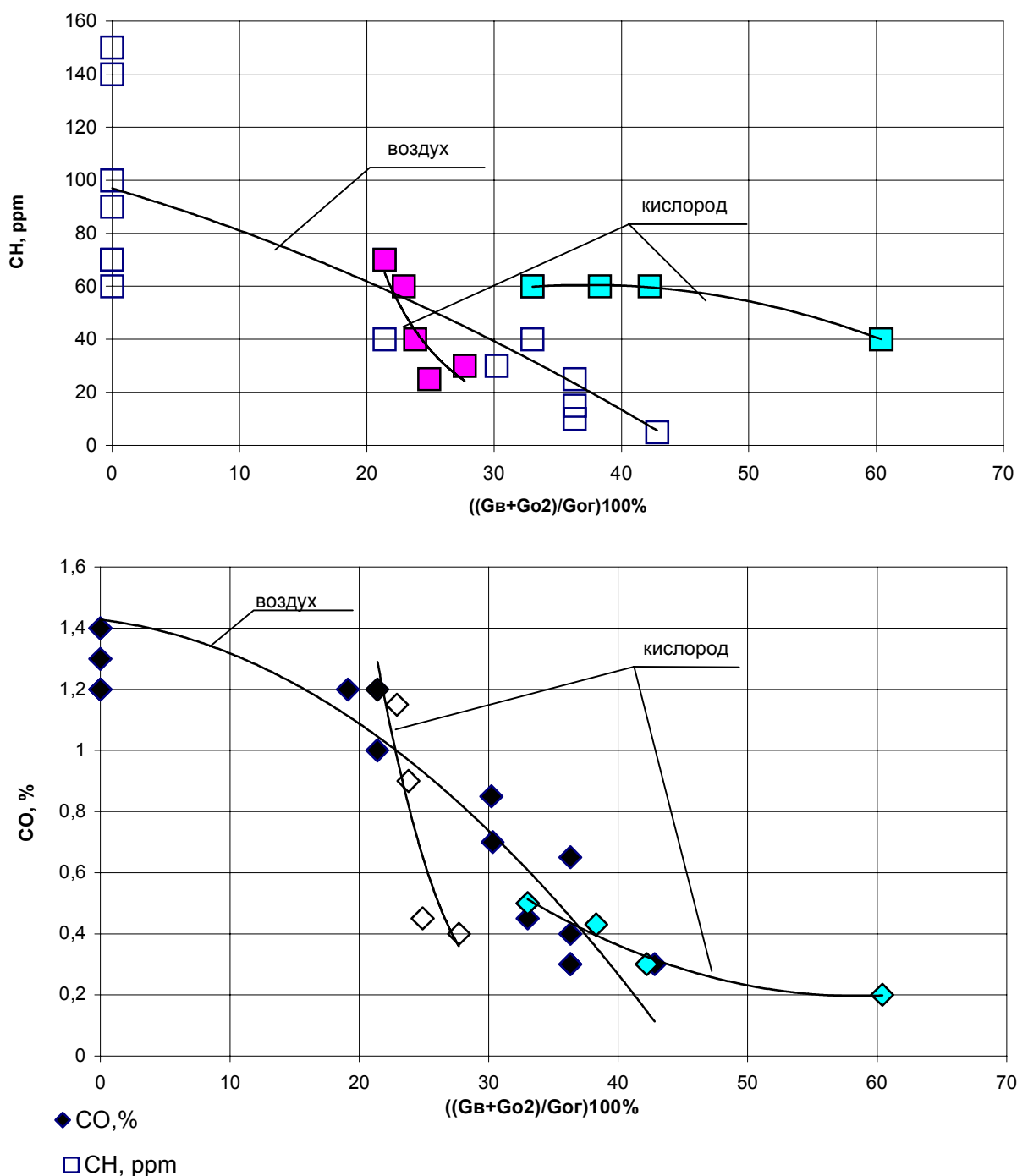


Рис. 2. Результаты опытов с подачей вторичного воздуха, обогащённого кислородом

т. е. в 7 раз при подаче вторичного воздуха в количестве 40 % от массы ОГ. При этом содержание CH снижается со 100 ppm до 10 ppm, т. е. в 5 раз. На других режимах работы двигателя снижение CO и CH менее существенно. Так, при 40 %-ной добавке вторичного воздуха содержание CO – 0,1 %, CH – 2...5% ppm.

О том, что происходит выгорание токсичных составляющих ОГ, говорит измене-

ние температуры ОГ в зависимости от величины процента добавки вторичного воздуха. Во время проведения опытов при добавке вторичного воздуха температура ОГ растет или сохраняется постоянной. Если бы не было догорания, температура ОГ снижалась бы за счет добавки холодного воздуха.

При подаче вторично воздуха, обогащенного кислородом, где масса вторичного воздуха составляет 21,4 % от массы ОГ, за-

фиксировано заметное снижение CO и CH . При этом наблюдается возрастание температуры ОГ на $120^\circ C$. Этот факт свидетельствует об интенсивном выгорании токсичных составляющих.

Список литературы

1. Кноре В. Г., Махов В. З., Славинкас С. С. Некоторые особенности воспламенения газоздушных смесей при поджатии. /Сб. Улучшение показателей работы автомобильных и тракторных двигателей. М., 1990. С. 51-58.
2. Подымов В. Н., Северянин В. С., Щелоков Я. М. Прикладные исследования вибрационного горения. Казань: Издательство КГУ, 1978.
3. Иванов И. Э., Крюков И. А. Численное исследование нестационарных течений в газодинамическом воспламенителе. // Вторая международная конференция по неравновесным процессам в соплах и трубах. Россия, С.-Петербург, 22 – 28 июня 1998 г.
4. Муми Д. Ж. У., Фаш Дж. В., Ирби М. Р. Зажигание высокоскоростных газовых струй нагретыми цилиндрическими стержнями. // Вопросы горения. Сборник переводов статей. Т. 2. М., 1953. С. 2.
5. Пиралишвили Ш. А., Новиков Н. Н., Латышев А. В. Воспламенение ацетилена в вихревом трансформаторе. В кн.: Вихревой эффект и его промышленное применение. Материалы III Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев, 1981. С. 132.

AFTERBURNING OF TOXIC COMPONENTS OF EIC BURNT GASES

© 2002 M. M. Russakov, V. N. Gordeyev, V. N. Pelipenko, O. A. Akhryomochkin, D. A. Pavlov

Togliatti State University

Various devices and methods of ignition and afterburning of toxic components contained in EIC burnt gases are considered as an alternative to catalytic neutralizers. Experimental investigations have been carried out on the laboratory stand with the VAZ-1111 "Oka" engine. Efficiency of introducing additional air and (or) oxygen into the burnt gases is shown.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПОТОКА ГАЗА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ НА ОСНОВЕ ИНТЕГРИРОВАНИЯ И ПРЕОБРАЗОВАНИЙ УРАВНЕНИЙ РЕЙНОЛЬДСА И НАВЬЕ-СТОКСА

© 2002 О. А. Рудаков, В. А. Митрофанов

ФГУП «Завод имени В. Я. Климова», г. Санкт-Петербург

Преобразованием к интегральной форме уравнений Рейнольдса и Навье-Стокса получена критериальная функция, подтвержденная экспериментальными данными, связывающая параметры турбулентности потока сплошной среды при движении его по каналу переменной геометрии с гидродинамическими критериями и параметрами, характеризующими геометрию канала.

В настоящее время при решении технических задач, связанных с расчетом параметров потока газа в камерах сгорания газотурбинных установок, для замыкания системы дифференциальных уравнений энергии, концентрации, количества движения в турбулентном потоке газа используют модельные дифференциальные уравнения переноса для параметров турбулентности ($k - \epsilon$, $k - k$ модель турбулентности и др.).

Проблема состоит в определении связи между осредненными параметрами потока и величиной динамического коэффициента турбулентной «вязкости» – μ_{IT} . Коэффициенты турбулентной теплопроводности и турбулентной диффузии λ_T и D_T также характеризующие турбулентный обмен энергии и вещества, связаны с величиной динамического коэффициента турбулентной «вязкости» с помощью турбулентных чисел Прандтля Pr_T и Шмидта Sc_T , которые в теории турбулентности [1] принимаются постоянными

величинами $\lambda_T = \frac{C_p \cdot \mu_{IT}}{Pr_T}$; $D_T = \frac{\mu_{IT}}{\rho \cdot Sc_T}$,

где ρ – плотность жидкости.

Применение численных методов решения системы дифференциальных уравнений сохранения и переноса, о которых сказано выше, не позволяет выявить взаимосвязь между параметрами турбулентности и интегральными критериями, характеризующими геометрию проточной части камеры сгорания. Определение такой взаимосвязи является важной задачей для проектирования камеры сгорания, так как процессы турбулентно-

го смешения определяют все характеристики ее работы.

Найдем зависимость величины динамического коэффициента турбулентной «вязкости» газа от критериев, характеризующих геометрию проточной части камеры сгорания.

В соответствии с современными представлениями об аналогии механизмов молекулярного и турбулентного обмена выражение для динамического коэффициента турбулентной «вязкости» имеет вид [1], [2]:

$$\mu_{IT} \approx \rho \sqrt{\overline{(W')^2}} L, \quad (1)$$

где W' – вектор пульсационной составляющей скорости потока газа или жидкости (черточка сверху означает осреднение по времени); L – интегральный масштаб турбулентности.

Для определения пульсационной составляющей скорости в уравнении (1) используем систему уравнений Рейнольдса, описывающую движение несжимаемой жидкости [3], в форме

$$\rho \{ (\overline{W} \nabla) \overline{W} + (\overline{W'} \nabla) \overline{W'} \} = -\nabla \overline{P} + \mu_I \Delta \overline{W}, \quad (2)$$

$$\nabla(\rho \overline{W}) = 0, \quad (3)$$

где W – вектор скорости потока жидкости; P – давление жидкости; μ_I – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Умножим и разделим левые части уравнений (2) и (3) на величину $F \cdot dr$, где F – элемент площади, нормальный к вектору скорости потока жидкости; dr – разность двух радиус-векторов элемента площади F .

После преобразований левые части уравнений (2) и (3) примут вид (знак, означающий осреднение по времени, в дальнейшем опускаем):

$$\frac{dG \cdot dW}{dV} + \frac{\rho \cdot W' \cdot dW' \cdot F}{dV}, \quad (4)$$

$$d(\rho WF). \quad (5)$$

Здесь $dG = \rho \cdot W \cdot F$ и $dV = F \cdot dr$.

Подставив (4) и (5) в (2) и (3), после преобразований произведем интегрирование этих уравнений в следующих пределах:

$$\int_0^G dG \int_{W_1}^{W_2} dW + \int_{-W'}^{W'} \rho \cdot W' \cdot F \cdot dW' = - \int_{V_p} \nabla P \cdot dV + \int_{V_p} \mu_1 \cdot \Delta W \cdot dV, \quad (6)$$

$$\int_{W_1}^{W_2} F dW = - \int_{F_1}^{F_2} W dF. \quad (7)$$

Здесь V_p – величина объема, в котором происходят процессы турбулентного обмена количеством движения между слоями жидкости; G – расход жидкости через объем V_p ; индексы «1» и «2» обозначают величины параметров на входе и выходе из объема V_p .

Введем коэффициенты, характеризующие неравномерность распределения параметров по объему, и относительные координаты:

$$\pi = P/\delta P; U = W/\delta W; \bar{x} = x/\chi; \bar{y} = y/\chi; \bar{z} = z/\chi;$$

$$\bar{n} = \frac{x}{\chi \cdot \cos(n, \hat{x})} i + \frac{y}{\chi \cdot \cos(n, \hat{y})} j + \frac{z}{\chi \cdot \cos(n, \hat{z})} k,$$

где параметры в числителе представляют собой местные значения; знак « δ » обозначает изменение величины от выхода к входу в объем V_p ; i, j, k – единичные орты; n – нормаль к поверхности; χ – характерный размер рассматриваемого объема.

После интегрирования и преобразований уравнений (6) и (7) (при преобразовании

интеграла, содержащего дифференциальный оператор Δ , использована формула Грина) получим

$$\delta P = \frac{G}{V_p} \cdot \delta W \cdot \chi \left(\frac{C_2}{\text{Re}} \cdot \bar{\ell}_p - C_3 \right) - C_3 \cdot \frac{\rho \cdot (W')^2 \cdot F_m \cdot \chi}{V_p}, \quad (8)$$

$$\frac{\delta W}{W_m} = - \frac{\delta F}{F_m}. \quad (9)$$

Здесь $C_2 = \frac{C_0}{C_1}$ и $C_3 = \frac{1}{C_1}$. При этом в со-

ответствии с теоремой о среднем значении определенного интеграла

$$C_0 = \frac{\int_{S_p} \frac{\partial U}{\partial n} dS}{S_p}; C_1 = \frac{\int_{V_p} \left(\frac{\partial \pi}{\partial x} + \frac{\partial \pi}{\partial y} + \frac{\partial \pi}{\partial z} \right) dV}{V_p},$$

где S_p – площадь поверхности, охватывающей объем V_p ; индекс « m » обозначает среднюю величину параметра в диапазоне ее изменения

от выхода к входу в объем V_p ; $\bar{\ell}_p$ – относительная длина объема и $\bar{\ell}_p \approx \frac{S_p}{F_m}$.

Проанализируем уравнение (8). Левая его часть представляет собой потенциальную энергию жидкости. Члены, содержащиеся в правой части, это: $\frac{G}{V_p}$ – гидродинамический

критерий переноса; произведение $\left(\frac{G}{V_p} \cdot \delta W \right)$

количественно характеризует перенос количества движения через объем V_p ; произведе-

ние $\left(\frac{G}{V_p} \cdot \delta W \cdot \chi \right)$ есть работа, затрачиваемая

на перенос количества движения через объем

V_p ; отношение $\frac{\bar{\ell}_p}{\text{Re}}$ характеризует работу, затра-

чиваемую на преодоление внутренних напряжений в жидкости; $\rho(W')^2$ – потери энергии потока на генерацию турбулентных пуль-

саций; коэффициенты C_1 и C_2 учитывают влияние неравномерности распределения параметров в объеме V_p на работу по переносу количества движения и преодоление внутренних напряжений в жидкости.

Величину δP выразим в соответствии с [2]:

$$\delta P = -A \cdot \rho \cdot (\delta W)^2 = A \cdot \rho \cdot W_m^2 \cdot \left(\frac{\delta W}{W_m} \right)^2,$$

где A – коэффициент пропорциональности.

Подставим это выражение в (8) и, учитывая, что $G = \rho \cdot W_m \cdot F_m$, получим

$$-A \cdot \left(\frac{\delta W}{W_m} \right)^2 = \frac{F_m \cdot \chi}{V_p} \cdot \frac{\delta W}{W_m} \cdot \left(\frac{C_2}{Re} \cdot \bar{\ell}_p - C_3 \right) - C_3 \cdot \frac{\rho \cdot (W')^2}{\rho \cdot W_m^2} \cdot \frac{F_m \cdot \chi}{V_p};$$

$$\varepsilon^2 = C_1 \cdot A \cdot \frac{V_p}{F_m \cdot \chi} \cdot \left(\frac{\delta W}{W_m} \right)^2 + \frac{\delta W}{W_m} \cdot \left(\frac{C_0}{Re} \cdot \bar{\ell}_p - 1 \right). \quad (10)$$

Здесь $\varepsilon = \frac{\sqrt{(W')^2}}{W_m}$ – интенсивность турбулентных пульсаций.

С учетом (9) уравнение (10) примет вид:

$$\varepsilon^2 = C_1 \cdot A \cdot \frac{V_p}{F_m \cdot \chi} \cdot \left(\frac{\delta F}{F_m} \right)^2 - \frac{\delta F}{F_m} \cdot \left(\frac{C_0}{Re} \cdot \bar{\ell}_p - 1 \right). \quad (11)$$

Уравнение (11) связывает среднюю в рассматриваемом объеме величину интенсивности турбулентных пульсаций с интегральными геометрическими критериями, характеризующими форму объема $\frac{V_p}{F_m \chi}$ и относительное изменение площадей проходных сечений в нем $\frac{\delta F}{F_m}$.

Графики на рисунках 1 и 2 иллюстрируют возможность применения полученных

соотношений (10) и (11) для обобщения экспериментальных данных по измерению интенсивности турбулентных пульсаций в зоне смешения турбулентных струй (рис. 1) и вдоль конфузورного канала (рис. 2).

На рис. 1 представлены экспериментальные данные, заимствованные из работ [1] и [4]. На оси ординат на графике отложен квадрат средней величины интенсивности продольных турбулентных пульсаций скорости в зоне смешения спутных струй; по оси

абсцисс – величина $\left| \frac{\delta W}{W_m} \right|$ для смешивающихся спутных струй:

$$\frac{\delta W}{W_m} = \frac{2 \cdot (W_2 - W_1)}{W_2 + W_1} = -\frac{2 \cdot (1 - m)}{1 + m}, \quad \text{где } W_2 - \text{ скорость спутного потока, } W_1 - \text{ скорость втекающей в него струи, } m = \frac{W_2}{W_1}.$$

С учетом этого уравнение (10) при $Re = const$ может быть представлено в виде

$$\varepsilon^2 = A_1 \cdot \left(\frac{2 \cdot (1 - m)}{1 + m} \right)^2 + B \cdot \frac{2 \cdot (1 - m)}{1 + m}, \quad (12)$$

где A_1 и B – постоянные.

Экспериментальные данные на графике (рис. 1) обобщаются с помощью соотношения (12) со значениями входящих в него постоянных: $A_1 = 4,5 \cdot 10^{-3}$; $B = 3,5 \cdot 10^{-3}$.

Связь средней величины интенсивности турбулентных пульсаций в конфузорном канале со степенью конфузорности получим из соотношения (11), где

$$\frac{\delta F}{F_m} = \frac{2 \cdot (F_2 - F_1)}{F_2 + F_1} = -\frac{2 \cdot (N - 1)}{N + 1}, \quad F_1 \text{ и } F_2 - \text{ площади входа и выхода из конфузорного канала; } N = \frac{F_1}{F_2} - \text{ степень конфузорности.}$$

В работе [5] приведены данные по измерению интенсивности продольной и поперечной пульсаций скорости вдоль оси конфузорного канала со степенями конфузорности $N = 6, 9, 16$ при $Re = 3\,710$.

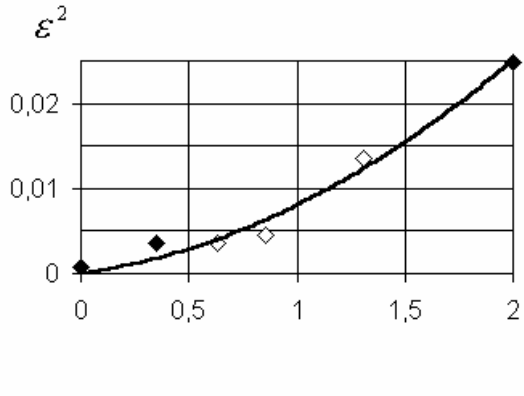


Рис. 1. Зависимость интенсивности турбулентных пульсаций скорости потока в зоне турбулентного смешения струи со спутным потоком от относительного изменения скорости потока струи:

◆ - данные из [1];
◇ - данные из [4]

Для конфузора с прямолинейными об-
разующими $V_p = F_m \cdot \chi$, тогда

$$\varepsilon^2 = A \cdot \left[\frac{2(N-1)}{N+1} \right]^2 + C \cdot \frac{2(N-1)}{N+1}, \quad (13)$$

где C – постоянная.

Экспериментальные данные, представ-
ленные в [5], аппроксимируются вырази-
ем (13) при $A = 8 \cdot 10^{-4}$, $C = 4 \cdot 10^{-4}$, что иллю-
стрирует график на рис. 2. Здесь по оси орди-
нат отложена величина, равная сумме квад-
ратов продольных и поперечных пульсаций,
осредненная по длине конфузорного канала.

По оси абсцисс нанесено значение $\left| \frac{\delta F}{F_m} \right|$ для
конфузорного канала.

Масштаб турбулентных пульсаций в
выражении (1) определим из уравнения На-
вье-Стокса для нестационарного движения

жидкости, положив, что в течение короткого
промежутка времени, соответствующего из-
менению пульсационной составляющей ско-
рости от 0 до W' , это уравнение адекватно
описывает течение жидкости с турбулентны-
ми пульсациями:

$$\rho \cdot \frac{\partial W}{\partial t} + \rho \cdot (W \nabla) \cdot W = -\nabla P + \mu_1 \cdot \Delta W. \quad (14)$$

В этом уравнении положим $\frac{\partial W}{\partial t} \sim \frac{W'}{t'}$,
где t' – время турбулентной пульсации ско-
рости в потоке жидкости или газа.

В соответствии с представлениями о
турбулентном течении $t' = \frac{L}{W'}$,

тогда $\frac{\partial W}{\partial t} \sim \frac{(W')^2}{L}$.

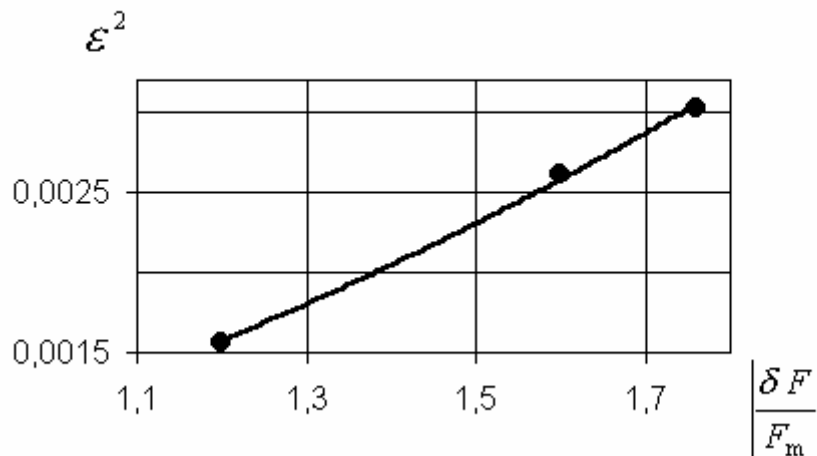


Рис. 2. Зависимость интенсивности турбулентных пульсаций скорости потока газа
в конфузоре от относительного изменения площади конфузорного канала.

По данным работы [5]

Подставив это выражение в уравнение (13) и преобразовав его к интегральной форме способом, изложенным выше, с учетом уравнения (10) получим

$$L \approx \frac{V_p}{F_m} \cdot \frac{\varepsilon^2}{C_1 \cdot A \cdot \frac{V_p}{F_m \cdot \chi} \cdot \left(\frac{\delta W}{W_m}\right)^2 + \frac{\delta W}{W_m} \cdot \left(\frac{C_0}{Re} \cdot \bar{\ell}_p - 1\right)} = \frac{V_p}{F_m}.$$

Так как $\frac{V_p}{F_m} \sim \chi$, то окончательно $L \sim \chi$.

Справедливость полученного соотношения подтверждают опубликованные экспериментальные данные в [1].

С учетом вышеизложенного величина динамического коэффициента турбулентной «вязкости» газа может быть выражена в общем виде соотношением

$$\mu_{1T} \sim \rho \cdot W_m \cdot \sqrt{\varepsilon^2} \cdot L \sim \rho \cdot W_m \cdot \chi \cdot f \left(\frac{V_p}{F_m \cdot \chi}; \frac{\delta F}{F_m}; \frac{\bar{\ell}_p}{Re} \right),$$

которое связывает безразмерные интегральные параметры, характеризующие геометрию проточной части канала, с параметром турбулентности.

Список литературы

1. Турбулентное смешение газовых струй / Под ред. Г. Н. Абрамовича. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1974.
2. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика. Учебное пособие. Т. VI. Гидродинамика. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1988.
3. Н. Я. Фабрикант. Аэродинамика. Ч. I. Государственное издательство теоретической литературы. М., 1949.
4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1970.
5. Зысина-Моложен Л. М., Зысин Л. В., Поляк М. П. Теплообмен в турбомашинах. М.: Машиностроение, 1974.

DEFINING COMBUSTOR GAS FLOW TURBULENCE PARAMETERS ON THE BASIS OF INTEGRATION AND TRANSFORMATIONS OF REYNOLDS AND NAVIER-STOKES EQUATIONS

© 2002 O. A. Rudakov, V. A. Mitrofanov

Federal State Enterprise "Plant named after V. Ya. Klimov", St. Petersburg

By transforming the Reynolds and Navier-Stokes equations into the integral form a criterion function was obtained. The function was confirmed by experimental data. It relates the continuous flow turbulence parameters to hydrodynamic criteria and the parameters characterizing the channel variable geometry as the flow travels in the channel.

ОБОБЩЕНИЕ ОПЫТА ОРГАНИЗАЦИИ ТУРБУЛЕНТНОГО ГОРЕНИЯ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

© 2002 В. П. Савченко

ОАО СНТК им. Н. Д. Кузнецова, г. Самара

Приведены результаты исследований влияния интенсификации процесса турбулентного смешения на эффективность, устойчивость горения и эмиссию вредных веществ в камерах сгорания аэрокосмического и энергетического назначения двигателей семейства НК. В ходе доводки КС получены зависимости “мягкого” и “жесткого” возбуждения высокочастотных (ВЧ) колебаний в КС ЖРД замкнутой схемы (двигателей НК-39, НК-33) от неравномерности потока газообразного компонента по сечению КС и от дальнобойности струй форсунок. На базе исследования источников возникающей турбулентности в КС разработаны две модели турбулизации потока: модель “Р” - в зонах обратных токов форсуночной головки и модель “С” - в струях форсунок от динамического взаимодействия компонентов топлива, от начальной турбулизации потока в газоводе КС, при входе потока в газовые каналы форсунок и др. Путём усовершенствования критерия Херша указанными моделями “Р” и “С” на базе созданных моделей генерации акустической энергии в КС экспериментально подтверждены разработанные принципы оптимизации указанных характеристик горения в форсажных камерах двигателей НК-25, НК-321 и в двухзонных камерах двигателей НК-36 СТ, НК-37, НК-38 СТ.

Решение ряда важнейших задач современных высокоэффективных двигателей достигается путем интенсификации процесса горения в камерах сгорания (КС). При этом требования высокой экономичности обуславливают необходимое достижение высоких параметров рабочего цикла двигателей и повышение теплонапряженности КС. При интенсификации процесса горения в КС повышается склонность к возникновению высокочастотной (ВЧ) неустойчивости горения, приводящей к разрушению КС и других агрегатов двигателя (рис. 1).

Несмотря на большой объем проведенных в нашей стране и за рубежом исследований ВЧ неустойчивости горения [1, 2], к настоящему времени не создана приемлемая инженерная методология оптимизации важнейших характеристик: эффективности, устойчивости горения и эмиссии вредных ве-

ществ. Это связано с недостаточным изучением процессов, протекающих в КС.

1. Интенсификация процесса горения в КС

Известно, что способность возбуждения ВЧ колебаний обычно связывается с распределением процесса горения по длине КС (с кривой выгорания $\eta(x)$ [1, 2]), отражающим интенсивность протекания физико-химических процессов вдоль КС:

$$\eta(x) = \frac{1}{1 + \frac{1}{\bar{\tau}_{nn}} + \frac{1}{\bar{\tau}_{nd}}}, \quad (1)$$

где $\bar{\tau}_{nn} = \frac{\tau_n}{\tau_n}$, $\bar{\tau}_{nd} = \frac{\tau_n}{\tau_d}$ - отношения времени пребывания сгорающей смеси в КС τ_n соот-

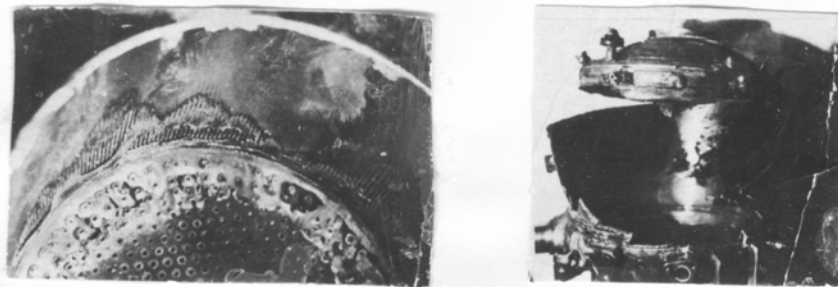


Рис. 1. Характер разгара и разрушения КС двигателя НК-39 при ВЧ колебаниях

ветственно к характерному времени реакции τ_n и ко времени турбулентной диффузии τ_d .

В работах Дорошенко В. Е. (ЦИАМ) параметр τ_{nn} представлен как “критерий форсирования” применительно к КС ГТД в виде

$$K_V = \frac{G_\theta}{(P^*)^{1,25} \cdot T^* \cdot V_{ж.тр.}}, \text{ где } G_\theta - \text{расход воз-}$$

духа через КС, P^* - давление в КС, T^* - температура воздуха на входе в КС, $V_{ж.тр.}$ - объём жаровой трубы. На ранних этапах доводки КС этот критерий сыграл положительную роль при обобщении влияния интенсификации кинетического горения на эффективность горения в КС газотурбинных двигателей.

Интенсивность турбулентного горения в КС ЖРД в работе Херша [3] выражена в зависимости от аналога диффузионного кри-

терия Фурье в виде $\alpha = \varepsilon \cdot \frac{L_{КС}}{H}$, где ε - ин-

тенсивность турбулентности, $L_{КС}$ - длина КС, H - расстояние (шаг) между форсунками. При этом для КС ЖРД открытых схем принято некоторое осредненное значение интенсивности турбулентности и не установлена связь ее уровня с конструктивными параметрами форсуночных головок. В КС ЖРД замкнутых схем при прохождении газообразного компонента через форсуночные головки с различ-

ной проницаемостью ($\bar{f}_{зол} = 0,06...0,3$) происходит сильное изменение интенсивности турбулизации потока и, как следствие, эффективности и устойчивости горения [4]. Поэтому возникают практические задачи по учету турбулизации потока газообразного компонента.

2. Связь характеристик эффективности и устойчивости горения с газодинамическими параметрами, отражающими интенсивность турбулентного смешения в КС

В ходе экспериментальной доводки КС со струйной подачей газообразного компонента двигателей ЖРД замкнутой схемы НК-39, НК-33 (рис. 2, 3) были установлены зависимости скорости истечения газообразного компонента в КС на границе ВЧ колебаний W_ϕ от газодинамических параметров, определяющих структуру потока на выходе из форсуночной головки [4]: от крупномасштабной неравномерности поля давлений по сечению КС (σ_{P^*} - среднеквадратичное отклонение от средней величины полного давления), от дальнобойности струй форсунок

газообразного окислителя ($\bar{L}_{cmp} = \frac{L_{cmp}}{d_c}$), от турбулизации потока при уменьшении проницаемости $\bar{f}_{зол}$ (рис. 4):

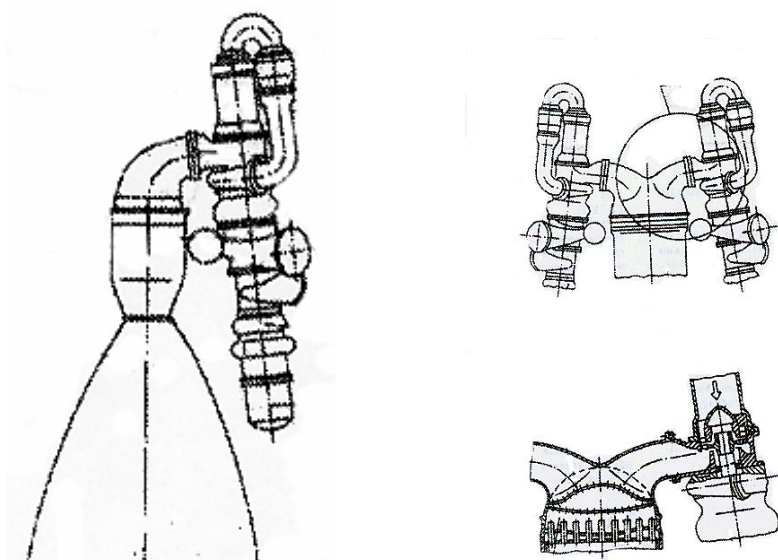


Рис. 2. Общий вид двигателя НК-33 и его перспективных компонентов

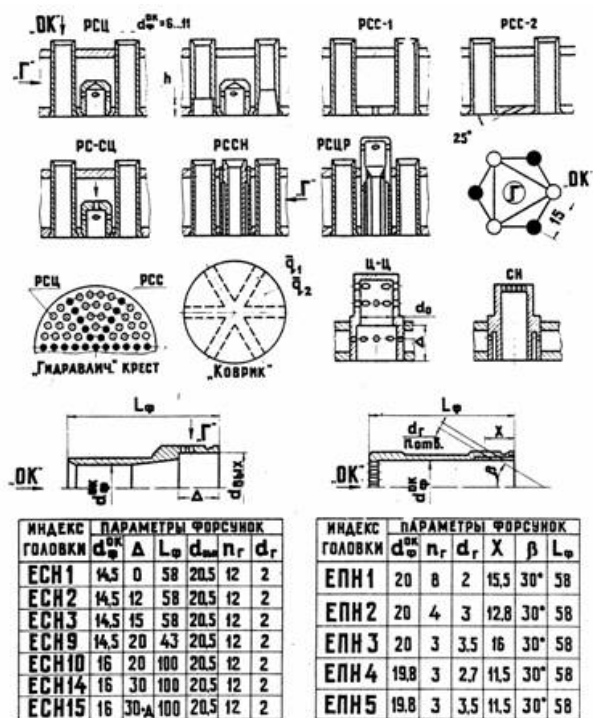


Рис. 3. Смесительные элементы

$$W_{\phi} = F_1(\sigma_{\Sigma^*}, \bar{L}_{стр}, \bar{f}_{зол} \dots) \quad (2)$$

Выравнивание крупномасштабной неравномерности поля полных давлений по сечению КС до величины ($\sigma_p^* < 0,1 \dots 0,2\%$) приводило не только к повышению значения скорости W_{ϕ} , но и к уменьшению протяженности областей “жесткого” возбуждения ВЧ колебаний [5].

В свою очередь, характеристики дальнобойности струй $\bar{L}_{стр}$ зависят от конструктивных $\Omega_{кон}$ и режимных параметров форсуночных головок $\Omega_{кон}$ [4], от формы газоваода КС, от относительной длины газовых каналов форсунок \bar{L}_{ϕ} и плавности входа потока в эти каналы, от конструктивных параметров форсунок, от режимных параметров смешения $\Omega_{реж}$ (соотношения скоростных на-

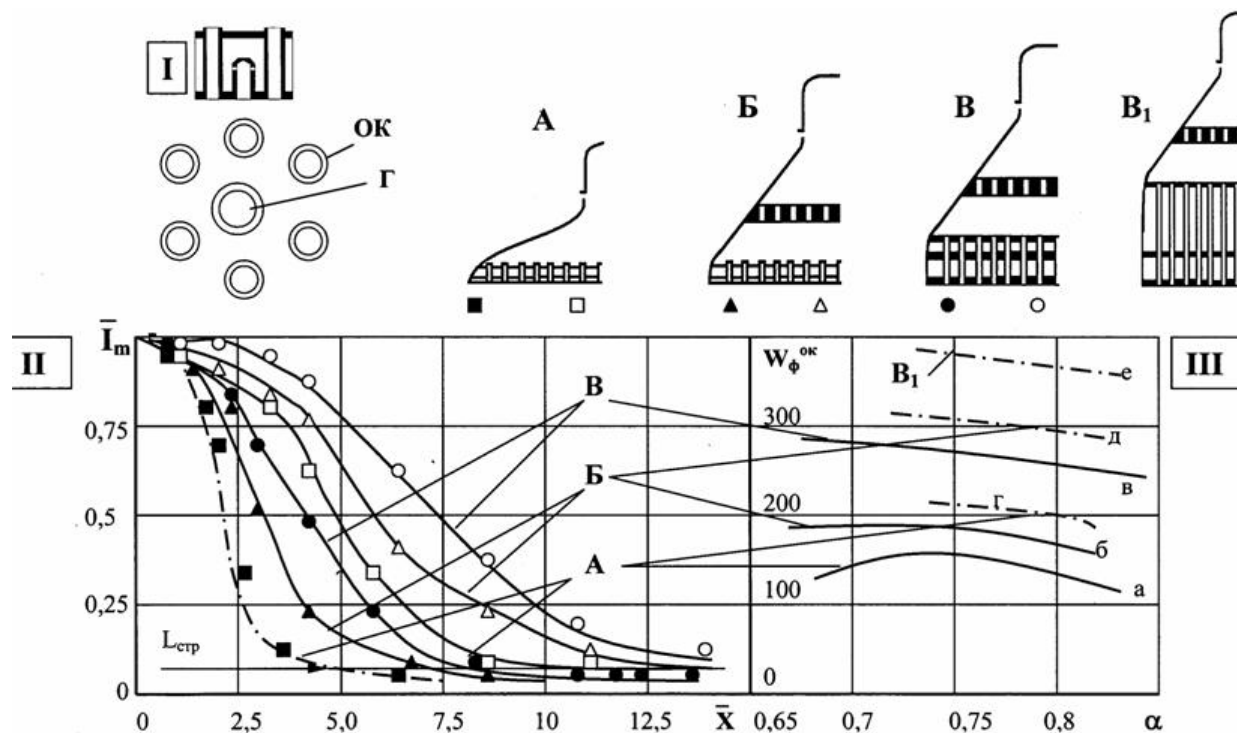


Рис. 4. Влияние увеличения дальнобойности струй форсунок на повышение границы “мягкого” возбуждения ВЧ колебаний в КС двигателя НК-39:

A, B, B, B1 – форсуночные головки с проницаемостью $\bar{f}_{зол} = 0,06$;

□, Δ, ○ – центральные форсунки; ■, ▲, ● – периферийные форсунки;

a, б, в – данные натурных испытаний; г, д, е – данные модельных испытаний

поров компонентов топлива в отверстиях форсунок $\frac{1}{m^2 \cdot n}$):

$$\bar{L}_{стр} = F_2 \left[\Omega_{кон}, \Omega_{реж} \left(\frac{1}{m^2 \cdot n} \right) \right]. \quad (3)$$

Анализ опыта доводки КС двигателя НК-39 показал, что для повышения границы “мягкого” возбуждения и для уменьшения протяженности области “жесткого” возбуждения ВЧ колебаний безразлично, какими мероприятиями достигается снижение σ_{p^*} . Эффективным оказалось направление снижения σ_{p^*} мероприятиями, повышающими дальнобойность струй форсунок $\bar{L}_{стр}$.

В соответствии с этим разработан способ повышения устойчивости горения за счёт снижения σ_{p^*} в КС ЖРД замкнутой схемы [4], предусматривающий плавное расширение потока на входе в КС коническими диффузорами с выравнивающей решеткой (проницаемостью $\bar{f}_{пен} \approx 0,3$) или газоведами криволинейной S-образной формы (рис. 2), с применением выравнивающей решетки переменной проницаемости и с подбором проницаемости форсуночной головки $\bar{f}_{гол}$ и относительной длины газовых каналов форсунок $\bar{L}_ф \geq 6$ с улучшением плавности входа потока в эти каналы (а. с. СССР № 42182 от 31.7.67 г. и патент РФ № 2168049 от 27 мая 2001 г.).

Внедрение разработанных конструктивных мероприятий позволило обеспечить высокую эффективность горения в КС и запасы устойчивости горения в КС двигателей НК-39 и НК-33 по всей циклограмме работы двигателей, включая форсированные режимы.

3. Полуэмпирический метод оценки интенсивности турбулентного обмена в КС со струйной подачей газообразного окислителя

Необходимость оптимизации указанных выше характеристик горения потребо-

вала разработки простых инженерных полуэмпирических методов оценки интенсивности турбулентного смешения в КС с учетом влияния выявленных в ходе доводки КС большого числа конструктивных и режимных параметров.

Анализ основных источников турбулентности, возникающих в КС со струйной подачей газообразного окислителя двигателями ЖРД замкнутой схемы, показал необходимость учета турбулизации потока по двум моделям турбулентности: по модели «P», учитывающей турбулизацию потока в зонах обратных токов форсуночной головки как перфорированной решетки [5, 6], и по струйной модели «C», учитывающей начальную турбулизацию потока в газоведе КС при входе потока в каналы форсунок, внутрискруйные градиенты газодинамических параметров от взаимодействия компонентов топлива и др.

Для оценки влияния на эффективность и ВЧ неустойчивость горения интенсификации турбулентного обмена параметр τ_{no} был представлен, в соответствии с работой [3], в виде аналога диффузионного критерия Фурье, учитывающего начальную неравномерность подачи топлива как отношение длины КС к шаговому расстоянию между форсун-

ками $\left(\frac{L_K}{H} \right)$. Также учитывались параметры турбулентного обмена по модели «P» (D_T^P) и по модели «C» (\bar{D}_T^C) в следующем виде:

$$F_{0g} = (L_K/H) \cdot D_T^C \cdot \bar{D}_T^C. \quad (4)$$

В соответствии с (4) одинаковую степень выравнивания концентрации на располагаемой длине КС можно достичь изменением трех независимых параметров, но в соответствии с (2) интенсификация турбулентного обмена по модели «C» сопровождается уменьшением $\bar{L}_{стр}$ и снижением скорости W_ϕ на границе ВЧ колебаний. Поэтому достижение высокой эффективности горения достигалось турбулизацией потока по модели «P» за счет уменьшения проницаемости форсуночной головки $\bar{f}_{гол}$.

На начальном этапе доводки КС двигателя НК-39 с полусферической полостью возникающая в КС ВЧ неустойчивость горения в течение 2-х лет задерживала доводку КС [4]. Попытки улучшения устойчивости горения за счет увеличения начальной неравномерности подачи топлива приводили не к улучшению устойчивости горения, как ожидалось, а к ее ухудшению [3], при этом часто ухудшалась эффективность сгорания смеси. Поэтому основным направлением оптимизации характеристик эффективности и устойчивости горения явилось уменьшение начальной неравномерности подачи топлива путем применения увеличенного числа мелких разнокомпонентных струйно-центробежных (РСЦ) и двухкомпонентных соосных (СН) струйно-центробежных форсунок с прямоструйной подачей газообразного окислителя (рис. 3).

При выбранном значении $L_k/H = 12...16$ (рис. 4, 5) характерные особенности различных типов смесительных элементов отражались дополнительным параметром начальной неравномерности подачи топлива $\bar{h}_\phi = h_\phi/H$. Так, по рекомендациям Аггеева А. Н. [4], значение \bar{h}_ϕ принималось равным 0,5 для разнокомпонентных

струйно-струйных РСЦ форсунок (рис. 3) как отношение расстояния форсунки горючего к форсунке окислителя h к шаговому расстоянию, взятому по осям форсунок окислителя H .

По физическому смыслу это означает, что в данном смесительном элементе полное смешение на длине КС произойдет при попадании горючего на ось форсунки окислителя. Для РСЦ форсунок $\bar{h}_\phi = 0,25$, для СН и ПН форсунок это значение определялось по дополнительным зависимостям, учитывающим "пробиваемость" струй горючего в поток газообразного окислителя в форсунке.

3.1. Модель турбулизации потока за форсуночной головкой как перфорированной решеткой (модель «Р»)

Определяющее влияние интенсификации процесса турбулентного смешения на ВЧ неустойчивость горения подтверждено большим числом натурных и модельных огневых испытаний КС двигателей НК-39 и НК-33. Для обобщения полученных экспериментальных данных по эффективности и устойчивости горения с использованием аналога диффузионного критерия Фурье (4) была проведена систематизация экспериментальных

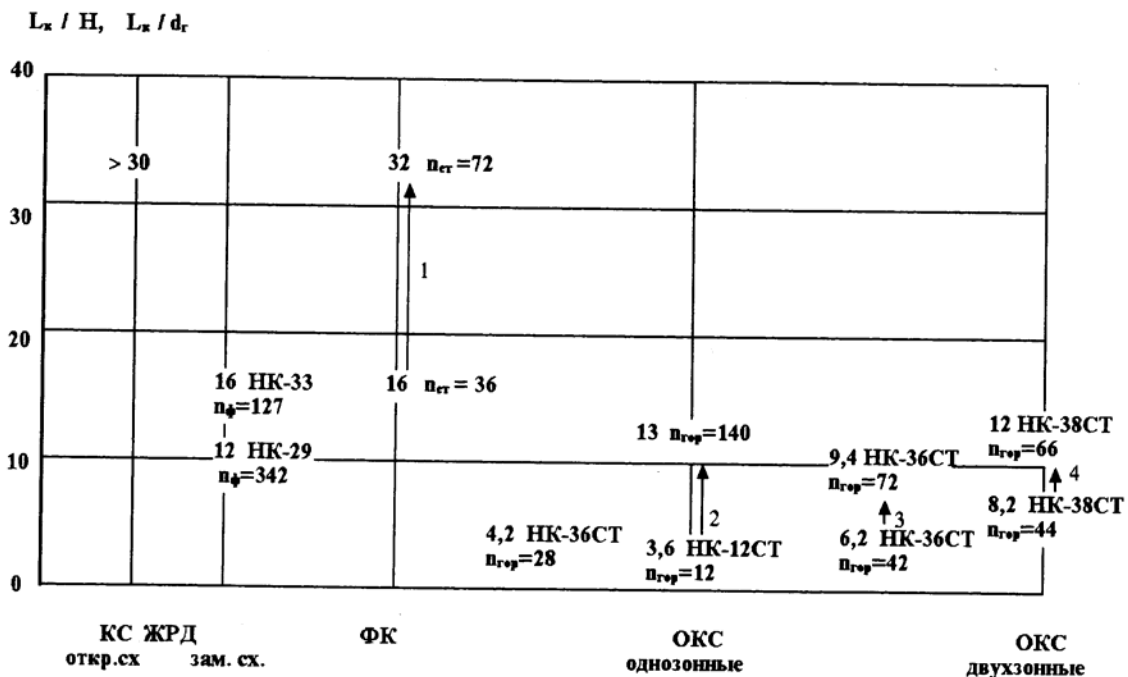


Рис. 5. Сравнение значений параметров начальной неравномерности подачи топлива для КС реактивных двигателей семейства НК

данных по интенсивности турбулентности за решетками [3, 6] и в струях [7, 8] с повышенным уровнем начальной турбулентности.

Была показана универсальность зависимостей возрастания и затухания турбулентности за решетками, что позволило описать закономерности ее относительного изменения $\bar{\varepsilon}(x) = \varepsilon/\varepsilon_{\text{макс}}$ в виде интегральной функции

$$A(x) = \int_0^x \bar{\varepsilon}(x) dx.$$

Значение $\varepsilon_{\text{макс}}$ определялось в зависимости от проницаемости форсуночной головки, положение координаты $\varepsilon_{\text{макс}}$ - в зависимости от шагового расстояния между форсунками [6]. По номограммам, полученным путем аппроксимации интенсивности и масштаба турбулентности за решетками, определялись эффективные значения параметра $D_T^p(x)$.

3.2. Струйная модель турбулентного смешения (модель «С»)

В работе [4] показано, что на эффективность и устойчивость горения в КС ЖРД замкнутой схемы значительное влияние оказывает начальная интенсивность турбуликации потока ε_0 в газоведе, соединяющем турбину двигателя и предфорсуночную полость КС. При повышении ε_0 происходит уменьшение дальнобойности струй $\bar{L}_{\text{стр}}$, увеличение их углового расширения, что свидетельствует о повышении турбуликации потока [6, 7, 8].

Для возможности оценки влияния различных параметров на интенсификацию процесса турбулентного смешения возникла необходимость в уточнении модели «С». На базе созданной статистической модели, описывающей нормальным законом распределения в поперечном сечении струи инвариантов струйного течения: избыточного импульса, избыточной энтальпии и расхода вещества центральной струи в спутном потоке, установлена связь параметров в поперечном сечении струи и параметров на ее оси.

Полученный постоянный закон затухания параметров в осевом направлении струи [8] позволил определить длину переходного

участка струи \bar{X}_n (отражающего ее дальнобойность) как газодинамическую характеристику интенсивности турбулентного смешения в струе. Но для обобщения экспериментальных данных была получена более общая характеристика, отражающая влияние параметров $\varepsilon_0, m, n, \delta^*$ на значение параметра турбулентного обмена $\bar{D}_T^C(x)$ в струях форсунок. С этой целью использовались экспериментальные данные, полученные Гиневским А. С. [4], по исследованию влияния начальной интенсивности турбулентности ε_0 (от 1,5 до 21 %) на изменение $\varepsilon_m(x)$ вдоль оси струи. Изменение $\varepsilon_0(x) = f(x)$ за решетками, с помощью которых создавалась начальная турбулентность, было описано в виде зависимости $\varepsilon_0(x) = B/(B + \varepsilon_0)$, где значение константы $B = 5$.

Суммарное значение интенсивности турбулентности определялось из условия суперпозиции основных составляющих турбулентной вязкости, возникающей от сдвига скорости и вносимой в слой смешения начальной турбулентности. В предположении, что масштаб турбулентности пропорционален угловому расширению струи db/dx , были получены зависимости, позволяющие определять соответствующее значение параметра турбулентного обмена по модели «С».

Разработанная статистическая модель «С» позволяет учесть влияния указанных выше начальных параметров на величину \bar{X}_n [8], а следовательно, и на дальнобойность струи $\bar{L}_{\text{стр}}$. По рассчитанному или замеренному за форсуночной головкой КС значению $\bar{L}_{\text{стр}}$ определялось $\bar{D}_T^C(x)$.

3.3. Результаты обобщения

На базе разработанного полуэмпирического метода [6] с использованием аналога диффузионного критерия Фурье (4) обобщены данные по эффективности и устойчивости горения в КС ЖРД замкнутой схемы в виде зависимостей

$$\varphi_{\beta} = 1 - 0,25 \cdot e^{-1,832 \cdot F_{0g}}, \quad (5)$$

$$W_{\phi} = 360 \cdot e^{-0,37 \cdot F_{0g}}. \quad (6)$$

Эти зависимости отражают общую тенденцию повышения эффективности и снижения границы ВЧ колебаний при интенсификации процесса турбулентного горения в КС со струйной подачей газообразного окислителя. Обеспечение высокой эффективности и устойчивости горения в исследуемых КС достигнуто при значениях параметров начальной подачи топлива в КС

$$L_K/H = 12 \dots 16, \quad \bar{h}_{\phi} = 0,25$$

и значении $F_{0g} = 1,1 \dots 1,5$ [4]. В соответствии с этими условиями обеспечивалось повышенное значение дальности струй \bar{L}_{cmp} (не допускалось снижение отношения скоростного напора газообразного окислителя к скоростному напору жидкого горючего в отверстиях форсунок в область значений $\frac{1}{m^2 \cdot n} < 1$

по всей циклограмме работы двигателей ЖРД). Интенсификация процесса турбулентного смешения достигалась по модели «P» за счет уменьшения проницаемости форсуночной головки.

4. Влияние интенсификации горения на генерацию акустической энергии в КС

Опыт доводки КС двигателя НК-33 с СН форсунками и с частичным внутриворсуночным смешением и сгоранием компонентов топлива [9] показал необходимость более полной оптимизации характеристик эффективности и устойчивости горения с использованием профиля скорости выгорания топлива вдоль оси факела, образующегося на струе, выходящей из форсунки $f_m(x) = d\eta_z(x)/dx$, темпа затухания амплитуды ВЧ колебаний $f_p(x)$, возрастающего при более интенсивном выгорании смеси вдоль КС и фазового сдвига $\psi(x)$ между акустическими колебаниями давления и скорости горения при интенсификации процесса турбулентного смешения по модели «С».

Влияние интенсификации процесса турбулентного горения на генерацию волновой энергии в КС исследовалось при следующих предположениях:

1) При высоких начальных температурах химически активных компонентов топлива $T_{OK} = 300 \dots 400$ °С; $T_T = 100 \dots 150$ °С пренебрегалось влиянием процессов распыла и испарения топлива.

2) Скорость химических реакций превышает скорость физических процессов: диффузии и теплопередачи; химическая активность компонентов топлива определяет интенсивность энерговыделения в КС. Самым медленным процессом, определяющим результирующее протекание процесса горения в КС, является процесс турбулентного смешения.

3) Основными источниками неравномерности потока в КС являются:

- крупномасштабная неравномерность поля давлений по сечению КС, формируемая в газовой КС закруткой потока турбиной двигателя, а ее выравнивание осуществляется решетками и форсуночными головками;
- начальная мелкомасштабная неравномерность концентрации топлива (в пределах шагового расстояния между форсунками).

4) Основными источниками турбулизации потока газообразного компонента в КС является его турбулизация в газовой при прохождении выравнивающих решеток, форсуночной головки, в струях, истекающих из газовых каналов форсунок, возникающая при динамическом взаимодействии потоков компонентов топлива, выходящих из отверстий форсунок. Значение коэффициента турбулентной диффузии в КС $\bar{D}_T = \bar{D}_T(x)$ определяется указанными источниками турбулизации потока и влиянием собственно процесса горения на растягивание процесса смешения по длине КС.

5) Вид кривой выгорания топлива $\eta_z(x)$ зависит от интенсивности нарастания параметра $D_T(x)$, от химической активности топлива и других факторов, определяющих влияние собственно процесса горения на протекание процесса турбулентного обмена в КС.

6) Форма акустических колебаний в КС близка к собственной моде поперечных тангенциальных колебаний и соответствует теоретическому решению волнового уравнения [2].

7) Распределение амплитуд пульсационной скорости горения по длине диффузионного факела форсунки подобно распределению средней скорости горения [2]. Сдвиг по фазе $\psi(x)$ между колебательными составляющими давления p' и скорости тепловыделения m' по длине факела зависит от временной задержки энерговыделения, которая определяется на начальном диффузионном участке факела форсунки интенсивностью турбулентного обмена и скоростью переноса очагов горения вдоль факела форсунки. В конце факела, где происходит догорание уже перемешанных компонентов и реагирующая смесь близка уже к равновесной, сдвиг фаз определяется скоростью химических реакций. В этой области принималось, что энерговыделение осуществляется в противофазе с колебаниями давления.

8) Генерация акустической энергии в КС определяется повышением энерговыделения в “чувствительной” зоне, расположенной у форсуночной головки.

9) Основными источниками диссипации акустической энергии в КС является вынос ее в газовой КС. Выносом акустической энергии в сопло КС для исследуемых поперечных колебаний можно пренебречь в соответствии с экспериментальными исследованиями, проведенными в ЦИАМ.

10) При возникновении ВЧ неустойчивости горения происходит дополнительная интенсификация процесса турбулентного смешения так, что происходит выравнивание крупномасштабной и мелкомасштабной неравномерности (полей скоростей, концентраций, температур...).

4.1. Оптимизация эффектов интенсификации и растягивания выгорания смеси по длине КС при частичном внутрифорсуночном сгорании смеси

В предположении определяющего влияния профиля скорости выгорания $f_m(x)$ на

тепловыделение в “чувствительной” зоне, расположенной у форсуночной головки, при аппроксимации $f_m(x)$ нормальным законом распределения с введением коэффициента асимметрии описано влияние на коэффициент генерации γ_q двух противоположно действующих процессов: интенсификации процесса горения при уменьшении параметра σ_η и растягивания выгорания смеси по длине КС при увеличении параметра K_σ .

Созданная модель позволила описать полученный сильный эффект повышения удельной тяги (на 12 единиц) без значительного ухудшения устойчивости горения с учетом относительного увеличения коэффициента сопротивления форсунки ξ (в 2...2,5 раза) от теплового ускорения частично сгорающей смеси внутри форсунки [9, 10].

Обработка с использованием полученных зависимостей, литературных данных по замеру кривых выгорания смеси за форсуночными головками модельных КС ЖРД показала, что в большинстве случаев значение $K_\sigma = 3...4$. Было также показано, что увеличение полноты сгорания топлива и ухудшение устойчивости горения происходит с уве-

личением параметра $\frac{2}{\sigma_\eta \cdot (1 + K_\sigma)}$. При этом интенсивное понижение границы ВЧ неустойчивости горения происходит, если параметр формы кривой выгорания превышает значения 20... 25.

В случае частичного внутрифорсуночного сгорания смеси параметр K_σ повышается до 10...12. Эти данные свидетельствуют о влиянии двух противоположно действующих процессов, позволяющих достичь высокой эффективности без значительного ухудшения устойчивости горения.

4.2. Оптимизация интенсификации процесса горения и затухания амплитуды ВЧ колебаний вдоль КС

В случае определяющего влияния на коэффициент генерации γ_q характеристик

$f_m(x)$ и $f_p(x)$ было показано, что более интенсивное нарастание кривой выгорания $\eta_z(x)$ приводит к увеличению амплитуды ВЧ колебаний у форсуночной головки и к повышению γ_q . Анализ показал, что для ослабления влияния на коэффициент генерации характеристик $f_m(x)$ и $f_p(x)$ необходимо процесс горения организовать так, чтобы общая протяженность зоны горения была больше половины длины КС и градиент нарастания кривой выгорания $d\eta_z(x)/dx$ был меньше двух [10].

4.3. Оптимизация интенсификации процесса горения $f_m(x)$ и характеристик фазового сдвига $\psi(x)$ между колебаниями скорости горения m' и акустическими колебаниями давления p'

В случае определяющего влияния на γ_q характеристик $f_m(x)$ и $\psi(x)$ с учетом принятого предположения п. 7 было показано, что устойчивость горения ухудшается при сильной интенсификации процесса горения по струйной модели, когда отношение протяженности области максимальной светимости на начальном диффузионном участке факела форсунки к общей длине факела повышается до значения $\bar{S}_{мс} = \frac{S_{мс}}{L_{фак}} > 0,5$. Этот результат подтвержден экспериментально [4] при снижении отношения скоростного напора окислительного газа к скоростному напору горючего в отверстиях форсунок. При этом увеличивается угловое расширение факела форсунки, уменьшается его дальность, что вызывает интенсификацию процесса турбулентного смешения.

Из анализа полученного выражения аналога диффузионного критерия Фурье можно сделать вывод, что на профиль скорости выгорания смеси вдоль КС $f_m(x)$ влияют независимые параметры L_k/H , \bar{h}_ϕ , $D_m^p(x)$, $\bar{D}_m^c(x)$. Эти параметры в различной степени влияют на эффективность и устойчивость горения. Поэтому при изучении внут-

ренних связей между исследуемыми явлениями с использованием этих параметров проводилась организация высокоэффективного и устойчивого горения в исследуемых КС.

5. Обоснование условий обратной связи

Возбуждение ВЧ колебаний зависит не только от параметров смещения, но и от скорости W_ϕ , определяющей темп внешних воздействий L_{cmp}/W_ϕ на процессы в камере. Длина струи газообразного окислителя или факела зависит от конструкции форсунок и интенсивности турбулентного обмена [4, 6, 7].

В соответствии с условием 6 можно принять, что для заданных формы и размеров камеры, а также для конкретного типа топлива период акустических колебаний $\tau_{ак}$ является величиной известной. Учитывая влияние акустических колебаний на интенсивность процесса смещения, на скорость горения, можно принять параметр $\tau_{ак}$ также определяющим параметром, входящим в условия обратной связи.

Предположим, что уровень скорости на границе ВЧ неустойчивости определяется временной задержкой, которая зависит от следующих характерных времен:

а) от времени пребывания смеси на длине факела форсунки

$$\tau_n = \frac{2 \cdot L_{фак}}{W_\phi + W_k}; \quad (7)$$

б) от времени распространения от фронта пламени до корневой части струи акустических возмущений, возникающих во фронте пламени при сгорании крупных турбулентных вихрей $\tau'_{ак} = \frac{L_{фак}}{C_k}$, где C_k - скорость распространения звука в КС. От этих возмущений в соответствии с механизмом, разработанным Фурлетовым В. И., происходит образование вихрей и зарождение ВЧ неустойчивости горения, а усиление вихреобразования и рост амплитуды колебаний вызываются возникшими в камере акустическими колебаниями первой или второй моды;

в) от времени турбулентного сгорания смеси в зоне горения форсунки, которое по аналогии со временем турбулентного горения

гомогенного факела $\tau_o = \frac{L_{\text{фак}}}{W'} = \frac{L_{\text{фак}}}{\varepsilon \cdot W}$ определяется в виде:

$$\tau_o = \frac{L_{\text{фак}}}{F_{0g} \cdot W_p} \quad (8)$$

Используя эти характерные времена, рассмотрим влияние длины струи или факела, образованного на этой струе, на изменение уровня границы ВЧ неустойчивости. Принимая время запаздывания в виде $\tau_o = \tau_n + \tau'_{\text{ак}}$, условие возбуждения ВЧ колебаний можно записать следующим образом:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot L_{\text{фак}}}{W_\phi + W_\kappa} + \frac{L_{\text{фак}}}{C_\kappa} \quad (9)$$

Из этого выражения представим значе-ние скорости $\tilde{W}_{\phi}^{\text{ок}}$ на границе ВЧ неустойчи-вости горения в виде следующей зависимости:

$$W_\phi = L_{\text{фак}} \cdot W_\kappa + 2 \cdot L_{\text{фак}} \cdot C_\kappa + \frac{\tau'_{\text{ак}} \cdot C_\kappa \cdot W_\kappa}{\tau'_{\text{ак}} \cdot C_\kappa - L_{\text{фак}}} \quad (10)$$

Зависимость (10) отражает влияние уве-личения дальности струй форсунок

$L_{\text{стр}}$ на повышение границы устойчивости горения (рис. 6). Но, отражая общую тенден-цию улучшения устойчивости горения, эта зависимость не позволяет решить исследуе-мую задачу оптимизации характеристик эф-фективности и устойчивости горения, так как не учитывает рассмотренного выше влияния большого числа конструктивных и режимных параметров смещения и внешних факторов.

Приведенные в работе [4] результаты обобщения влияния интенсификации процес-са турбулентного смешения на эффектив-ность и устойчивость горения в КС ЖРД сви-детельствуют о необходимости при оптими-зации исследуемых характеристик горения проводить полный учет влияющих парамет-ров, входящих в аналог диффузионного кри-терия Фурье. Проведенная обработка экспе-риментальных данных по изменению даль-ности струй $L_{\text{стр}}$ и соответствующих значений скорости на границе ВЧ неустой-чивости горения с использованием зависимо-сти (8) показала, что уменьшение $\bar{L}_{\text{стр}}$ на 40 % приводит к увеличению коэффициента генерации в 2 раза (рис. 7).

При переходе от форсунок РСЦ к фор-сункам РСС значение параметра \bar{h}_ϕ увели-чилось от 0,25 до 0,5, за счет этого устойчи-вость горения повысилась настолько, что гра-ница ВЧ неустойчивости не была достигну-

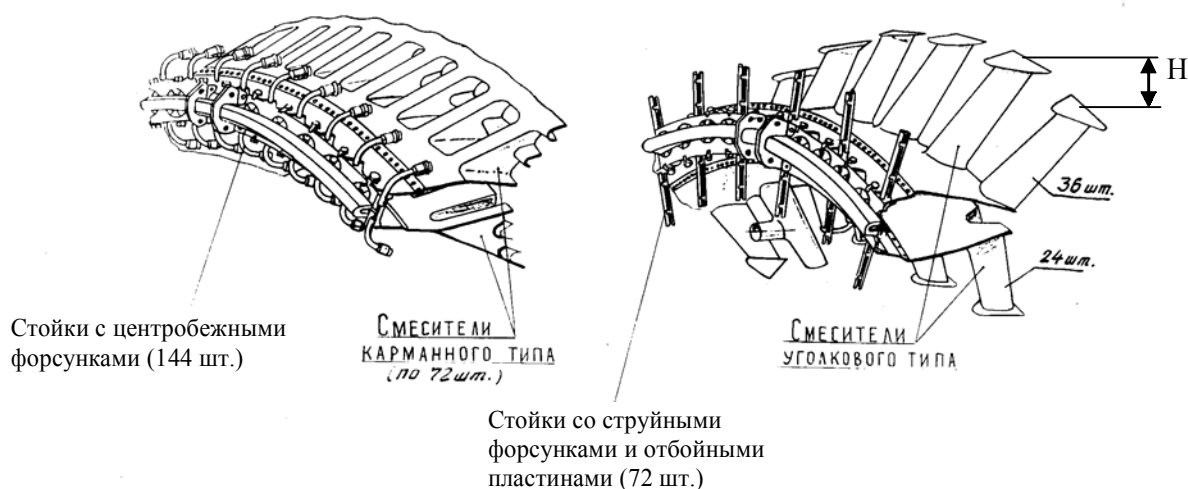


Рис. 6. Увеличение начальной неравномерности подачи топлива в ФК при упрощении конструкций фронтального устройства ФУ (б.) $L_\kappa/H = 16$. Оптимальное значение параметра $(L_\kappa/H)_{\text{опт}} = 32$ получено путем установки на периферии между уголками ФУ (б.) чашечных стабилизаторов пламени

та. Переход к ПН форсункам резко снизил границу ВЧ неустойчивости горения по сравнению с РСЦ форсунками. Несмотря на сильное влияние начальной неравномерности подачи топлива на ВЧ неустойчивость горения, оптимальным направлением оптимизации оказалось увеличение дальности струй форсунок газообразного окислителя при значении $L_k/H = 12...16$.

6. Критериальное уравнение приближенного подобия, отражающее влияние интенсификации кинетического и турбулентного горения на исследуемые характеристики горения в КС

На базе анализа большого числа натуральных и модельных огневых испытаний полноразмерных КС с различными типами смесительных элементов двигателей ЖРД замкнутой схемы установлены основные закономерности влияния интенсификации кинетического и диффузионного горения на генерацию акустической энергии. Эти закономерности подтвердились при устранении ВЧ неустойчивости горения в форсажных камерах (ФК) и в двухзонных КС ГТУ.

В ходе доводки КС различного назначения приходилось путем экспериментальной доводки проводить оптимизацию большой совокупности характеристик горения в КС.

В соответствии с [4, 12÷16] в ходе доводки двухзонных КС ГТУ влияние интенсификации турбулентного смешения на исследуемые характеристики горения в КС ($\eta_z(x), NO_x, CO, \gamma_q, \Theta, \zeta_{\phi,y}$) определялось в зависимости от критериев подобия

$$F_3(\tau_{nn}, \tau_{nd}, \tau_{nk}, \chi, H_u, \Phi_i \dots) = 0. \quad (11)$$

При этом NO_x, CO - уровни эмиссии оксидов азота, окислов углерода, γ_q - коэффициент генерации акустической энергии в КС (например, в виде критерия Релея [2]); Θ - параметр неравномерности температурного поля на выходе из КС; $\zeta_{\phi,y}$ - коэффициент потерь полного давления фронтального устройства. Здесь отношение $\tau_{nk} = \tau_n / \tau_k$ при-

нято в виде числа Струхала Sh , связанного со значением скорости истечения смеси из газовых каналов форсунок в КС на границе ВЧ колебаний и с акустическими характеристиками исследуемой моды колебаний [2]

$$\left(\frac{W_\phi}{Sh \cdot d_\phi} = \alpha \cdot C_k \cdot d_k \right), \quad \chi - \text{степень гомогени-$$

зации смеси, H_u - теплотворная способность топлива, Φ_i - факторы, учитывающие граничные условия, касающиеся диссипации волновой энергии [3], проскока пламени внутрь сопла горелки и т. д.

Оптимизация характеристик $\Theta, \zeta_{\phi,y}$ КС ГТД и ГТУ проводилась с учетом подпора потока в диффузоре, изменения числа горелок [17]; оптимизация эмиссии NO_x и CO связана с подготовкой "бедной" гомогенной смеси основного контура двухзонных КС и с формированием определенного профиля скорости на срезе сопла горелки, определяющего высокую скорость турбулентного горения в закрученном потоке и препятствующего проскоку пламени внутрь горелки [13÷16].

7. Влияние на ВЧ неустойчивость горения интенсификации кинетического горения

Опыт доводки КС ЖРД замкнутой схемы и систематизация литературных данных позволили определить следующие особенности влияния интенсификации химической активности компонентов топлива на ВЧ неустойчивость горения:

- минимальное значение скорости W_ϕ в КС на гомогенной смеси проявляется при стехиометрическом соотношении компонентов топлива; в КС с отдельной подачей компонентов топлива характер этой зависимости изменяется из-за влияния диффузионных факторов;

- при переходе на топливо с меньшей химической активностью значительно повышается значение W_ϕ (от 160 до 280 м/сек) и понижается уровень частоты первой моды поперечных ВЧ колебаний (от 1 400 Гц до 1 100 Гц). Учет удельной теплоты химической реакции в виде следующей зависимости: $q = (C_p^{ПС} T^{ПС} - C_p^0 T^0)$, где 0 - начальные условия на входе в КС, ПС - продукты сгора-

ния, позволяет прогнозировать значение скорости на границе ВЧ колебаний по данным модельных огневых испытаний полноразмерных КС;

- в ходе испытаний КС двигателя НК-33 на натуральных компонентах при пониженных давлениях в КС (до 2...5 атм), моделировании начального подогрева газообразного компонента и процесса турбулентного смешения получено практически совпадение значения скорости на границе устойчивости горения с данными натуральных испытаний. Это позволяет отрабатывать запасы устойчивости горения в КС ЖРД замкнутой схемы на пониженных режимах по давлению в КС;

- подтверждено для КС ЖРД определяющее влияние на повышение W_ϕ увеличения общей протяженности зоны горения $L_{зг}$, ранее установленное в работах Дорошенко В. Е., Фурлетова В. И. (ЦИАМ) для КС, работающих на гомогенной смеси, и обобщенное в зависимости от объемной скорости

тепловыделения $\frac{q \cdot H_u}{L_{зг}}$, где $q = G_{см} / F_k$ -

относительная расходонапряженность, F_k - площадь поперечного сечения КС, H_u - теплотворная способность смеси, зависящая от вида и состава смеси [4].

8. Оптимизация характеристик эффективности и устойчивости горения в форсажных камерах двигателей НК-25 и НК-321

Приведенная выше методология, предусматривающая установление связи исследуемых характеристик эффективности и устойчивости горения с газодинамическими характеристиками, определяющими структуру потока на выходе из фронтального устройства, использовалась при доводке форсажных камер (ФК) и основных КС ГТД, ГТУ.

Для возможности оптимизации этих характеристик горения в форсажных камерах (ФК) двигателей НК-25 и НК-321 детально исследовалась газодинамическая структура потока за смесительными и фронтными устройствами на специально созданной полноразмерной секторной модели [11]. Проведен-

ная газодинамическая доводка ФК позволила исследовать влияние большого числа конструктивных параметров на гидравлические потери, провести доводку более совершенной конструкции лепесткового смесителя, определить основные закономерности влияния газодинамических характеристик на эффективность и устойчивость горения, а также на целый ряд других характеристик, включая и коксование топлива в коллекторах ФК.

В результате проведенных исследований получены следующие результаты:

1) Вместо струйного смесителя внедрен лепестковый смеситель в диффузоре ФК оптимальной конструкции [11], что позволило снизить гидравлические потери на 1,5 %, что соответствует снижению удельного расхода топлива на бесфорсажных режимах работы (3...4 г/кг топлива).

2) Показано, что для улучшения устойчивости горения за счёт уменьшения начальной неравномерности скорости потока, набегающего на ФУ, относительное расстояние ФУ от среза смесителя ($L_{см} / H_{см}$) должно быть больше в 2,5 раза характерной ширины смесителя, угловое расположение лепестков смесителя выбирается таким образом, чтобы горячий газ поступал на периферийные стабилизаторы пламени (а. с. СССР № 134573 от 8.09.79, а. с. СССР № 183796 от 2.02.83, а. с. СССР № 203819 от 29.05.84).

3) Для обеспечения устойчивости горения за счет растягивания выгорания смеси стабилизаторы пламени выполняются плавно обтекаемой формы, соединенные специальными пламяперебрасывающими устройствами. Для исключения местного переобогащения смеси топливом разрежение за стабилизаторами пламени выравнивается за счет подбора оптимального расстояния между ними (а. с. № 291265 СССР от 1.04.89).

4) Для повышения эффективности горения увеличивается число стабилизаторов пламени так, чтобы параметр начальной неравномерности подачи жидкого топлива $L_k / H \geq 32$, а также устанавливаются за радиальными стабилизаторами пламени охлаждаемые экраны, создающие зоны обратных токов без значительного повышения гидравлического сопротивления и ухудшения устойчивости

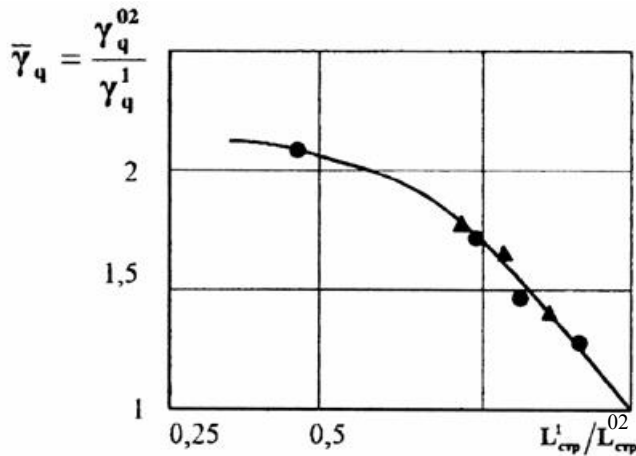


Рис. 7. Изменение коэффициента генерации волновой энергии в зависимости от дальности струй

(индексы 02, 1 обозначают $\frac{1}{m^2 \cdot n} = 0,2; 1;$

● – ЕСН14; ▲ – ЕПН5

горения. Эффективность данного подхода к оптимизации подтверждена в ходе доводки ФК на двигателе и не противоречит традиционным, связывающим, например, условия возбуждения с расположением стабилизаторов пламени в сечении с максимумом амплитуды колебательного давления.

5) Устранение коксования топлива в коллекторах ФК достигается за счет выравнивания крупномасштабной неравномерности поля температур путем увеличения расстояния от среза смесителя до ФУ $L_{см}/H_{см}$ больше 2,5. Для модификации ФК с меньшим значением этого расстояния устранение коксования топлива достигнуто путем теплоизоляции топливных коллекторов. Разработаны конструктивные мероприятия по повышению ресурса работы ФК путем ослабления коксовыведения на переходных режимах работы двигателя и регламентной очистки распылительных отверстий в условиях эксплуатации.

9. Оптимизация характеристик эффективности, устойчивости горения и эмиссии вредных веществ в двухзонных камерах сгорания двигателей НК-36 СТ, НК-37 и НК-38 ТС

В ходе доводки основных КС ГТУ двигателей НК-36 ТС, НК-37, НК-38 СТ (рис. 6) возникла более сложная проблема оптимизации не только характеристик эффективности, устойчивости горения, но и характеристик эмиссии вредных веществ, проскока пламени внутрь сопла горелок основного контура двухзонных КС, устойчивости горения «бедной» смеси, гидравлических потерь и

равномерности температурного поля на выходе из КС и др.

В основу оптимизации указанных характеристик горения положены следующие результаты исследований:

1) Полуэмпирические зависимости по выбору темпа расширения потока в диффузорах КС ГТД, ГТУ [17] и созданная методика и программа расчета гидравлических потерь на ЭВМ, позволяющие обеспечить безотрывное течение и стабилизацию потока в КС.

2) Систематизация параметра начальной неравномерности подачи топлива L_k/H , входящего в выражение F_{0g} для традиционных однозонных и двухзонных КС ГТД, ГТУ [12÷16], на базе которой проведено увеличение числа горелок основного контура в двухзонных КС с выносными жаровыми трубами двигателей НК-37 и НК-38 СТ [13], приводящее к повышению эффективности горения, снижению эмиссии СО и выравниванию радиальной эпюры температурного поля на выходе из КС.

3) Создана модель оптимизации характеристик $\eta(x)$, NO_x , CO , γ_q , а также проскока пламени внутрь сопла горелок основного контура путем формирования определенной структуры потока на выходе из горелок основного контура. При этом обеспечивалась высокая степень гомогенизации смеси χ [12,...16] для снижения NO_x . При $L_k/H \geq 12...14$ и высокой степени крутки потока обеспечивалась высокая эффективность горения и низкие уровни СО. Но при этом обеспечивалась в приосевой части сопла горелки с конфу-

зорностью потока 1,1...1,2 запас по осевой составляющей скорости потока $0,2 W_{\text{макс}}$, препятствующий проскоку пламени внутрь сопла горелки [12].

На базе созданной модели путем формирования оптимальной структуры потока на выходе из горелок основного контура на КС с ВЖТ двигателя НК-37 были получены показатели эмиссии $NO_x = 70 \text{ мг/нм}^3$, $CO = 30 \text{ мг/нм}^3$, а на кольцевой КС двигателя НК-36 СТ было устранено вибрационное горение путем уменьшения протяженности зоны обратных токов в струях основного контура $\bar{L}_{\text{зонт}} = L_{\text{зонт}}/d_c$ от 2,5 до 1, приводящее к растягиванию зоны горения по длине КС.

Таким образом, на базе проведенных исследований и обобщений опыта доводки КС различного назначения двигателей семейства НК разработаны полуэмпирические методы оптимизации высокой эффективности, устойчивости горения и эмиссии вредных веществ, основанные на организации процесса турбулентного горения в КС.

Список литературы

1. Неустойчивость горения в ЖРД/Под редакцией Харье Д. Т. и Рирдона Ф. Г. М.: Изд. "Мир", 1975. - 864 с.
2. Устойчивость рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1995. С. 19-121.
3. Hersch M. / Experimental Method of Measuring Intensity of Turbulence in a Rocket Chamber. ARS - Journal. vol. 31. 1, 1961. С. 39-45.
4. Савченко В. П. Оптимизация эффективности и устойчивости процесса турбулентного горения в камерах сгорания ЖРД замкнутой схемы. // Вестн. СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей. Вып. 3. Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2000. С. 230-243.
5. Анисимов В. С., Данильченко В. П., Савченко В. П., Ярославцев В. Г. Исследование гистерезисных явлений на неустойчивых режимах работы камеры сгорания. // Вестн. СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена, и экологии тепловых двигателей. Вып. 2. Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1999. С. 18-22.
6. Савченко В. П. Полуэмпирический метод оценки интенсивности турбулентного смешения в камерах сгорания со струйной подачей газообразного компонента. // Труды 13-ой Всероссийской НТК, КФВАУ, часть 1. Казань, 2001. С. 157-158.
7. Савченко В. П. Струйная модель турбулентного смешения. // Труды 13-ой Всероссийской НТК, КФВАУ, часть 1. Казань, 2001. С. 159-160.
8. Савченко В. П., Лавров В. Н. О законе изменения относительных параметров вдоль оси турбулентной струи. // Межвузовский сборник "Горение в потоке". Вып. 2. Казан. авиац. ин-т. 1979. С. 81-86.
9. Данильченко В. П., Савченко В. П., Ярославцев В. Г. Влияние интенсификации процесса смешения в двухкомпонентных форсунках на коэффициент гидравлического сопротивления и эффективность горения. // Вестн. СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей. Вып. 1. Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1998. С. 117-121.
10. Савченко В. П. Влияние интенсификации процесса турбулентного смешения на генерацию акустической энергии в камерах сгорания ЖРД замкнутой схемы. // Труды 13-ой Всероссийской НТК, КФВАУ, часть 1. Казань, 2001. С. 47-49.
11. Ануров В. М., Савченко В. П., Носырев Д. Я., Фрейдин А. С. Исследование потерь полного давления в каналах смесителей ТРДД. // КуАИ, Самара, 1982. С. 58-67.
12. Постников А. М., Савченко В. П., Цыбизов Ю. И., Маркушин А. Н. Разработка горелок предварительного смешения для малотоксичных камер сгорания высокоэффективных ГТУ. // Вестн. СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей. Вып. 2. Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1999. С. 18-22.
13. Савченко В. П., Постников А. М., Лавров В. Н., Цыбизов Ю. И. Интенсификация турбулентного горения гомогенной смеси основного контура в двухзонных камерах сгорания ГТУ. // Вестн. СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей. Вып. 3. Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2001. С. 243-253.

14. Савченко В. П., Постников А. М., Лавров В. Н., Роголёв В. В. К организации процесса смешения в двухзонных камерах сгорания. // Вестн. СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей. Вып. 3. Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2001. С. 253-261.
15. Денисов И. С., Епейкин Л. Ф., Постников А. М., Савченко В. П. Двухзонные камеры сгорания ГТУ авиационного типа. // Энергетик № 12, ООО НПФ. Мир. 1998. С.24-26.
16. Савченко В. П., Маркушин А. Н., Анисимов В. Н., Цыбизов Ю. И. Газодинамическая доводка двухзонной камеры сгорания с выносными жаровыми трубами ГТД наземного применения // Труды 13-ой Всероссийской НТК, КФВАУ, часть 1. Казань, 2001. С. 51-52.
17. Лавров В.Н., Епейкин Л.Ф., Савченко В. П., Постников А.М., Цыбизов Ю. И. Оптимизация кольцевых диффузоров камер сгорания двигателей семейства НК. // Вестн. СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей. Вып 1. 1999. С. 90-97.

SUMMARIZING THE EXPERIENCE OF TURBULENT COMBUSTION IN AIRCRAFT ENGINE AND INDUSTRIAL GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBERS

© 2002 V. P. Savchenko

N. D. Kuznetsov Scientific and Technical Complex, Samara

The paper presents the results of investigating the influence of turbulent mixing process intensification upon the efficiency, combustion stability and harmful emissions in combustion chambers (CC) of NK-family aircraft engines and industrial gas turbines. In the course of CC development relationship between “soft” and “hard” excitation of high-frequency (HF) vibrations in thrust chambers of closed-circuit liquid-propellant rocket engines (NK-39, NK-33) and non-uniformity of gas flow across the CC cross-section, as well as the range of injector jet action were obtained. On the basis of investigating the sources of turbulence in CC two models of flow turbulization have been developed: “R” model for areas of injector head reverse flows; and “C” model for injector jets caused by dynamic interaction of fuel components, due to initial flow turbulization in the CC gas passage, as the flow enters the injector gas channels etc. application of “R” and “C” models for Hersch criterion improvement made it possible to create models of acoustic energy generation in CC and to prove experimentally the developed principles of optimizing the above-mentioned combustion characteristics for NK-25, NK-321 engine afterburners and for two-zone CC of NK-36ST, NK-37, NK-38ST engines.

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЕВА

№ 2 (2)

2002

Технический редактор **Диденко А. А., Шишкова Э. Ю.**
Корректор **Карпова Л. М.**
Компьютерная верстка **Ашихмина Т. В., Коломиец В. В.**
Переводчик **Безрукова Е. И.**

Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Тираж 200. Заказ 12.

Отпечатано в отделе интеллектуальной собственности и информационного обеспечения
Самарского государственного аэрокосмического университета
443086 Самара, Московское шоссе, 34