

# ТЕПЛОВЫЕ, ЭЛЕКТРОРАКЕТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ЭНЕРГОУСТАНОВКИ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

---

УДК 621.43.056

## УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ ГОРЕЛКИ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

**Бакланов А.В.**

*Казанское моторостроительное производственное объединение,  
ул. Дементьева, 1, Казань, 420036, Россия  
e-mail: andreybaklanov@bk.ru*

---

Приводятся особенности конструкции камеры сгорания газотурбинного двигателя (ГТД) НК-16СТ. Рассмотрены стендовое оборудование и особенности проведения экспериментов. Представлены результаты исследований по определению пропускной способности горелки, огневым испытаниям и измерению полей концентраций углекислого газа в закрученной струе на выходе из горелок с различным конструктивным исполнением. Изучена структура пламени и определен объем зоны обратных токов. Произведен выбор горелки, показавшей минимальное значение концентрации оксидов азота и оксидов углерода в отбираемых пробах. Исследовано температурное поле на выходе из камеры с базовой горелкой и горелкой, выбранной по результатам эксперимента. Представлены результаты по определению выбросов вредных загрязняющих веществ в выхлопных газах двигателя, в составе которого размещались камеры сгорания с горелками различного конструктивного исполнения.

*Ключевые слова:* камера сгорания ГТД, конструкция жаровой трубы, модернизация, снижение выбросов вредных веществ, диффузионное горение, форсунка, горелка.

---

В процессе горения углеводородных топлив в камерах сгорания (КС) ГТД происходит образование значительного количества вредных загрязняющих веществ:

- продукты недожога топлива (несгоревшие углеводороды топлива) [1—3];
- соединения азота (оксиды, кислоты и др.), образующиеся при окислении азота воздуха и топлива [4, 5].

Для снижения вредного воздействия на окружающую среду выхлопных газов предприятия-разра-

ботчики вынуждены организовывать рабочий процесс в камерах сгорания таким образом, чтобы снизить выбросы вредных веществ, в частности оксидов азота  $\text{NO}_x$  и оксидов углерода  $\text{CO}$  [6—8].

Важную роль в работе камеры сгорания играет зона горения, определяющая интенсивность выгорания смеси топлива и воздуха, устойчивость горения, температурное состояние стенок жаровой трубы, а также эмиссионные и пусковые характеристики камеры [9, 10].

Процессы в этой части камеры в значительной степени зависят от конструкции вихревой газовой

горелки, размещающейся во фронтальном устройстве камеры. В качестве объекта исследования выбрана камера сгорания газотурбинной установки НК-16СТ.

Серийная КС газотурбинной установки НК-16СТ (рис. 1) включает в себя корпус 3 как силовой элемент; жаровую трубу 2, в которой происходит процесс горения; патрубки смесителей 4, необходимые для разбавления горячего газа; газовый коллектор для подачи топлива к форсункам 1. Фронтальное устройство 5 содержит 32 горелки 6. Жаровая труба — кольцевая, состоящая из многосекционных наружного и внутреннего кожухов, обеспечивающих конвективно-пленочное охлаждение [11].

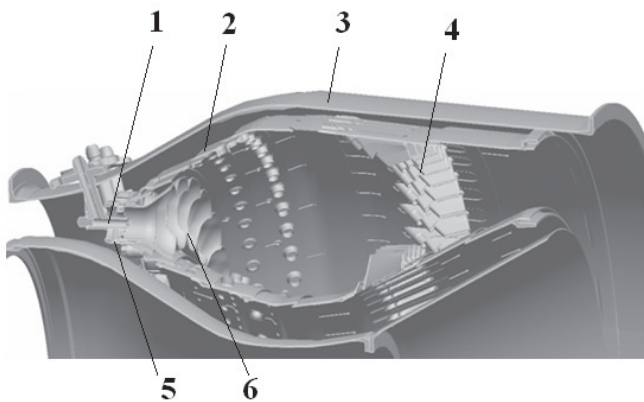


Рис. 1. Серийная камера сгорания газотурбинной установки НК-16СТ

Вихревые газовые горелки (рис. 2) устанавливаются равномерно по окружности во фронтальном устройстве камеры сгорания, между внутренним и наружным кожухами жаровой трубы.

Газообразное топливо подается из струйных форсунок 1 вдоль оси каждой из горелок, перемещается в камере смешения 3 с закрученным завихрителем 2 потоком воздуха. В результате в зоне

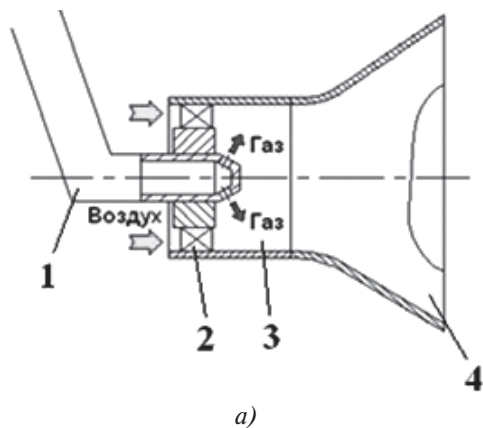


Рис. 2. Вихревая газовая горелка камеры сгорания: а — схема; б — фото

горения КС за сопловым насадком 4 формируются потоки топливоздушной смеси, представляющие собой приосевые циркуляционные области. Их наличие обеспечивает циркуляцию горячих продуктов сгорания из зоны горения к центру факела свежей смеси, что формирует условия для обеспечения устойчивого воспламенения и стабилизации пламени.

В последнее время вопросу экологической модернизации камер сгорания посвящено большое количество работ, так как снижение концентрации вредных компонентов в продуктах сгорания от сжигания топлива является важной для науки задачей [12]. В данной работе рассматривается возможность управления процессом сжигания топлива в камере сгорания ГТД путем изменения конструкции горелки для обеспечения экологической безопасности при работе двигателя.

На первом этапе исследовалось несколько вариантов горелок с разной геометрией соплового насадка. Горелка №1 — серийная, содержащая диффузорный (расширяющийся) насадок и завихритель, в котором лопатки установлены под углом 45°. Горелка №2 имеет конфузорный (сужающийся) насадок с диаметром выходного сопла 27 мм, а горелка №3 — с диаметром 33 мм. Горелка №4 имеет удлиненный цилиндрический насадок. В центре завихрителя каждой горелки установлена форсунка, обеспечивающая струйный распыл топлива.

Цель исследования — выявление конструкции горелки, обеспечивающей наименьшее содержание вредных веществ в продуктах сгорания. Поскольку наиболее опасными вредными веществами, образующимися в процессе сжигания топлива, являются оксиды азота и оксиды углерода, оценка производилась непосредственно по этим веществам.

Работы по определению содержания вредных веществ в продуктах сгорания горелок проводились на стенде (рис. 3), работающем по следующему

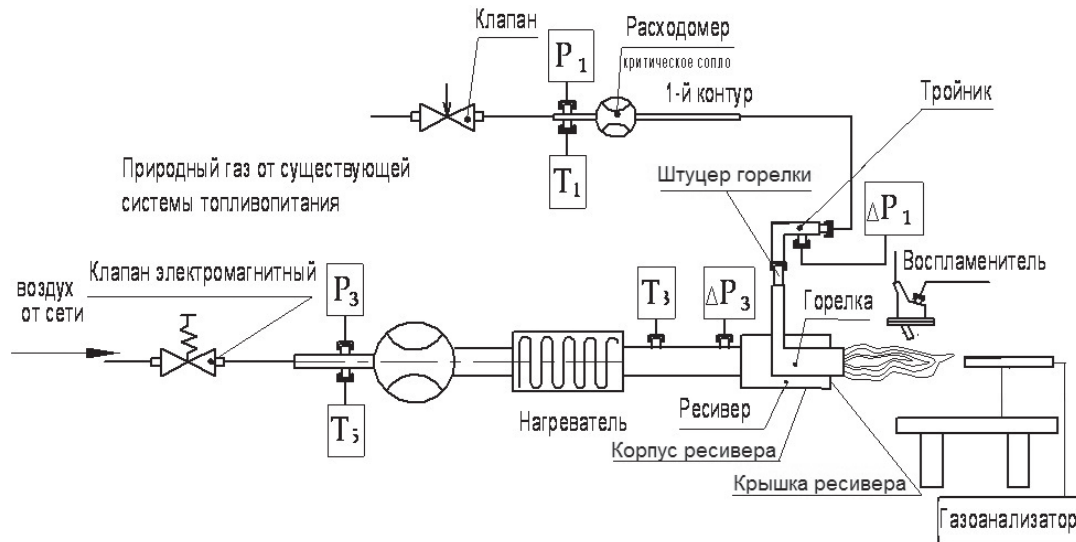


Рис. 3. Стенд газодинамических и огневых испытаний горелочных устройств

принципу: воздух с помощью нагнетателя поступает на вход в расходомерный участок, представляющий собой цилиндрический канал с установленным в нем критическим соплом. Далее воздух поступает в подогреватель (электрическую печь), а затем транспортируется к горелке. Топливо к форсункам подается по топливной магистрали.

Стенд оборудован необходимыми системами регулирования, измерения параметров и их регистрации.

Для определения содержания  $NO_x$ , CO в отобранной пробе используется газоанализатор testo350 [13].

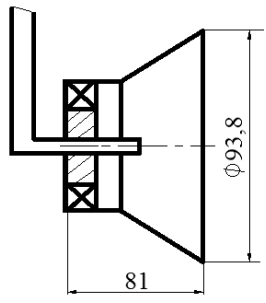
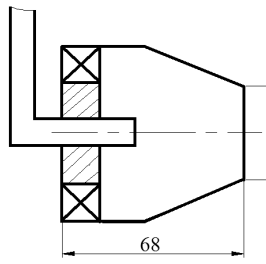
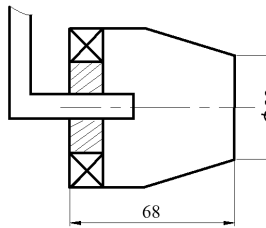
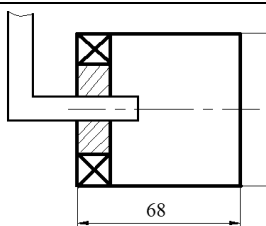
Размещение горелки на стендовом оборудовании происходит следующим образом: форсунка устанавливается в корпус ресивера, к ее штуцеру поступает топливо. Горелка размещается втулочной частью в отверстии крышки ресивера. Топливо из струйных форсунок подается во внутреннюю полость соплового насадка, в результате чего на выходе из горелки формируется топливовоздушная смесь.

Испытание горелок проводилось на одном режиме, обеспеченном параметрами: расход воздуха  $G_B = 38,5$  г/с, расход газа  $G_T = 1,98$  г/с, коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,25$  [14].

Для отбора проб продуктов сгорания использовался «одноточечный» газоотборный зонд, который размещается на выходе из горелки (рис. 3) с заходом его на 10 мм вовнутрь факела пламени. Транспортировка пробы продуктов сгорания от зонда до газоанализатора осуществлялась по герметичной магистрали за счёт скоростного напора газового потока и насоса, имеющегося в составе газоанализирующего оборудования.

Данные по геометрии горелок и результаты измерения концентраций  $NO_x$ , CO в продуктах сгорания занесены в таблицу.

Из представленных данных можно сделать вывод, что наиболее приемлемой является горелка №2, так как она обеспечивает минимальное содержание

№	Геометрия форсунки	Концентрация	
		CO, ppm	$NO_x$ , ppm
1		11	4
2		2	3
3		4	2
4		10	2

жание оксидов азота и углерода. Поэтому для сравнения и анализа дальнейшее исследование процессов целесообразно провести у двух горелок: базовой №1 (серийной) и горелки №2.

По результатам эксперимента выявлено, что при работе горелки с диффузорным насадком фронт пламени стабилизируется вдоль стенок диффузора с выраженным пустотелым ядром (рис. 4,а). Наличие диффузора объясняет формирование пристеночного направления воздуха, выходящего из завихрителя. Это может быть причиной значительных выбросов  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ .

Визуальная оценка горения газа с конфузорной формой насадка в горелке показала иную картину формы и цвета пламени (рис. 4,б). Отмечено, что воздух, выходящий из завихрителя, направлен в приосевую область. Цвет пламени — бледно-голубой, что свидетельствует о хорошем перемешивании топливной воздушной смеси. Это позволяет считать, что конфузорный насадок горелочного устройства формирует в зоне горения выраженное ядро потока. Процесс объясняется смыканием вихревого слоя и уменьшением поперечных размеров зоны обратных токов (ЗОТ).

Для выявления закономерности влияния конструкции насадка и параметра крутки на выбросы  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  в закрученном горящем потоке произведены дополнительные расчеты.

В качестве параметра крутки, учитывающего форму насадка горелки, использована зависимость

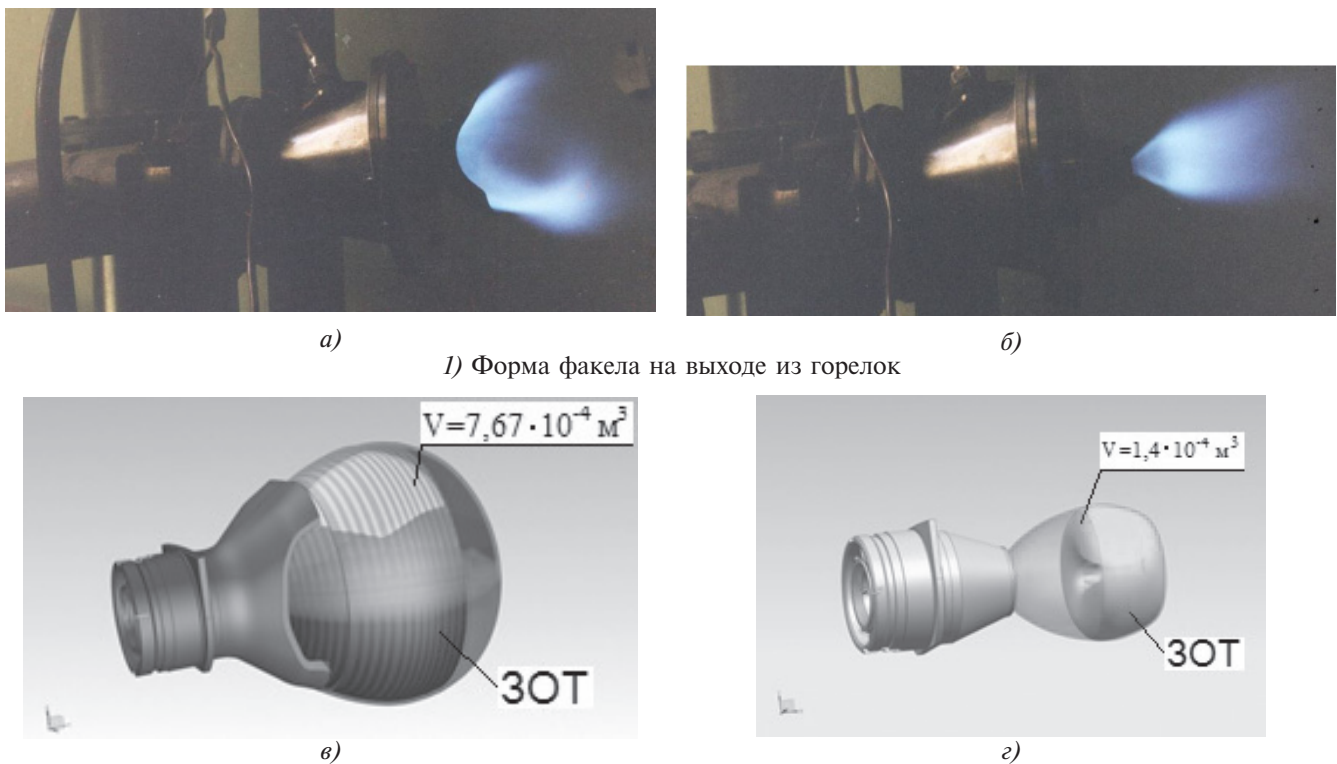
$$S_g = \mu \frac{\text{tg}\varphi}{\Psi \cdot C}, \quad (1)$$

где  $\Psi = (1 - d_{em}^2 / d_3^2)$ ;  $C = d_3 / d_c$  — степень поджигания сопла, учитывающая форму соплового насадка;  $\mu$  — коэффициент потерь закрутки, зависящий от угла установки лопаток  $\varphi$  и относительного шага решетки  $\gamma = d_3 / 2 \cdot t \cdot N$ ;  $N$  — число лопаток завихрителя;  $t$  — ширина лопатки.

Коэффициент  $\mu$  определяется из номограммы рис. 5.

Полученные данные охарактеризованы зависимостью  $\text{CO}$  и  $\text{NO}_x$  от параметра крутки  $S_g$  (рис. 6). Очевидно, что с увеличением параметра крутки, меняющегося за счет расширения соплового насадка, возрастает содержание  $\text{CO}$ . Наблюдается слабое влияние параметра крутки, в диапазоне 0,5—1, на эмиссию оксидов азота.

Что касается снижения выбросов  $\text{CO}$ , по-видимому, конфузорная форма насадка в горелке повышает интенсивность процессов в рециркуляционной зоне, поэтому снижение концентрации  $\text{CO}$  в таком случае объясняется более интенсивным окислением  $\text{CO}$  в  $\text{CO}_2$ , так как это превращение прак-



а)

б)

1) Форма факела на выходе из горелок

в)

г)

2) Графическая визуализация зоны обратных токов

Рис. 4. Форма факела на выходе из горелок (1) и графическая визуализация зоны обратных токов (2): а, в — горелка с диффузорным насадком; б, г — горелка с конфузорным насадком



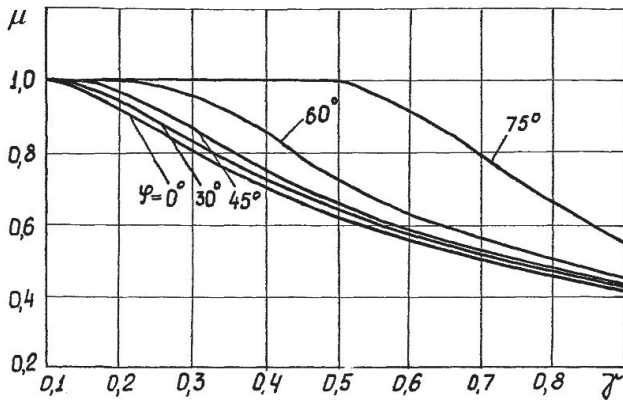


Рис. 5. Зависимость коэффициента потерь закрутки от относительного шага решетки

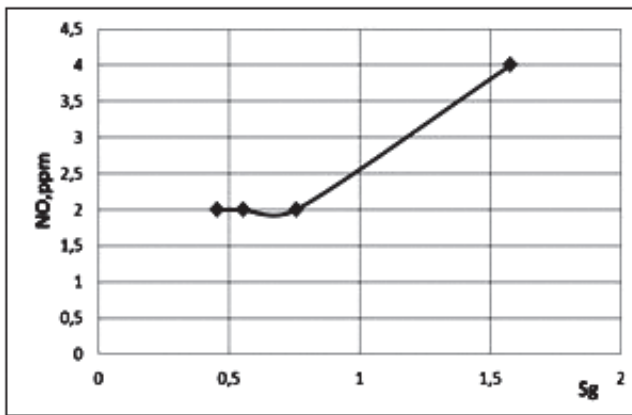
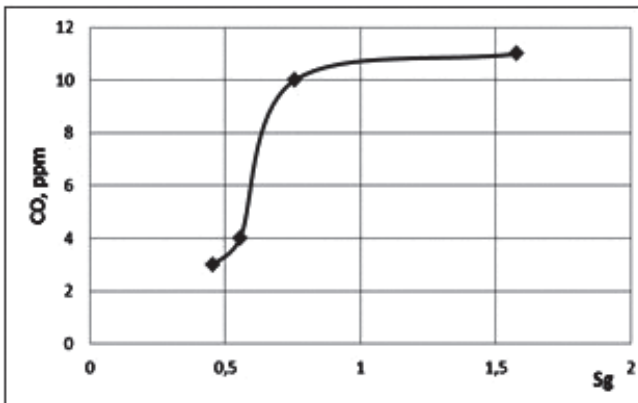


Рис. 6. Зависимость CO и NO<sub>x</sub> от параметра крутки S<sub>g</sub>

тически полностью определяется элементарной реакцией:  $CO + OH \rightarrow CO_2 + H$ .

Для оценки времени  $\tau$  пребывания газа в зоне высоких температур для двух типов горелок выполнен оценочный расчет:

$$\tau = \frac{V \cdot \rho}{G_w}, \quad (2)$$

где  $\rho$  — плотность потока на выходе из горелки;  $G_w$  — расход воздуха через горелку;  $V$  — объем зоны обратных токов.

Плотность воздуха

$$\rho = \frac{P_{КС}}{R_b T_{ЗГ}^*}, \quad (3)$$

где  $P_{КС}$  — давление в камере сгорания;  $T_{ЗГ}$  — температура в зоне горения.

Температура газа в зоне горения

$$T_{ЗГ}^* = T_K^* + \frac{Hu \cdot \eta}{c_{pr} (1 + \alpha \cdot L_0)}, \quad (4)$$

где  $c_{pr}$  — средняя теплоемкость газа при постоянном давлении;  $Hu$  — низшая теплотворная способность;  $\eta$  — полнота сгорания;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха в рассчитываемой области;  $T_K^*$  — температура перед компрессором.

Объемы ЗОТ на выходе из горелок оценены с помощью графической визуализации и представлены на рис. 4, в, з, откуда следует, что горелка с диффузорным насадком формирует объем ЗОТ, равный  $V = 7,67 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ , а с конфузорным насадком —  $V = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ . При этом время пребывания в ЗОТ первой горелки составляет 0,15 мс, а второй 0,025 мс, что в шесть раз меньше. Очевидно, что с уменьшением проходного сечения сопла форсунки увеличилась скорость истечения струи и тем самым уменьшилось время пребывания, которое, в соответствии с «термическим» механизмом Зельдовича, снижает образование оксидов азота [15].

Отраженные на рис. 6 результаты обобщены в виде математической зависимости CO и NO<sub>x</sub> от параметра крутки S<sub>g</sub>:

$$CNO_x(S_g) = 2,1694 \cdot (S_g)^2 - 2,6464 \cdot (S_g) + 2,7719; \quad (5)$$

$$CO(S_g) = -0,8379 \cdot (S_g)^{-3} + 10,993 \quad (6)$$

и могут быть полезными при выборе формы насадка вихревой горелки во время проектирования камеры сгорания, так как они позволяют оценить влияние параметра крутки на образование CO и NO<sub>x</sub>.

Для исключения локализации высокотемпературных масс газа в приосевой области горелки с конфузорным насадком было реализовано техническое решение, основанное на локальном обеднении смеси в горячей приосевой зоне (рис. 7). Данное решение осуществлено путем организации кольцевого канала между форсункой и завихрителем. В результате площадь проходного сечения горелки увеличивается на ~15% по сравнению с исходным вариантом.

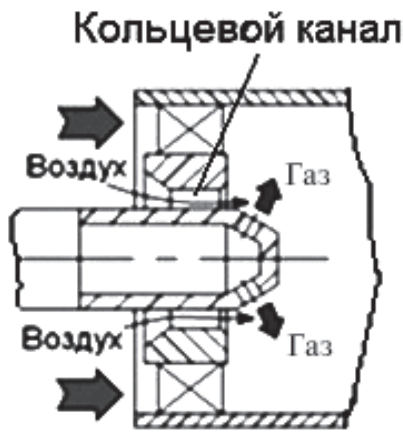


Рис. 7. Доработка горелки

На следующем этапе проведены исследования по определению пропускной способности горелок, а также качества подготовки топливоздушной смеси на выходе из них.

Для проведения этих экспериментов используется стенд (рис. 8), оборудованный тремя системами: подвода воздуха, подвода газа и системой измерения. Размещение и подключение горелки производится по аналогии со стендом (см. рис. 3). В качестве приемника давления перед завихрителем устанавливается трубка Пито. В случае когда испытания проводятся по определению смешения топлива с воздухом в струях вихревых горелок, к стенду подключается система подачи топлива, которое подводится от баллонной рампы. В качестве газа, имитирующего топливо, используется углекислый газ  $\text{CO}_2$ . Для измерения полей концентрации на выходе из горелки установлено координатное уст-

ройство с приемником газоанализатора ПКУ-4-МК-С. Это устройство позволяет перемещать приемник газоанализатора в осевом и радиальном направлении. Измерения концентрации производятся от центра горелки, за который принята ось форсунки «0», с дальнейшим перемещением пробоотборника в обе стороны вдоль сопла горелки, поперек струи через каждые 4 мм. По данному принципу измерения повторно производятся в шести сечениях: на срезе сопла и через каждые 50 мм до расстояния 300 мм.

По результатам продувок оценивалась пропускная способность горелок  $B = f(\pi)$  в зависимости от перепада давления и строилась характеристика:

$$B = \frac{G_B \sqrt{T_B^*}}{p_B} \text{ при } \pi = \frac{p_B^*}{p_{\text{вх}}^*}, \quad (7)$$

где  $G_B, T_B^*, p_{\text{вх}}^*, p_H^*$  — соответственно весовой расход воздуха, его температура, полное давление на входе в горелку и барометрическое давление. Величина  $B$  определялась при отношении  $p_{\text{вх}}^*/p_H^* = 1,03$ , что соответствует перепаду давления на жаровой трубе КС, равному 3%. Режимы течения воздуха находились в области автомодельности по числу Рейнольдса.

Исследования, проведенные с двумя горелками, показали, что увеличение пропускной способности горелки №2 начинает наблюдаться при перепаде давления, равном 2%. При перепаде 3%, кото-

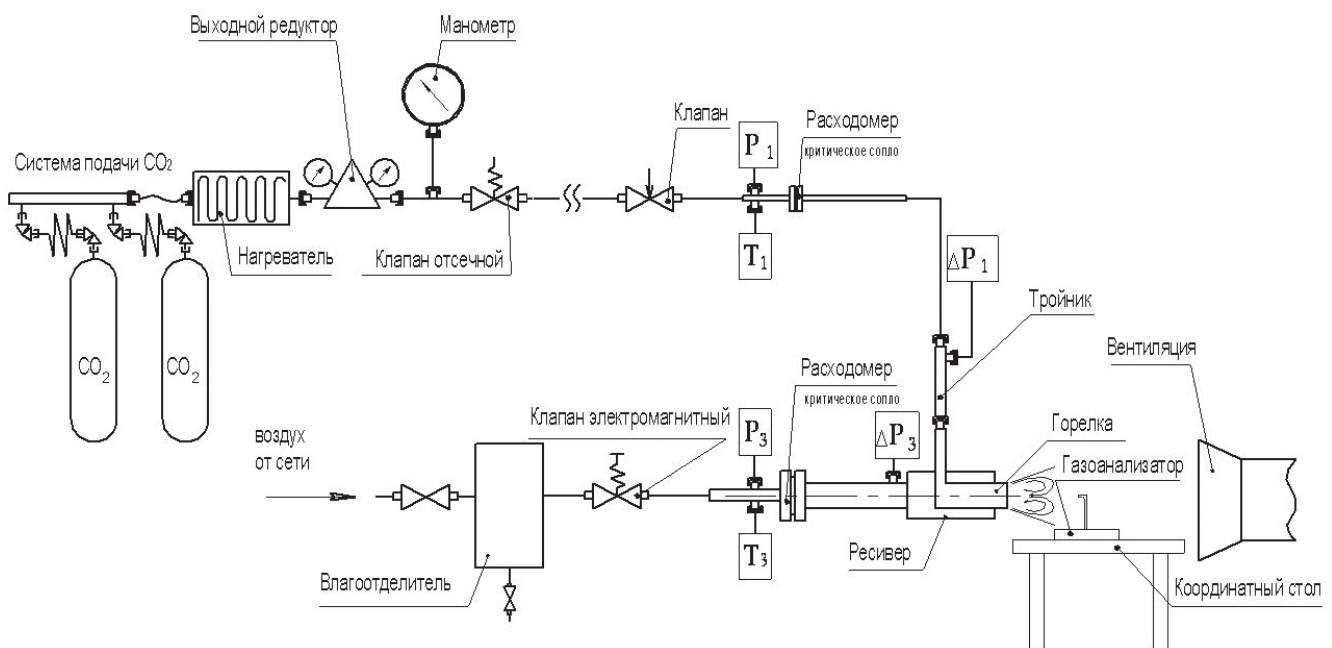


Рис. 8. Принципиальная схема стенда

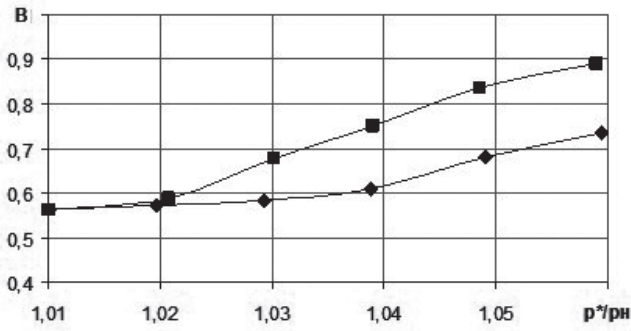


Рис. 9. Схема горелочных устройств:  $\blacklozenge$  — горелка №1;  $\blacksquare$  — горелка №2

рый обеспечивается в камере сгорания, вихревая горелка №2 имеет по сравнению с первой, у которой  $B_{3\%} = 0,59$ , увеличенную пропускную способность  $B_{3\%} = 0,68$ , что достигнуто путем организации кольцевого канала между форсункой и завихрителем (рис. 9).

Измерение концентраций  $CO_2$  в струях горелки выполнялось с целью определения расстояния, на котором происходит выравнивание поля концентрации, а также с целью фиксации темпа изменения концентрации вдоль оси струи.

Для наглядного представления интенсивности процесса смешения на рис. 10 приведены характеристики  $CO_2 = f(r)$ , более детально отражающие изменение концентрации по сечению струи на выходе из вихревых горелок.

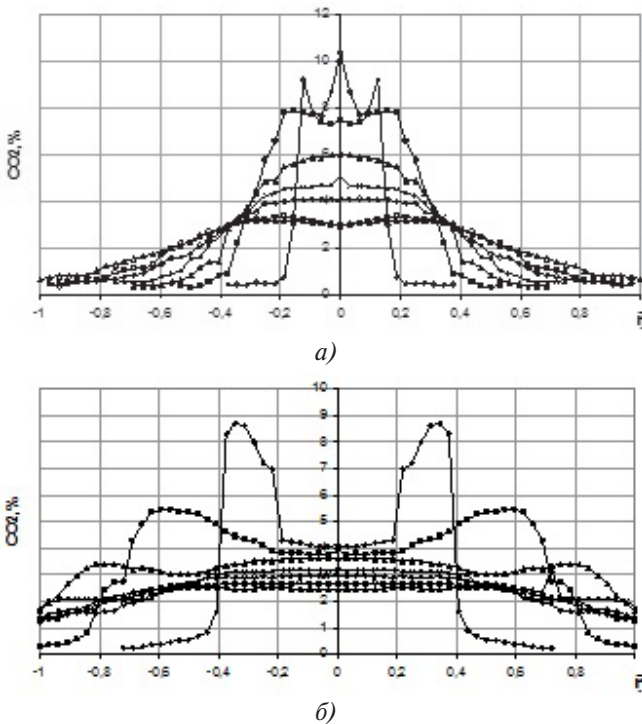


Рис. 10. Поле концентраций  $CO_2$  в различных сечениях закрученной струи:  $\blacklozenge$  — срез сопла;  $\blacksquare$  — 50 мм;  $\blacktriangle$  — 100мм;  $\times$  — 150 мм;  $\blacklozenge$  — 200 мм;  $\square$  — 250 мм;  $\triangle$  — 300 мм

За горелкой №2 не происходит существенного расширения струи, что связано с формированием высокой скорости истечения, приводящей к высокой эжекционной способности струи, формирующей узкое ядро потока, в котором происходит интенсивное смешение топлива с воздухом [16].

Горелка №1 имеет широкое поле концентрации и низкий ее уровень, что объясняется объемной зоной рециркуляции вследствие наличия диффузорного насадка. На расстоянии 150 мм эта горелка имеет наименьшую концентрацию по сравнению с горелкой №2.

Проведенные измерения полей концентрации за вихревыми горелками подтвердили, что процесс смешения достигается у горелки №1 за счет более объемной зоны рециркуляции, у горелки №2 — вследствие высокой эжекционной способности закрученной струи.

Измерения местных значений концентраций  $CO_2$  позволили оценить степень перемешанности струи с окружающим воздухом, которая оценивалась с помощью коэффициента смешения  $m$ , представляющего собой отношение расхода эжектированного воздуха  $G_3$  к эжектирующей струе  $G_3$ :

$$m = G_3 / G_3. \quad (8)$$

По полученным концентрациям значения коэффициента смешения  $m$  рассчитывались по уравнению материального баланса:

$$m = \frac{r_{CO_2_3} - r_{CO_2_i}}{r_{CO_2_i} - r_{CO_2_j}}, \quad (9)$$

где  $r_{CO_2_3}$  — концентрация  $CO_2$  перед завихрителем фронтального устройства;  $r_{CO_2_i}$  — текущая концентрация  $CO_2$  в струе;  $r_{CO_2_j}$  — концентрация  $CO_2$  в окружающем воздухе.

На рис. 11 представлены графики изменения  $m$  вдоль оси струи при отдалении от сопла горелки.

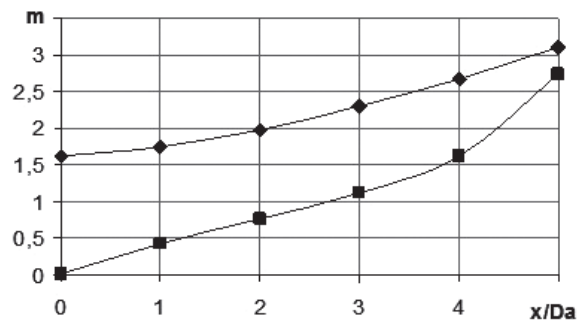


Рис. 11. Изменение коэффициента смешения в закрученной струе вихревых горелок:  $\blacklozenge$  — горелка №1;  $\blacksquare$  — горелка №2

Из графиков видно что, при увеличении закрутки струи коэффициент смешения резко возрастает, это говорит об улучшении процесса смешения с удалением от сопла горелки. При этом эжекционная способность увеличивается, и на расстоянии пяти калибров параметр смешения в струе за горелками №1 и 2 практически выравнивается.

На следующем этапе произведены исследования полноразмерной КС, направленные на определение потерь давления и неравномерности температурного поля на выходе из жаровой трубы. Испытания КС производились на стенде (рис. 12).

компрессора, после чего подается по трубопроводу в мерный участок. Расход воздуха измеряется расходомерным устройством (труба Вентури), обеспечивается регистрация показаний датчика давления, температура воздуха определяется термопарой группы хромель-алюмель [17].

Определение потерь полного давления на жаровой трубе и в камере сгорания производится по следующему принципу: на выходе из камеры устанавливается гребенка полного давления (рис. 13, б), а в наружном и внутреннем пространстве между корпусом и жаровой трубой устанавливаются три

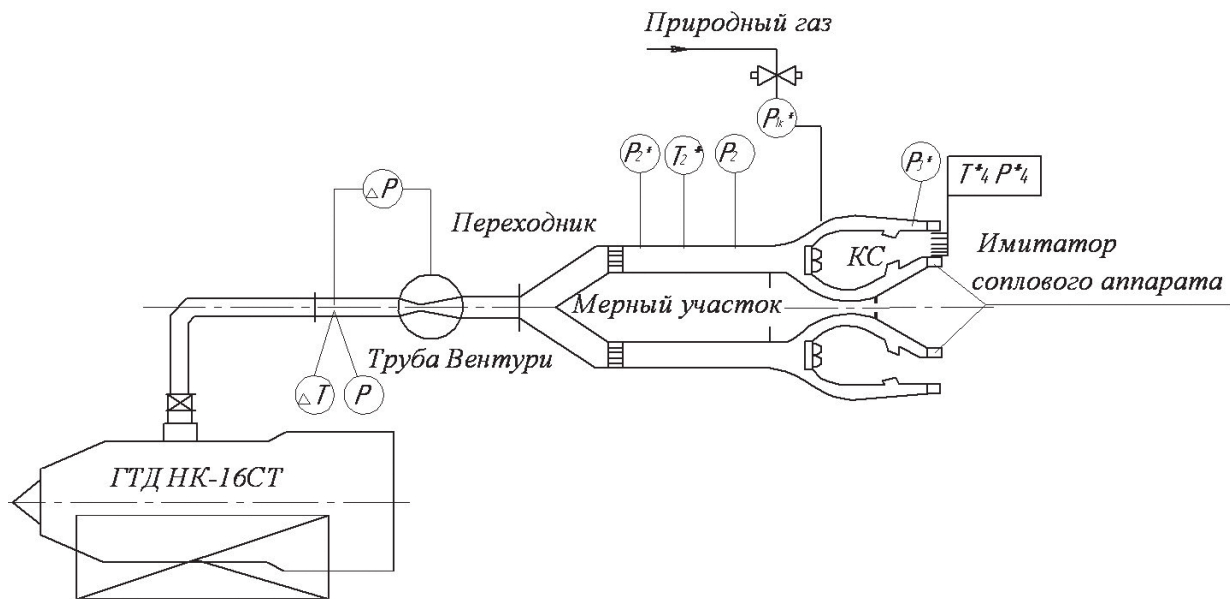
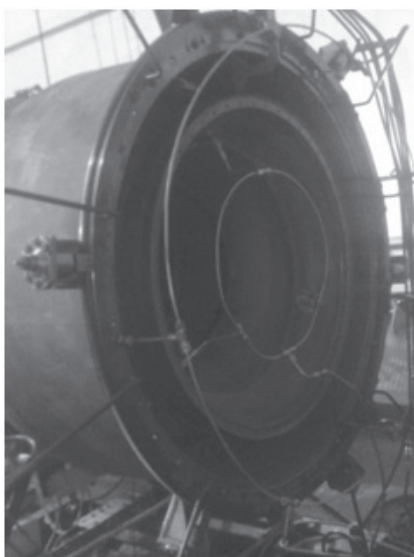


Рис. 12. Схема стенда для испытаний полноразмерных камер сгорания

В состав стенда входит ГТД, который служит для подвода сжатого воздуха к испытываемой камере сгорания. Забор воздуха осуществляется от

равнорасположенных приемника полного давления (рис. 13, а).

По результатам измерений на каждом режиме рассчитываются следующие параметры:



а)



б)

Рис. 13. Фото камеры сгорания: а — вид на приемники давления; б — вид на гребенку полного давления



— потери полного давления в КС

$$\bar{\Delta}p = \frac{\Delta p^*}{P_{2abc}^*} = \frac{P_{2cp}^* - P_{4cp}^*}{P_{2cp}^* + P_n}, \quad (10)$$

где  $P_{2cp}^*, P_{4cp}^*$  — среднеарифметическое значение давлений, Па;  $P_n$  — атмосферное давление, Па.

— перепад давлений на стенках жаровой трубы

$$\bar{\Delta}p_{ст} = \frac{P_{ст.ср}^* - P_{4ср}^*}{P_{2ср}^* + P_n}, \quad (11)$$

где  $P_{ст.ср}^*, P_{2ср}^*, P_{4ср}^*$  — среднеарифметическое значение измеренных величин;  $P_n$  — атмосферное давление, Па.

По результатам обработки построены графики зависимостей  $\bar{\Delta}p = f(\lambda_{вх})$  и  $\bar{\Delta}p_{ст} = f(\lambda_{вх})$ , где  $\lambda_{вх}$  — приведенная скорость воздуха на входе в камеру сгорания (рис. 14).

Из графика видно, что увеличение площади фронтального устройства за счет организации кольцевого канала между форсункой и завихрителем не увеличило суммарных потерь в камере сгорания и не привело к значительному перепаду на стенках жаровой трубы.

По результатам продувок горелок и камеры сгорания определяется пропускная способность камеры сгорания НК-16СТ, которая при перепаде

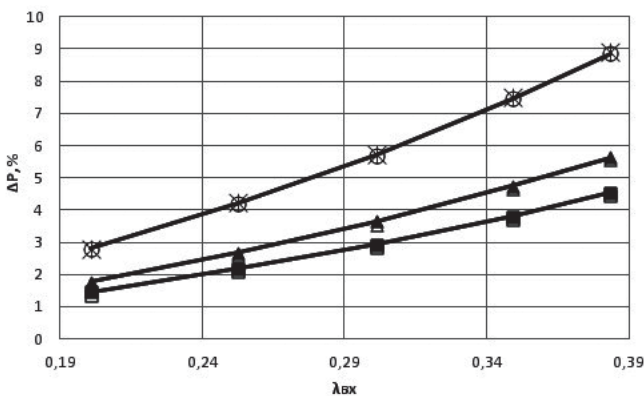


Рис. 14. Потери в камере сгорания и на стенках жаровой трубы. Камера сгорания с диффузорной горелкой: о — суммарные потери  $\bar{\Delta}p$ ; ■ — потери на наружной стенке  $\bar{\Delta}p_{ст.н}$ ; ▲ — потери на внутренней стенке  $\bar{\Delta}p_{ст.в}$ . Камера сгорания с конфузорной горелкой: \* — суммарные потери  $\bar{\Delta}p$ ; △ — потери на внутренней стенке  $\bar{\Delta}p_{ст.в}$ ; □ — потери на наружной стенке  $\bar{\Delta}p_{ст.н}$

$P_{вх}^*/P_n = 1,03$  составляет  $B_{КС} = 230 \frac{см^2 \cdot \sqrt{К}}{с}$ , и про-

пускная способность горелки, которая определена для того же перепада давлений.

По известным значениям данных параметров коэффициент избытка воздуха за фронтальным устройством определялся как произведение пропускной способности одной горелки на количество горелок во фронтальном устройстве камеры сгорания:

$$B_{\phi} = n \cdot B, \quad (12)$$

где  $n$  — количество горелок во фронтальном устройстве;  $B$  — пропускная способность горелки.

Доля воздуха, поступившего в зону горения через фронт, определяется с помощью отношения пропускной способности фронтального устройства к пропускной способности камеры сгорания [18].

Коэффициент избытка воздуха на входе в зону горения

$$\alpha_{гор} = \frac{G_{B_{КС}} \cdot (B_{\phi}/B_{КС})}{(L_0 \cdot G_T)}, \quad (13)$$

где  $B_{\phi}$  — пропускная способность фронтального устройства;  $B_{КС}$  — пропускная способность камеры сгорания.

По результатам расчета для горелки с диффузорным насадком коэффициент избытка воздуха составляет  $\alpha_{гор} = 0,4$ ; с конфузорным насадком составляет  $\alpha_{гор} = 0,47$ , что является более «обедненным» составом.

В ходе испытаний полноразмерной камеры сгорания проводилось измерение окружной и радиальной неравномерности температурного поля на выходе из камеры. Для этого в выходном сечении жаровой трубы устанавливалась подвижная гребенка термопар (рис. 15).

По результатам измерений выявлено, что в камере с конфузорным насадком в районе термопары №4 наблюдается увеличение температуры по сравнению с вариантом камеры, имеющим диффузорный насадок (рис. 16). Это подтверждает, что мероприятия по организации между форсункой и завихрителем кольцевого канала снижают температуру ядра потока и обеспечивают радиальную эпюру в соответствии с нормами технических условий.

К тому же, несмотря на существенное уменьшение размеров зоны рециркуляции, камера сгорания с конфузорным насадком в горелках показала весьма высокую полноту сгорания по сравнению с горелками, имеющими диффузорный насадок, что

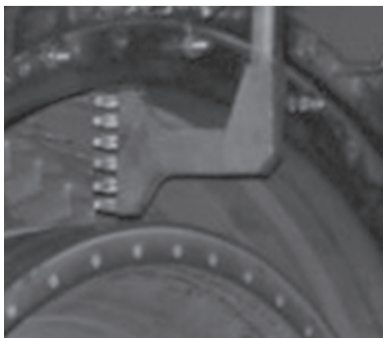
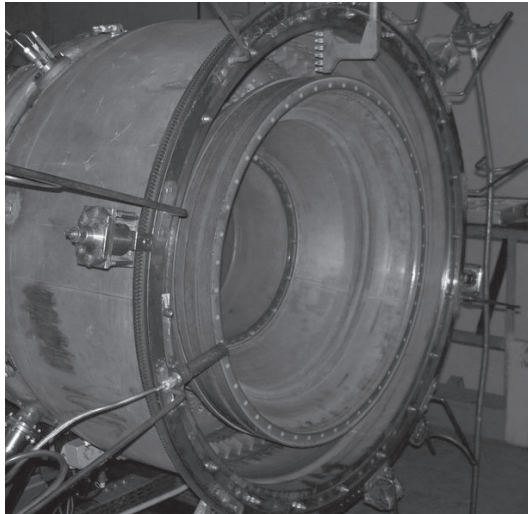


Рис. 15. Внешний вид полноразмерной камеры сгорания ГТД НК-16СТ

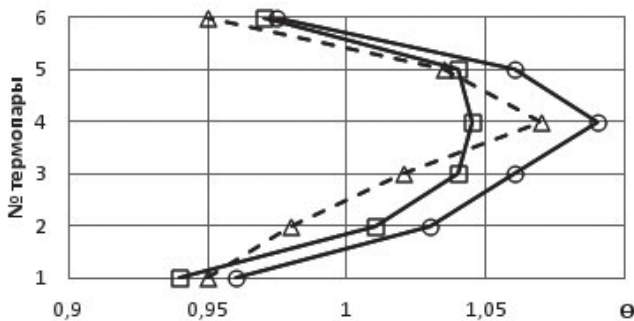


Рис. 16. Влияние конструкции горелки на радиальную эпюру температурного поля в выходном сечении КС: □ — диффузор; △ — конфузор с кольцевым каналом; о — норма в соответствии с требованиями:

$$C_{\text{вх}} = 115 \text{ м/с}; T_K^* = 200^\circ\text{C}; \alpha_\Sigma = 5$$

привело к существенному снижению концентрации СО в продуктах сгорания (рис. 17).

Следующим этапом было испытание двигателя с исследуемыми камерами сгорания. Результаты испытания подтвердили надежность зажигания топливовоздушной смеси при пуске двигателя и соответствие дроссельной характеристики ГТД НК-16СТ с серийной камерой и камерой, имеющей в своем составе конфузорные горелки [19].

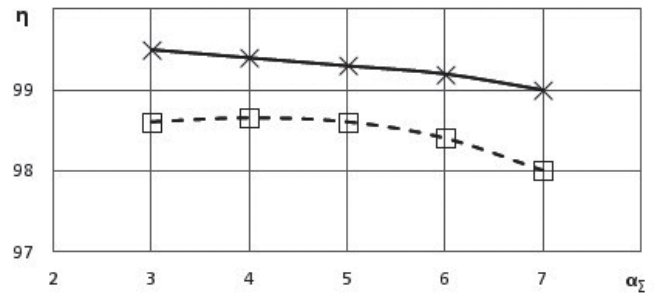


Рис. 17. Характеристики полноты сгорания топлива на выходе из КС: □ — диффузор; × — конфузор с кольцевым каналом;  $C_{\text{вх}} = 115 \text{ м/с}; T_K^* = 200^\circ\text{C}$

В связи с тем, что ГТД большую часть своего ресурса работают на режимах (0,7...1,0) от номинального, наиболее представительными являются показатели выбросов, определенные в данном диапазоне. Поэтому на рис. 18 представлены концентрации выбросов СО и NO<sub>x</sub> для двух камер сгорания на номинальном режиме работы двигателя Ne = 16 МВт. Здесь концентрации токсичных веществ приведены к условному содержанию кислорода в выхлопных газах, равному 15%, согласно [20].

Из графика рис. 18 видно, что постановка горелки с конфузорным насадком снижает выбросы оксидов азота на 20% от исходного варианта, а оксидов углерода — на 75%.

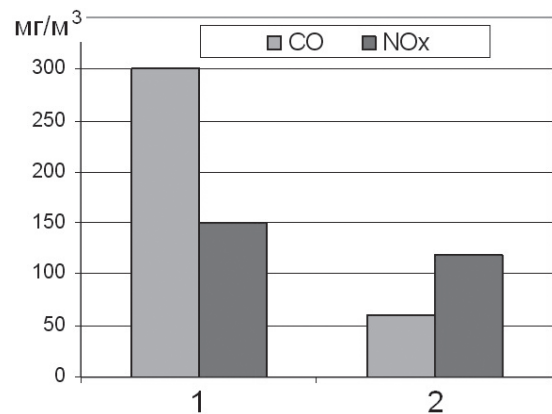


Рис. 18. Концентрации СО и NO<sub>x</sub> камер: 1 — с диффузором (серийная); 2 — с конфузором

### Выводы

1. Сформирован комплексный подход к выбору конструкции горелки и этапам проведения испытаний камеры сгорания для обеспечения минимального уровня выбросов в КС, работающей по диффузионному принципу сжигания топлива.

2. Изменением конструкции соплового насадка в горелке, при неизменном законе подвода воздуха по длине жаровой трубы, можно влиять на

основные характеристики камеры сгорания, такие как: время пребывания продуктов сгорания, полнота сгорания топлива, неравномерность температурного поля и концентрация выбросов токсичных веществ, при этом обеспечивая экологическую безопасность при эксплуатации двигателя.

3. Использование горелки с конфузорным насадком позволяет снизить выбросы оксидов азота на 20% от исходного варианта камеры сгорания, а оксидов углерода — на 75%.

### Библиографический список

1. *Lefebvre A.H., Ballal D.R.* Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. Third Edition. — CRC Press, 2010. — 560 p.
2. *Rogero J.-M., Rubini P.A.* Optimisation of Combustor Wall Heat Transfer and Pollutant Emissions for Preliminary Design Using Evolutionary Techniques // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2003. Vol. 217. No A6, pp. 605-614.
3. *Агульник А.Б., Онищук И.И., Хмай Т.М.* Полуэмпирические модели полнотных и срывных характеристик камеры сгорания ГТД // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 6. С. 74-81.
4. *Ninomiya H., Kobayashi M., Kinoshita Y., Kimura H., Hyogo A.* The Development of LPP Low NO<sub>x</sub> Emissions Combustor Under the ESPR Programme in Japan. ISABE-2001-1180.
5. *Shiotani H., Takagi T., Okamoto T., Kinoshita S., Teraoka H.* Construction of Low NO<sub>x</sub> and High Stability Flames Aiming at Micro Gas Turbine Combustion // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 1, pp. 731-737. DOI:10.1115/GT2002-30463
6. *Maughan J.R., Luts A., Bautista P.J.* A Dry Low NO<sub>x</sub> Combustor for the MS3002 Regenerative Gas Turbine // ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Vol. 3, pp. V003T06A010, 8 p. DOI: 10.1115/94-GT-252
7. *Jochen R.K., Sattelmayer T.* Lean Blowout Limit and NO<sub>x</sub>-Production of a Premixed SUB-ppm NO<sub>x</sub> Burner With Periodic Flue Gas Recirculation // ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 1, pp. 261-270. DOI: 10.1115/GT2004-53410
8. *Rizk N.K., Chin J.S.* Modeling of NO<sub>x</sub> formation in diffusion flame combustors // 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. DOI: 10.2514/6.2002-3713.
9. *Schlüter J., Schönfeld T., Poinso T., Krebs W., Hoffmann S.* Characterization of confined swirl flows using large eddy simulations // ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air (New Orleans, Louisiana, USA, June 4-7, 2001). 2001. Vol. 2, pp. V002T02A027. DOI: 10.1115/2001-GT-0060
10. *Kutsenko Yu.G.* A combined turbulent combustion model in studying a lean flameout process // Russian Aeronautics. 2009. Vol. 52. No. 2, pp. 208-213. DOI: 10.3103/S1068799809020123
11. *Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л., Постников А.М., Федорченко Д.Г., Цыбизов Ю.И.* Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. — Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. — 620 с.
12. *Koutsenko I.G., Onegin S.F.* Application of CFD-based analysis tool to the PS-90A/A2 combustors to achieve low NO emission level // 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit (Fort Lauderdale, Florida, July 11-14, 2004). Paper AIAA-2004-3878, 8 p. DOI: 10.2514/6.2004-3878
13. *Маркушин А.Н., Бакланов А.В.* Испытательные стенды для исследования процессов и доводки низкоэмиссионных камер сгорания ГТД // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2013. № 3-1(41). С. 131-138. DOI: 10.18287/1998-6629-2013-0-3-1(41)-131-138
14. *Бакланов А.В., Маркушин А.Н.* Влияние формы насадка горелки на образование оксидов азота и оксидов углерода // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2017. Т. 73. № 2. С. 12-17.
15. *Feitelberg A.S., Starkey M.D., Schiefer R.B., Pavri R.E., Bender M., Booth J.L., Schmidt G.R.* Performance of a Reduced NO<sub>x</sub> Diffusion Flame Combustor for the MS5002 Gas Turbine // ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (Indianapolis, Indiana, USA, June 7-10, 1999). Vol. 2. No 2, pp. 301-306. DOI: 10.1115/99-GT-058
16. *Ланский А.М., Лукачев С.В., Коломзаров О.В.* Тенденции изменения геометрических размеров и интегральных параметров камер сгорания малоразмерных газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 3. С. 47-57.
17. *Бакланов А.В.* Поэтапная доводка камеры сгорания газотурбинного двигателя, работающей в условиях форсирования скорости воздуха на выходе из компрессора // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 3. С. 13-22.
18. *Бакланов А.В.* Малоэмиссионная камера сгорания диффузионного типа с микропламенным горением для конвертированного авиационного газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 2. С. 57-68.
19. *Маркушин А.Н., Бакланов А.В., Цыганов Н.Е.* Влияние конструкции горелочного устройства на характеристики камеры сгорания ГТУ, работающей на газообразном топливе // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3-1(27). С. 35-38.
20. ГОСТ 28775-90. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия. — М.: Стандартинформ, 2005. — 12 с.



## CONTROLLING FUEL COMBUSTION PROCESS BY BURNER DESIGN CHANGE IN GAS TURBINE ENGINE COMBUSTION CHAMBER

**Baklanov A.V.**

*Kazan Motor Production Association,  
1, Dementyeva str., Kazan, 420036, Russia  
e-mail:andreybaklanov@bk.ru*

### Abstract

Fuel burning in gas turbine engine combustion chamber entails toxic agents formation. Among them, nitrogen oxides and carbonic oxides, which prove deleterious effect upon a human and environment, present the special hazard. In this regard, the article solves the topical problem on upgrading the existing combustion chamber by changing the design of its burner.

At the first stage of the research, several types of burners, differing by nozzle extension geometry, were studied. The studies consisted in determining toxic agents' emissions concentration in the flame formed by the burner.

According to the results of the studies the inference was drawn that the most acceptable burner was the burner with convergent head piece, since it ensures minimum content of nitrogen and carbonic oxides in combustion products. The decision was made on continuing studies of both types of burners, namely, original with diffuser extension and the burner with convergent head-piece, which demonstrated minimum emission of toxic agents.

It was found that the residence time of the burner with converging nozzle extension in the reverse currents zone was 0.15 ms, and 0.025 ms for the burner with convergent head-piece, which is six times less. Testing results were colligated in the form of mathematical dependence of CO and NO from swirl parameter  $S_g$ , which characterizes the degree of the nozzle head-piece opening-out.

During the next stage, the studies on determining the throughput capacity of the burners, as well as the quality of air-fuel mixture preparation at their outlet were performed.

According to the results of the studies, it was revealed that due to the high velocity pressure there is no significant jet spreading behind the burner with convergent head-piece. The jet herewith has the high ejection capability and forms narrow flow core, in which intensive fuel and air mixing occurs. The burner with diffusion extension forms a wide concentration field and its low level, which is explained by volumetric recirculation zone.

The combustion chambers tests hereafter on determining thermal field and obtaining hydraulic characteristics were performed. The measurements showed that at the outlet of the burner with convergent head-piece in the vicinity of thermocouple No 4 the temperature increase was observed compared to the burner variant with diffusion extension. But both cameras ensure temperature field regulated by general requirements.

While next stage the tests of the engines with the combustion chambers under study were performed. The tests data confirmed the reliability of air-fuel mixture ignition during the engine starting. They confirm also correspondence of NK-16ST throttle characteristic to the chambers with both convergent head-piece and diffusion extension in the burner.

The obtained data allowed conclude that employing the burner with convergent head-piece allowed reduce emission of nitrogen oxides by 20% and carbonic oxides by 75%. The main characteristics of the combustion chamber can be affected by changes in the design of the nozzle extension in the burner

**Keywords:** gas-turbine engine combustion chamber, flame tube design, upgrading, hazardous substances emission, diffusion combustion, atomizer, burner.

### References

1. Lefebvre A.H., Ballal D.R. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*. Third Edition. CRC Press, 2010, 560 p.
2. Rogero J-M., Rubini P.A. Optimisation of Combustor Wall Heat Transfer and Pollutant Emissions for Preliminary Design Using Evolutionary Techniques. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2003, vol. 217, no. A6, pp. 605-614.
3. Agul'nik A.B., Onishchik I.I., Khtai T.M. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2009, vol. 16, no. 6, pp. 74-81.
4. Ninomiya H., Kobayashi M., Kinoshita Y., Kimura H., Hyogo A. *The Development of LPP Low NOx Emissions Combustor Under the ESPR Programme in Japan*. ISABE-2001-1180.
5. Shiotani H., Takagi T., Okamoto T., Kinoshita S., Teraoka H. Construction of Low NOx and High



- Stability Flames Aiming at Micro Gas Turbine Combustion. *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*. 2002, vol. 1, pp. 731-737. DOI: 10.1115/GT2002-30463
6. Maughan J.R., Luts A., Bautista P.J. A Dry Low NO<sub>x</sub> Combustor for the MS3002 Regenerative Gas Turbine. *ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. 1994, vol. 3, pp. V003T06A010, 8 p. DOI: 10.1115/94-GT-252
  7. Jochen R.K., Sattelmayer T. Lean Blowout Limit and NO<sub>x</sub>—Production of a Premixed SUB-ppm NO<sub>x</sub> Burner With Periodic Flue Gas Recirculation. *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air*. 2004, vol. 1, pp. 261-270. DOI: 10.1115/GT2004-53410
  8. Rizk N.K., Chin J.S. Modeling of NO<sub>x</sub> formation in diffusion flame combustors. *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. 2002. DOI: 10.2514/6.2002-3713.
  9. Schlüter J., Schönfeld T., Poinso T., Krebs W., Hoffmann S. Characterization of confined swirl flows using large eddy simulations. *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air (New Orleans, Louisiana, USA, June 4–7, 2001)*. 2001, vol. 2, pp. V002T02A027. DOI: 10.1115/2001-GT-0060
  10. Kutsenko Yu.G. A combined turbulent combustion model in studying a lean flameout process. *Russian Aeronautics*, 2009, vol. 52, no. 2, pp. 208-213. DOI: 10.3103/S1068799809020123
  11. Danil'chenko V.P., Lukachev S.V., Kovylov Yu.L., Postnikov A.M., Fedorchenko D.G., Tsybizov Yu.I. *Proektirovanie aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Design of aircraft gas turbine engines), Samara, SNTs RAN, 2008, 620 p.
  12. Koutsenko I.G., Onegin S.F. Application of CFD-based analysis tool to the PS-90A/A2 combustors to achieve low NO emission level. *40<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit (Fort Lauderdale, Florida, July 11-14, 2004)*. Paper AIAA-2004-3878, 8 p. DOI: 10.2514/6.2004-3878
  13. Markushin A.N., Baklanov A.V. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, 2013, no. 3-1(41), pp. 131-138. DOI: 10.18287/1998-6629-2013-0-3-1(41)-131-138
  14. Baklanov A.V., Markushin A.N. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. A.N. Tupoleva*, 2017, vol. 73, no. 2, pp. 12-17.
  15. Feitelberg A.S., Starkey M.D., Schiefer R.B., Pavri R.E., Bender M., Booth J.L., Schmidt G.R. Performance of a Reduced NO<sub>x</sub> Diffusion Flame Combustor for the MS5002 Gas Turbine. *ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (Indianapolis, Indiana, USA, June 7–10, 1999)*. Vol. 2, no. 2, pp. 301-306. DOI: 10.1115/99-GT-058
  16. Lanskiy A.M., Lukachev S.V., Kolomzarov O.V. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2016, vol. 23, no. 3, pp. 47-57.
  17. Baklanov A.V. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2017, vol. 24, no. 3, pp. 13-22.
  18. Baklanov A.V. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2017, vol. 24, no. 2, pp. 57-68.
  19. Markushin A.N., Baklanov A.V., Tsyganov N.E. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroleva (natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta)*, 2011, no. 3-1(27), pp. 35-38.
  20. *Agregaty gazoperekachivayushchie s gazoturbinnym privodom. Obshchie tekhnicheskie usloviya. GOST 28775-90* (Gas pumping units with gas turbine drive. General specifications. State Standard 28775-90), Moscow, Standartinform, 2005, 12 p.