

## Параметрическое исследование влияния режимных и геометрических факторов на коэффициент камеры ЖРД со щелевой форсуночной головкой

© А.В. Новиков, Е.А. Андреев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Одними из решающих факторов, определяющих совершенство жидкостных ракетных двигателей, являются конструкция форсуночной головки камеры сгорания, а также принятая схема смесеобразования и горения ракетного топлива. Таким образом, оптимизация геометрических и режимных параметров камеры сгорания становится актуальной задачей, при решении которой могут быть применены как экспериментальные, так и расчетные методы, причем использование последних позволяет существенно сократить объем дорогостоящих стендовых испытаний. В связи с этим было проведено исследование работы камеры сгорания со щелевой форсуночной головкой, в частности для того, чтобы определить влияние приведенной длины на эффективность рабочего процесса, оцениваемого коэффициентом камеры. Представлены математическая модель течения рабочего процесса в камере сгорания жидкостного ракетного двигателя на компонентах топлива кислород — керосин, а также алгоритм решения уравнений математической модели для исследуемой схемы смесеобразования. Приведены параметрические расчеты и определены основные факторы, влияющие на характеристики рабочего процесса в камере со щелевой форсуночной головкой.*

**Ключевые слова:** камера сгорания, коэффициент камеры, жидкостной ракетный двигатель, математическая модель, форсуночная головка

**Введение.** Один из наиболее важных агрегатов жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) — камера сгорания (КС), в которой в основном завершаются процессы смесеобразования и горения ракетного топлива. От качества организации рабочего процесса зависит эффективность преобразования химической энергии топлива в кинетическую энергию истекающих из сопла продуктов сгорания. Основным способом оценки эффективности рабочего процесса является проведение огневых стендовых испытаний, по результатам которых рассчитывается экспериментальное значение коэффициента камеры  $\varphi_k$ . Однако при таком подходе невозможно детально изучить взаимосвязь отдельных стадий рабочего процесса, а также определить влияние геометрии КС и основных режимных параметров двигательной установки на  $\varphi_k$ . В связи с этим актуальной является задача математического моделирования рабочего процесса. Расчетно-теоретические исследования позволяют выявить внутреннюю связь исследуемых процессов, их объективные закономерности, а также прогнозировать направление дальнейшего совершенствования конструкции камеры сгорания ЖРД [1–6].

Существующие методики определения оптимальных параметров КС, в том числе и ее размеров, во многом базируются на экспериментальных данных, накопленных в результате многолетнего опыта создания ЖРД [7]. В то же время современное состояние электронно-вычислительной техники, существующий математический аппарат и результаты многочисленных исследований по определению закономерностей протекания элементарных процессов позволяют решить задачу распределения основных параметров по объему КС с учетом конвективного и диффузионного переноса субстанций и закономерностей протекания элементарных процессов [8, 9]. Решение такой задачи помогает более глубоко понять влияние различных факторов на характеристики КС, уточнить отдельные существующие методики, используемые при создании камеры ЖРД (например, методики расчета охлаждения и определения коэффициента камеры), выработать рекомендации на стадии предварительного проектирования и, как следствие, сократить объем дорогостоящих огневых испытаний, необходимых при создании ЖРД [10–12].

Цель представленного исследования — проведение на основе созданной математической модели протекания рабочего процесса в камере сгорания ЖРД параметрического анализа влияния режимных и геометрических параметров на коэффициент камеры ЖРД со щелевой форсуночной головкой.

**Схема рабочего процесса и основные допущения.** Была создана в двумерной постановке программа расчета распределения параметров по объему и выходных характеристик КС со щелевой форсуночной головкой. С ее помощью были проведены исследования влияния различных факторов на характеристики рабочего процесса и сравнение полученных результатов с данными огневых испытаний этой двигательной установки. Окислителем исследуемой КС был генераторный газ, горючим — керосин.

Расположение щелевых форсунок в головке КС — коаксиальное, по концентрическим окружностям. Одна из форсунок, выдвинутая по отношению к срезу форсуночной головки, разделяет область вблизи головки на две зоны. Камера оснащена поясами завесного охлаждения. Через щель первого пояса завесы в осевом направлении поступает закрученный поток горючего. Через щели второго и третьего поясов завесы горючее поступает в радиальном направлении.

В математической модели и программе расчета используются следующие основные исходные данные по компонентам топлива и режимным параметрам камеры.

1. Компоненты топлива и условия их подачи на номинальном режиме в форсунки КС:

горючее — керосин;

окислительный генераторный газ ( $O_2$  + керосин);

соотношение компонентов топлива в газогенераторе составляет 50% + 50%; газовая постоянная окислительного газа  $R = 260$  Дж/(кг·К);

2. Режимные параметры камеры:

среднее массовое соотношение компонентов топлива  $K_m = 2,72$ ;

давление в камере сгорания  $p_{КС} = 26,15$  МПа;

действительное значение пустотной тяги  $P_{п.д} = 20,60$  МН (210 тс).

Распределение окислительного газа по форсункам — равномерное.

Рабочий процесс в камере сгорания ЖРД должен отвечать целому ряду требований, основные из которых заключаются в обеспечении устойчивой высокоэффективной работы двигателя с максимальным коэффициентом камеры сгорания  $\phi_k$  при ее минимальных габаритах, а также в обеспечении надежной теплозащиты элементов конструкции КС.

Действительный расходный комплекс  $\beta_d$  определяется в первую очередь полнотой сгорания топлива. Он зависит от большого числа различных факторов, в том числе от тонкости распыливания его компонентов, распределения концентраций окислителя и горючего по объему КС, закономерностей процессов испарения и смешения компонентов в жидкой и в газовой фазе, воспламенения, горения и др. Все указанные этапы рабочего процесса протекают в КС одновременно и могут оказывать существенное влияние друг на друга. Схематично основные стадии рабочего процесса в рассчитываемой КС ЖРД представлены на рис. 1.

Необходимое условие устойчивого протекания рабочего процесса в камере сгорания ЖРД — подвод от высокотемпературной зоны (от фронта пламени) к жидкому компоненту (керосину) достаточного количества тепловой энергии для его нагрева, испарения и воспламенения. Решающую роль в этом явлении играют возвратные течения, которые возникают, в частности, в результате эжектирующего эффекта при подаче в КС керосина, кислорода или генераторного газа. Таким образом, в КС ЖРД могут иметь место большие локальные градиенты основных параметров газового потока и возвратные течения, что требует двумерной или трехмерной постановки задачи.

Течение в КС двухфазной смеси (жидкий керосин и газообразный кислород или газогенераторный газ) требует принятия помимо общепринятых и дополнительных допущений. Анализ литературных источников (с учетом ожидаемой тонкости распыливания жидкого горючего) показывает, что в условиях КС ЖРД температурная и скоростная неравновесность фаз не превышает 10...15 %, что дает основание рассматривать осредненное течение потока как течение квазигомогенной смеси. Аналогичное допущение можно сделать и при определении коэффициентов турбулентного переноса субстан-

ций, а турбулентные числа Прандтля и Шмидта с достаточной точностью считать равными единице.



Рис. 1. Основные стадии рабочего процесса в камере сгорания жидкостного ракетного двигателя

Немаловажное значение в постановке задачи имеет вопрос взаимного расположения (и соответствующего взаимодействия) зоны подготовительных процессов и зоны горения. Границей раздела этих зон принимаем поверхность достижения смесью температуры воспламенения топлива.

В качестве эквивалентного диаметра использован среднемаассовый диаметр капель керосина.

Расчеты проводились в предположении, что имеет место одностадийная химическая реакция в КС, с введением эмпирических поправочных функций для согласования расчетной температуры, полученной по теплоте образования компонентов, с термодинамической температурой, вычисленной посредством термодинамических расчетов [1].

Рассчитываемая камера сгорания до входа в сопло считается изобарической. Распределение давления по оси КС в сужающейся части сопла определялись по газодинамическим функциям [2] через сред-

ний показатель изоэнтропии истечения  $n$ , определяемый путем термодинамического расчета. Давление в каждом поперечном сечении сопла было принято постоянным и равным давлению на оси сопла.

С учетом изложенного, для решения поставленной задачи приняты следующие основные допущения:

- задача стационарная;
- теплоотвод в стенку отсутствует;
- коэффициенты переноса массы и энергии равны эффективному коэффициенту турбулентной вязкости;
- влияние гетерогенности потока на эффективный коэффициент турбулентной вязкости учитывается через плотность смеси;
- газ подчиняется закону состояния идеального газа;
- капли керосина на входе в камеру сгорания монодисперсны;
- в каждой ячейке диаметры капель керосина приводятся к среднемассовому;
- химическая реакция между окислителем (кислород) и горючим (пары керосина) является одностадийной и протекает мгновенно;
- в камере сгорания процесс считается изобарическим; базовое распределение давления по докритической части сопла определяется с использованием среднего показателя изоэнтропии истечения, определенного по результатам термодинамического расчета.

#### Система уравнений, описывающая рабочий процесс в КС.

Система уравнений, описывающая рабочий процесс в КС, включает в себя дифференциальные уравнения и алгебраические соотношения, которые с учетом вышеизложенных допущений имеют следующий вид:

уравнение неразрывности

$$\operatorname{div}(\rho_{\text{см}} \cdot \vec{v}) = 0, \quad (1)$$

где  $\rho_{\text{см}}$  — плотность смеси;  $\vec{v}$  — скорость газового потока;

уравнение сохранения  $j$ -й химической компоненты

$$\operatorname{div}\left(\rho_{\text{см}} \cdot \vec{v} \cdot z_j - \gamma_{j\text{эфф}} \operatorname{grad} z_j\right) - Q_j = 0, \quad (2)$$

где  $z_j$  — концентрация  $j$ -й компоненты;  $\gamma_{j\text{эфф}}$  — коэффициент эффективного переноса  $j$ -й субстанции;  $Q_j$  — скорость образования  $j$ -й химической компоненты;

уравнение сохранения количества капель

$$\operatorname{div}\left(\vec{v} \cdot n_{\text{кап}} - \gamma_{j\text{эфф}} \operatorname{grad} \frac{n_{\text{кап}}}{\rho_{\text{см}}}\right) = 0, \quad (3)$$

где  $n_{\text{кап}}$  — количество капель;

уравнение сохранения энергии

$$\operatorname{div}(\rho_{\text{см}} \vec{v} \cdot \bar{h} - \gamma_{h\text{эфф}} c_{\text{см}} \operatorname{grad} T - \sum_j h_j \cdot \gamma_{j\text{эфф}} \operatorname{grad} z_j - \sum_j h'_j \cdot \gamma_{j\text{эфф}} \operatorname{grad} z_j) = 0, \quad (4)$$

где  $\bar{h}$  — полная энтальпия;  $\gamma_{h\text{эфф}}$  — коэффициент эффективного переноса субстанции с полной энтальпией;  $c_{\text{см}}$  — теплоемкость смеси;

уравнение сохранения количества движения

$$\operatorname{div} \left( \frac{\rho_{\text{см}} \cdot \vec{v} \cdot \omega}{r_{\text{кап}}} + \frac{1}{r_{\text{кап}}^3} \right) \operatorname{grad} \left( \frac{v_x^2 + v_r^2}{2} \right) \operatorname{grad} \rho_{\text{см}} - \frac{1}{r_{\text{кап}}^2} \operatorname{div} \left[ r_{\text{кап}}^2 \operatorname{grad} \left( \frac{\mu_{\text{эфф}} \omega}{r_{\text{кап}}} \right) \right] = 0, \quad (5)$$

где  $\omega$  — напряженность вихря;  $r_{\text{кап}}$  — радиус капли;  $\mu_{\text{эфф}}$  — коэффициент турбулентности;

уравнение напряженности вихря

$$\omega = \frac{\partial v_r}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial r_{\text{кап}}}; \quad (6)$$

уравнения функции тока  $\Psi$ :

$$\rho_{\text{см}} v_x = \frac{1}{r_{\text{кап}}} \frac{\partial \Psi}{\partial r_{\text{кап}}}; \quad (7)$$

$$\rho_{\text{см}} v_r = -\frac{1}{r_{\text{кап}}} \frac{\partial \Psi}{\partial x}, \quad (8)$$

где  $v_x$ ,  $v_r$  — составляющие скорости смеси по осям цилиндрической системы координат.

Понятия функции тока  $\Psi$  и напряженности вихря  $\omega$  вводятся для упрощения решения уравнения количества движения. Напряженность вихря является мерой вращательного движения жидкости, направленного против часовой стрелки. Поверхности, образованные линиями с постоянными значениями функции тока, ограничивают области с одинаковыми расходами рабочего тела.

Решение представленных выше дифференциальных уравнений эллиптического типа осуществляется в каноническом виде, который в цилиндрических координатах  $(x, r, \varphi)$  можно записать так:

$$a_{\varphi} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \varphi \frac{\partial \Psi}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{\partial r} \left( \varphi \frac{\partial \Psi}{\partial x} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[ b_{\varphi} r \frac{\partial}{\partial x} (c_{\varphi} \varphi) \right] -$$

$$-\frac{\partial}{\partial r} \left[ b_{\varphi} r \frac{\partial}{\partial r} (c_{\varphi} \varphi) \right] + d_{\varphi} = 0, \quad (9)$$

где  $\varphi$  — зависимая переменная, коэффициент потерь;  $a_{\varphi}, b_{\varphi}, c_{\varphi}, d_{\varphi}$  — различные функции, меняющиеся в зависимости от переменной  $\varphi$ .

Вид этих функций приведен в табл. 1.

Таблица 1

**Функции  $a_{\varphi}, b_{\varphi}, c_{\varphi}, d_{\varphi}$  в цилиндрической системе координат**

$\varphi$	$a_{\varphi}$	$b_{\varphi}$	$c_{\varphi}$	$d_{\varphi}$
$z_j$	1	$\mu_{\text{эфф}}$	1	$-Q_j$
$\bar{h}$	1	$\mu_{\text{эфф}}$	1	0
$\omega / r$	$r^2$	$r^2$	$\mu_{\text{эфф}}$	$-r \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{v_x^2 + v_r^2}{2} \right) \frac{\partial \rho_{\text{см}}}{\partial r} - \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_x^2 + v_r^2}{2} \right) \frac{\partial \rho_{\text{см}}}{\partial x} \right]$
$\Psi$	0	$\frac{1}{\rho_{\text{см}} r^2}$	1	$-\frac{\omega}{r}$

Далее дифференциальные уравнения аппроксимируются алгебраическими уравнениями путем интегрирования по конечным площадям (рис. 2). Например, для определения значений переменных в узле  $P$  (см. рис. 2) дифференциальные уравнения интегрируются по площади, ограниченной пунктирным прямоугольником  $nw, ne, se, sw$ . Его стороны лежат посередине между соседними линиями сетки, а значение переменных считается постоянным внутри каждого прямоугольника. В результате интегрирования канонического уравнения (9) получаем выражение

$$\varphi_P = \frac{\sum_{j=N, S, E, W} [(A_j + C_{\varphi, j} \cdot B_j) \varphi_j] - d_{\varphi, P} V_P}{\sum_{j=N, S, E, W} (A_j + C_{\varphi, P} \cdot B_j)}. \quad (10)$$

Здесь  $A_j, B_j$  — значения функций в узлах расчетной сетки, определяемые выражениями:

$$A_E = 0,5 a_{\varphi, P} [(\Psi_{se} - \Psi_{ne}) + |\Psi_{se} - \Psi_{ne}|];$$

$$A_W = 0,5 a_{\varphi, P} [(\Psi_{nw} - \Psi_{sw}) + |\Psi_{nw} - \Psi_{sw}|];$$

$$A_N = 0,5 a_{\varphi, P} [(\Psi_{ne} - \Psi_{nw}) + |\Psi_{ne} - \Psi_{nw}|];$$

$$A_S = 0,5 a_{\varphi, P} [(\Psi_{sw} - \Psi_{se}) + |\Psi_{sw} - \Psi_{se}|];$$

$$B_E = \frac{b_{\varphi,E} + b_{\varphi,P}}{8} \frac{r_N - r_S}{x_E - x_P} (r_E + r_P);$$

$$B_W = \frac{b_{\varphi,W} + b_{\varphi,P}}{8} \frac{r_N - r_S}{x_P - x_W} (r_W + r_P);$$

$$B_N = \frac{b_{\varphi,N} + b_{\varphi,P}}{8} \frac{r_E - r_W}{x_N - x_P} (r_N + r_P);$$

$$B_S = \frac{b_{\varphi,S} + b_{\varphi,P}}{8} \frac{r_E - r_W}{x_P - x_S} (r_S + r_P);$$

$v_P$  — скорость в точке  $P$ , определяемая по формуле

$$v_P = r_P \left( \frac{x_E - x_W}{2} \right) \left( \frac{r_N - r_S}{2} \right).$$

Выражение (10) связывает значение искомой функции  $\varphi$  в узле  $P$  с ее значениями в соседних узлах  $E, W, N, S$ . Приведение дифференциальных уравнений к единому виду позволяет использовать одну и ту же методику их решения.

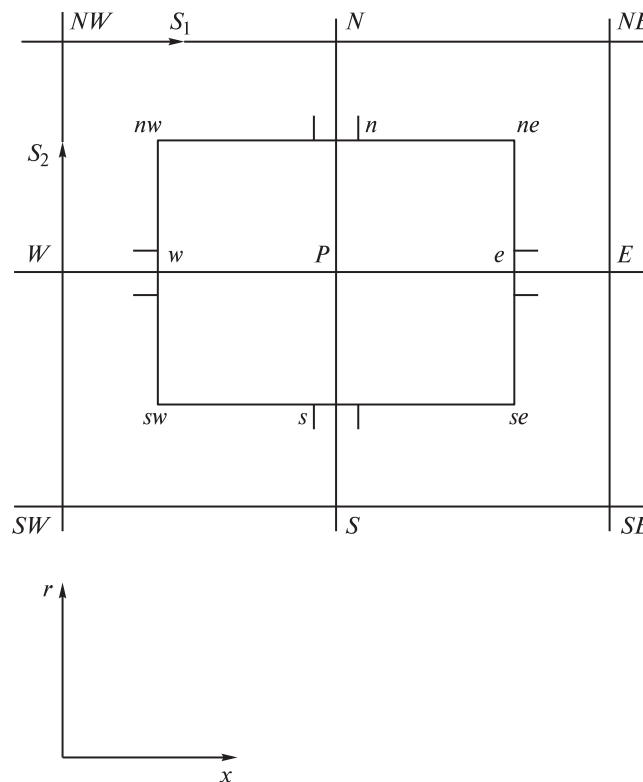


Рис. 2. Схема определения значений переменных в узле



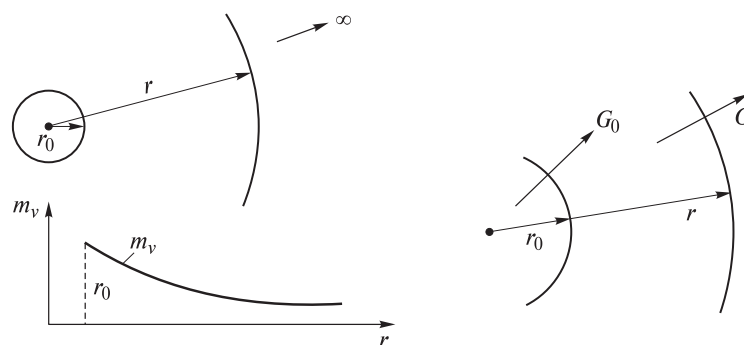
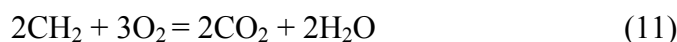


Рис. 3. Математическая модель испарения

Для решения системы дифференциальных уравнений необходимо, как это будет показано ниже, сформировать расчетный газодинамический профиль КС и расчетную сетку, в узлах которой будут определяться параметры рабочего тела.

Для того чтобы замкнуть систему уравнений, необходимо записать ряд алгебраических соотношений, описывающих, в частности, характеристики и свойства рабочего тела, закономерности для определения коэффициента турбулентной вязкости, закономерности испарения капель горючего, а также задать граничные условия задачи.

В качестве одностадийной химической реакции принята:



В составе рабочего тела в локальном объеме КС (в прямоугольнике  $nw$ ,  $pe$ ,  $se$ ,  $sw$ , рис. 3) будем иметь относительные массовые концентрации горючего:  $z_{\text{CH}_2 \text{ пар}}$  — концентрация паров горючего;  $z_{\text{CH}_2 \text{ ж}}$  — концентрация жидкого горючего.

Поскольку горючее в КС поступает через головку КС и пояса завесного охлаждения, введем соответствующие концентрации:

$$z_{\text{CH}_2 \text{ ж}} = z_{\text{CH}_2 \text{ ж гол}} + z_{\text{CH}_2 \text{ ж зав}}$$

Здесь  $z_{\text{CH}_2 \text{ ж гол}}$  — концентрация жидкого горючего, истекающего через головку;  $z_{\text{CH}_2 \text{ ж зав}}$  — концентрация жидкого горючего, истекающего через завесы.

Обозначим также концентрацию кислорода —  $z_{\text{O}_2}$ ; концентрацию углекислого газа —  $z_{\text{CO}_2}$ ; концентрацию паров воды —  $z_{\text{H}_2\text{O}}$ .

Таким образом, состав рабочего тела будет определяться концентрациями шести компонентов:  $z_{\text{CH}_2 \text{ пар}}$ ,  $z_{\text{CH}_2 \text{ ж гол}}$ ,  $z_{\text{CH}_2 \text{ ж зав}}$ ,  $z_{\text{O}_2}$ ,  $z_{\text{CO}_2}$ ,  $z_{\text{H}_2\text{O}}$ .

Температура рабочего тела  $T_{см}$  определяется из уравнения баланса энергии [3]:

$$T_{см} = T_{нач} + \frac{\bar{h}_j - \sum h_j z_j - \sum h'_{j ж} z_{j ж}}{\sum c_{pj г} z_{j г} + c_{CH_2 ж} z_{CH_2 ж}}, \quad (12)$$

где  $T_{нач}$  — начальная температура смеси;  $\bar{h}$  — полная энтальпия в КС;  $h_j$  — теплота образования компонентов рабочего тела;  $h'_{ж}$  — теплота фазового перехода;  $c_{pj г}$  — теплоемкость  $j$ -й компоненты газа при постоянном давлении  $p$ ;  $c_{CH_2 ж}$  — теплоемкость жидкого  $CH_2$ .

Кроме того, для согласования температуры с термодинамической необходимо использовать дополнительные аппроксимирующие зависимости.

Значения плотности газа и смеси вычисляются по формулам:

$$\rho_{г} = \frac{P_{КС}}{R_{г.см} T_{см}}; \quad (13)$$

$$\rho_{см} = \frac{1}{\sum_j \frac{z_{j г}}{\rho_{г}} + \frac{z_{H_2O ж}}{\rho_{ж}}}, \quad (14)$$

где  $R_{г.см}$  — газовая постоянная смеси газообразных компонентов топлива;  $T_{см}$  — температура смеси;  $\rho_{г}$  — плотность газа;  $\rho_{ж}$  — плотность керосина.

Для того чтобы скорректировать величину  $R_{г.см}$  и привести ее в соответствие с результатами термодинамического расчета, используются аппроксимирующие зависимости.

Для определения эффективного коэффициента турбулентной вязкости применяется представленная в [3] полуэмпирическая зависимость:

$$\mu_{эфф} = 0,0123 \sqrt{\rho_{г}^2 \frac{D_{КС}^2}{L_{КС}} \sum m_{j вх} \cdot v_{j вх}^2}, \quad (15)$$

где  $D_{КС}$  — диаметр КС;  $L_{КС}$  — длина КС;  $m_{j вх}$  — суммарный расход через входное отверстие;  $v_{j вх}^2$  — скорость во входном отверстии.

Среднемассовый диаметр капель  $d_{кап}$  жидкого горючего в локальном объеме КС определяется по формуле

$$d_{\text{кап}} = \sqrt[3]{\frac{6 z_{\text{CH}_2\text{ ж гол}} \rho_{\text{см}}}{\pi n_{\text{CH}_2\text{ ж}} \rho_{\text{ж}}}}, \quad (16)$$

где  $n_{\text{CH}_2\text{ ж}}$  — количество капель жидкого горючего в единице объема.

Для определения количества капель в единице объема смеси используется следующая расчетная схема. Поскольку осредненное течение рабочего тела принимается как течение квазигомогенной смеси, капли неиспарившегося керосина будут распределяться по объему КС в соответствии с закономерностями конвективного и турбулентного переноса массы. В зависимости от схемы организации рабочего процесса распределение количества капель по объему КС рассчитывается с учетом концентрации капель жидкого горючего, истекающего без учета испарения либо из головки ( $z_{\text{CH}_2\text{ ж гол } j}$ ), либо через завесы ( $z_{\text{CH}_2\text{ ж зав } j}$ ). В каждом цикле выполняется независимый расчет распределения концентраций  $z_{\text{CH}_2\text{ ж гол } j}$  и  $z_{\text{CH}_2\text{ ж зав } j}$ , после чего определяется количество капель в единице объема смеси:

$$n_{\text{CH}_2\text{ ж гол } j} = \frac{6 z_{\text{CH}_2\text{ ж гол } j} \rho_{\text{см } j}}{\pi \rho_{\text{ж}} d_{\text{кап}}^3}, \quad (17)$$

$$n_{\text{CH}_2\text{ зав } j} = \frac{6 z_{\text{CH}_2\text{ зав } j} \rho_{\text{см } j}}{\pi \rho_{\text{ж}} d_{\text{кап1}}^3}, \quad (18)$$

где  $d_{\text{кап}}$ ,  $d_{\text{кап1}}$  — начальные диаметры капель жидкого горючего во входных отверстиях головки и завесы соответственно.

Величины  $n_{\text{CH}_2\text{ ж гол } j}$ ,  $n_{\text{CH}_2\text{ ж зав } j}$  и диаметры капель необходимы для вычисления скорости их испарения в локальном объеме КС, они используются для определения источникового члена в уравнении сохранения концентрации керосина.

На основании анализа литературных источников принимаем температуру воспламенения компонентов топлива  $T_{\text{воспл}} = 520$  К.

При принятом допущении о бесконечно большой скорости протекания химических реакций в зоне, где температура смеси больше температуры воспламенения ( $T_{\text{см}} > T_{\text{воспл}}$ ), концентрации компонентов в локальном объеме КС рассчитываются по формуле

$$z_j = z_j + \Delta z_j. \quad (19)$$

В соответствии с уравнением химической реакции (11) при избытке керосина ( $\alpha \leq 1$ ) получаем

$$\begin{cases} z_{\text{CO}_2} = z_{\text{CO}_2} + \frac{88}{96} z_{\text{O}_2}; \\ z_{\text{H}_2\text{O}} = z_{\text{H}_2\text{O}} + \frac{36}{96} z_{\text{O}_2}; \\ z_{\text{CH}_2\text{пар}} = z_{\text{CH}_2\text{пар}} - \frac{28}{96} z_{\text{O}_2}; \end{cases} \quad (20)$$

$$z_{\text{O}_2} = 0,$$

где  $z_{\text{CO}_2}$ ,  $z_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $z_{\text{O}_2}$  — концентрация горючего  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{O}_2$  соответственно;  $z_{\text{CH}_2\text{пар}}$  — концентрация горючего  $\text{CH}_2$  и паров, а соответственно при избытке кислорода  $\alpha > 1$ :

$$\begin{cases} z_{\text{CO}_2} = z_{\text{CO}_2} + \frac{88}{28} z_{\text{CH}_2\text{пар}}; \\ z_{\text{H}_2\text{O}} = z_{\text{H}_2\text{O}} + \frac{36}{28} z_{\text{CH}_2\text{пар}}; \\ z_{\text{O}_2} = z_{\text{O}_2} - \frac{96}{28} z_{\text{CH}_2\text{пар}}; \end{cases} \quad (21)$$

$$z_{\text{CH}_2\text{пар}} = 0.$$

В данной работе расчет характеристик испарения капель жидкого горючего (керосина) проведен по методике, подробно изложенной в [4]. Здесь остановимся на ее основных положениях.

1. Малый сферический объем жидкости, заключенный в неограниченной газовой среде, испаряется и в итоге исчезает.

2. Для проведения расчета необходимо составить уравнения и формулы, отражающие влияние свойств жидкости, пара и атмосферы на продолжительность испарения.

3. Следует построить математическую модель (см. рис. 3).

4. Нужно привести описание и предположения. В модели испарения капли протекающие процессы описываются в сферически симметричной системе координат (пренебрегается нерадиальным движением) и рассмотрены в стационарной постановке. Считается, что величина коэффициента массообмена не зависит от радиуса капли и расстояние между каплями велико.

5. Проводится расчет распределения концентрации пара  $z_{\text{CH}_2\text{пар}}$  в газовой среде.

Из закона сохранения массы (см. рис. 3) следует

$$Gr^2 = G_0 r_0^2, \quad (22)$$

где  $G$  — поток массы на расстоянии  $r$  от центра капли;  $G_0$  — скорость фазового превращения жидкости на единице площади поверхности;  $r_0$  — радиус круглой капли.

Поскольку нет химической реакции у поверхности капли,

$$G_{\text{пов пар}} r^2 = G_{\text{пов пар}0} r_0^2 = G_0 r_0^2, \quad (23)$$

где  $G_{\text{пов пар}0}$  — скорость фазового превращения пара на единице площади поверхности.

Откуда согласно закону Фика,

$$\left( z_{\text{CH}_2\text{пар}} G - \gamma_p \frac{dz_{\text{CH}_2\text{пар}}}{dr} \right) r^2 = G_0 r_0^2, \quad (24)$$

где  $\gamma_p$  — коэффициент переноса субстанции при постоянном давлении, т. е.

$$\gamma_p \frac{dz_{\text{CH}_2\text{пар}}}{dr} r^2 = G_0 r_0^2 (z_{\text{CH}_2\text{пар}} - 1). \quad (25)$$

6. Выполняется решение задачи. Из выражения (25) следует

$$\frac{dz_{\text{CH}_2\text{пар}}}{z_{\text{CH}_2\text{пар}} - 1} = \frac{G_0 r_0^2}{\gamma_p} \frac{dr}{r^2}, \quad (26)$$

откуда после интегрирования получается

$$\ln \left| (z_{\text{CH}_2\text{пар}} - 1) \right| = \frac{G_0 r_0^2}{\gamma_p} \left( -\frac{1}{r} \right) + \text{const}. \quad (27)$$

Поскольку граничные условия имеют вид

$$r = r_0, \quad z_{\text{CH}_2\text{пар}} = z_{\text{CH}_2\text{пар}0}; \quad (28)$$

$$r = \infty, \quad z_{\text{CH}_2\text{пар}} = z_{\text{CH}_2\text{пар}\infty}, \quad (29)$$

можно определить скорость испарения по зависимости

$$\frac{G_0 r_0}{\gamma_p} = \ln \left( 1 + \frac{z_{\text{CH}_2\text{пар}0} - z_{\text{CH}_2\text{пар}\infty}}{1 - z_{\text{CH}_2\text{пар}0}} \right), \quad (30)$$

а распределение концентрации пара вблизи поверхности частицы с помощью выражения

$$\left( \frac{1 - z_{\text{CH}_2\text{пар}0}}{1 - z_{\text{CH}_2\text{пар}\infty}} \right) = \left( \frac{1 - z_{\text{CH}_2\text{пар}0}}{1 - z_{\text{CH}_2\text{пар}\infty}} \right)^{\frac{r_0}{r}}. \quad (31)$$

Общий характер этого распределения показан на рис. 3.

Определяется изменение диаметра капли во времени. Радиус капли изменяется пропорционально  $G_0$ , значит,

$$dr_0/dt = -(G_0/\rho_{ж}), \quad (32)$$

где  $t$  — время;  $\rho_{ж}$  — плотность жидкости.

Или, выражая (32) через диаметр капли  $d_{кап}$ , получаем

$$dd_{кап}/dt = -2(G_0/\rho_{ж}). \quad (33)$$

Следовательно,

$$\frac{dd_{кап}}{dt} = -4 \frac{\gamma_p}{d_{кап}\rho_{ж}} \ln \left( 1 + \frac{z_{CH_2пар0} - z_{CH_2пар\infty}}{1 - z_{CH_2пар0}} \right). \quad (34)$$

Решив данное дифференциальное уравнение, можно определить зависимость изменения диаметра испаряющейся капли горючего от времени.

**Решение системы уравнений. Блок-схема программы.** Расчетный газодинамический профиль КС и расчетная сетка представлены на рис. 4. Сетка неравномерная, выполнена с учетом рекомендаций, изложенных в [2]. По оси  $x$  камера сгорания разбита на 149 участков, по оси  $r$  — на 111. Через щелевое отверстие  $C$  поступает закрученный поток горючего на первый пояс завесы, через щелевые радиальные отверстия  $D$  и  $E$  — соответственно на второй пояс завесы и на третий пояс завесы. Через щелевые отверстия  $A$  и  $B$  поступает смесь генераторного газа и жидкого горючего соответственно через невыдвинутые и выдвинутые форсунки головки КС. Продукты сгорания истекают через выходное отверстие  $F$  в критическом сечении сопла.

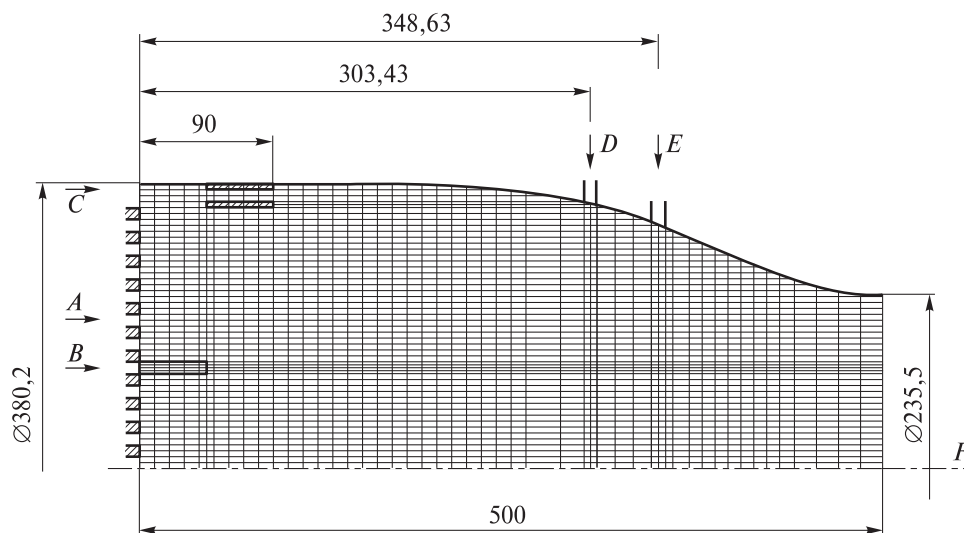


Рис. 4. Расчетный газодинамический профиль камеры сгорания жидкостного реактивного двигателя со щелевой форсуночной головкой

При расчете параметров во входных сечениях принималось, что коэффициент избытка окислителя ( $\alpha = 0,795$ ) задается на входе в газогенератор (т. е. с учетом расхода горючего, потраченного на выработку газогенераторного газа, и расхода горючего на завесы).

Таким образом, расход горючего необходимо разделить на несколько составляющих:

- расход горючего на выработку генераторного газа ( $\alpha_{гг}$  задано);
- расход горючего на первый, второй и третий пояса завесы (заданы);
- расход горючего через ядро головки КС;
- расход горючего через периферийный пояс головки КС.

Для определения значений давления в сужающейся части сопла используем закономерность  $\frac{p}{p_{КС}} = f(f_{отп}, n)$ , представленную в [2]:

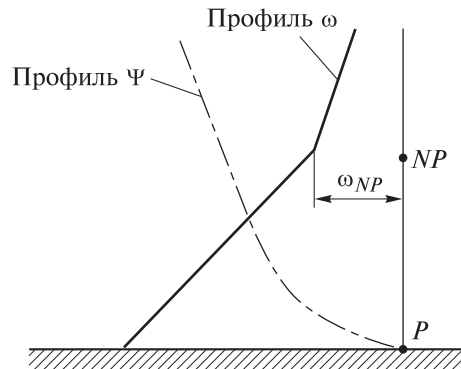
$$f_{отп} = \frac{\left(\frac{2}{n_{ср} + 1}\right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}} \sqrt{\frac{n-1}{2}} \left(\frac{p_{КС}}{p}\right)^{\frac{1}{n}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_{КС}}\right)^{\frac{n-1}{n}}}}, \quad (35)$$

где  $f_{отп} = \frac{F_{кр}}{F}$ ;  $n$  — средний показатель изоэнтропы истечения (берется из термодинамического расчета).

В соответствии с рекомендациями, изложенными в [3], напряженность вихря на стенке определяется из условия линейной зависимости напряженности вихря  $\omega$  по нормали к стенке или от одной из координат — в области сужающейся части сопла (см. рис. 2):

$$\omega_P = - \left[ \frac{3(\Psi_{NP} - \Psi_P)}{r_P n_{NP}^2 \rho} + \frac{\omega_{NP}}{2} \right]. \quad (36)$$

Профили функции тока  $\Psi$  и напряженности вихря  $\omega$ , полученные с помощью выражения (36), представлены на рис. 5. Напряженность вихря на оси КС определяется аппроксимацией значений  $\omega$ , полученных в двух прилегающих к оси внутренних узлах сетки при постоянной координате  $x_1(i)$ . Значения остальных зависимых переменных  $\varphi$  на стенках и на оси КС либо принимаются равными их значениям в прилегающих внутренних узлах, либо определяются аппроксимацией их значений в двух прилегающих внутренних узлах сетки.



**Рис. 5.** Расчетное распределение функции тока  $\Psi$  и напряженности вихря  $\omega$  вблизи стенки

В выходном сечении (сечении  $iN$ ) все зависимые переменные приравниваются к значениям в прилегающих узлах (в сечении  $iN - 1$ ).

После того как заданы граничные условия, вышеприведенная система уравнений становится замкнутой. Для ее решения используется итерационный метод последовательных смещений Гаусса — Зейделя. Каждый цикл итерации состоит из  $K$  подциклов, где  $K$  — количество дифференциальных уравнений. В каждом подцикле сетка сканируется по узлам, в которых определяется окончательное значение одной переменной в данной итерации. Вновь полученное значение переменной в узле используется для определения переменной в последующем узле и т. д. Когда будут найдены значения переменной во всей исследуемой области, выполняется новый подцикл для другой зависимой переменной. После завершения всех подциклов начинается новый итерационный цикл. Расчет ведется до тех пор, пока разность значений переменных между двумя последовательными итерациями не станет меньше некоторой заранее заданной малой величины или пока количество циклов не достигнет заранее заданного максимального значения.

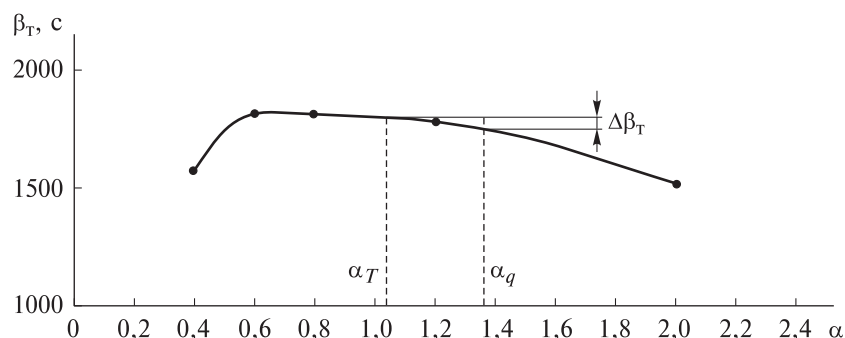
В результате проведения одного расчета характеристик рабочего процесса в КС ЖРД получаем распределение по объему КС значений таких параметров, как концентрации всех компонентов  $z_j$ , текущие диаметры капель керосина  $d_{\text{кап}}$ , их количество в единице объема смеси  $n_{\text{кап}}$ , энтальпия смеси  $\bar{h}_{\text{см}}$ , температура смеси  $T_{\text{см}}$ , плотность смеси  $\rho_{\text{см}}$  и парогазовой составляющей  $\rho_{\text{г}}$ , соотношение компонентов  $K_m$ , функция тока  $\Psi$  и напряженность вихря  $\omega$ , осевая, радиальная и окружная составляющие скорости смеси  $v_x$ ,  $v_r$ ,  $v_{\text{окр}}$ , текущее значение коэффициента турбулентной вязкости  $\mu_{\text{эфф}}$ , границы поверхности воспламенения топлива и т. д.



После расчета распределения параметров по объему КС можно, используя результаты расчета в характерных локальных объемах (в частности, в области критического сечения сопла) и принимая соответствующие допущения, определить коэффициент камеры сгорания  $\varphi_k$ .

При расчете параметров в сужающейся части сопла помимо принятия допущения о течении квазигомогенной смеси используем средний показатель изоэнтропии истечения  $n$ , полученный по результатам термодинамического расчета для равновесного истечения рабочего тела, поскольку достоверных данных о влиянии вышеперечисленных факторов на величину  $n$  в литературных источниках не приведено. При течении двухфазного потока (в случае наличия капель неиспарившегося керосина) учитывается влияние концентрации конденсированной фазы на газовую постоянную рабочего тела.

Для иллюстрации методики определения коэффициента камеры  $\varphi_k$  обратимся к полученной в результате термодинамического расчета зависимости теоретического комплекса  $\beta = f(\alpha)$ , представленной на рис. 6.



**Рис. 6.** Зависимость теоретического расходного комплекса  $\beta_T$  от коэффициента избытка окислителя  $\alpha$

По данным графика видно, что при  $\alpha > 0,6$  (реальный диапазон для рассматриваемой камеры ЖРД) с ростом  $\alpha$  величина  $\beta_T$  уменьшается. Согласно [5], значение  $\varphi_k$  можно определить как отношение действительно расходного комплекса к теоретическому:

$$\varphi_k = \frac{\beta_d}{\beta_T}. \quad (37)$$

С другой стороны, величину  $\varphi_k$  можно представить как произведение двух коэффициентов:

$$\varphi_{\kappa} = \varphi_{\text{см}} \varphi_{\text{гор}} = \frac{\beta_{\text{т см}}}{\beta_{\text{т}}} \frac{\beta_{\text{д}}}{\beta_{\text{см}}}, \quad (38)$$

где  $\varphi_{\text{см}}$  — коэффициент потерь на смешение;  $\varphi_{\text{гор}}$  — коэффициент потерь на горение;  $\beta_{\text{см}} = \sum \beta_{\text{тj}} \cdot q_j$  — расходный комплекс, полученный с учетом потерь на смешение компонентов топлива ( $\beta_{\text{тj}}$  — теоретическое значение расходного комплекса в локальной зоне на выходе из докритической части сопла;  $q_j$  — относительная доля расхода рабочего тела в локальной зоне на выходе из докритической части сопла).

Для принятой расчетной схемы локальные зоны представляют собой щелевые цилиндрические отверстия со щелью шириной

$$\frac{R(j+1) - R(j-1)}{2}.$$

Значение теоретического расходного комплекса  $\beta_{\text{тj}}$  вычислено по программе «АСТРА-3» или «ТЕРРА» при конкретных значениях соотношения компонентов и давления. Для определения величины  $\beta_{\text{тj}}$  необходимо предварительно рассчитать распределение  $\alpha_{\text{тj}}$  по поперечному сечению на выходе из сопла. Зная распределение концентраций компонентов рабочего тела, величину  $\alpha_{\text{тj}}$  можно выразить через отношение

$$\alpha_{\text{тj}} = \frac{\sum z_{j \text{ ок}}}{\sum z_{j \text{ гор}} \cdot K_{m0}}, \quad (39)$$

где  $\sum z_{j \text{ ок}}$  — сумма концентраций окислительных элементов (включая элементы, входящие в состав продуктов сгорания);  $\sum z_{j \text{ гор}}$  — сумма концентраций горючих элементов (при условии полного испарения капель горючего);  $K_{m0} = 3,42$  — стехиометрическое соотношение компонентов топлива.

Значение величины  $\beta_{\text{тj}}$  можно определить аппроксимацией зависимости  $\beta_{\text{т}} = f(\alpha)$ . Определить  $\beta_{\text{д}}$  можно аналогичным образом, однако необходимо учитывать следующие положения:

1) реакции горения не протекают с жидким горючим, поэтому в случае наличия неиспарившегося горючего в локальной зоне действительное значение коэффициента избытка окислителя будет определяться выражением

$$\alpha_{dj} = \frac{\sum z_{j\text{ок}}}{\sum z_{j\text{гор исп}} \cdot K_{m0}}, \quad (40)$$

где  $\sum z_{j\text{гор исп}}$  — сумма концентраций горючих элементов за вычетом концентрации жидкого горючего.

Из сравнения выражений (39) и (40) следует, что  $\alpha_{dj} \geq \alpha_{Tj}$ , это приводит к снижению значения теоретического расходного комплекса  $\beta_{Tj}$  в рассматриваемом диапазоне  $\alpha$ .

2. Наличие неиспарившегося горючего приводит к уменьшению газовой постоянной смеси

$$R_{смj} = R_{гор} (1 - \sum z_{кцj}),$$

где  $R_{гор}$  — газовая постоянная горючего;  $\sum z_{кцj}$  — сумма концентраций жидкого горючего.

Таким образом, действительное значение расходного комплекса можно определить по формуле

$$\beta_d = \sum_1^n \beta_{Tjk} \sqrt{1 - \sum z_{кцj}}, \quad (41)$$

где  $\beta_{Tjk}$  — теоретический расходный комплекс при  $\alpha = \alpha_{dj}$ .

С помощью данной методики можно определить величины  $\Phi_{см}$ ,  $\Phi_{гор}$  и  $\Phi_k$  с учетом влияния неполного испарения капель горючего и связанного с этим недогорания. Для того чтобы оценить влияние погрешностей аппроксимации зависимостей  $R_{КС} = f(\alpha)$ ,  $T_{см} = f(\alpha)$ ,  $R_c = f(\alpha)$  и использовать полученный в результате термодинамического расчета показатель изоэнтропы истечения  $n$ , выполним расчет значений  $\beta_T$ ,  $\beta_d$  и  $\Phi_k$  другим способом.

Как следует из [6], величину  $\beta_{T\text{расх}}$  можно определить с помощью выражения

$$\beta_{T\text{расх}} = \frac{\sqrt{R_{КС} T_k}}{A(n)}, \quad (42)$$

где  $A(n) = \left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}} \sqrt{n}$ .

Поскольку  $\frac{R_c T_c}{R_{КС} T_k} = \frac{2}{n+1}$ , можно записать выражение (42) через параметры на выходе из сужающейся части сопла (с индексом «с»):

$$\beta_{\text{т расх}} = \frac{\sqrt{R_c T_c}}{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-2}} \sqrt{n}}. \quad (43)$$

Величины  $R_c, T_c$  можно определить по формулам

$$R_c = \sum R_{cj} \cdot q_j,$$

$$T_c = \sum T_{cj} \cdot q_j,$$

где  $T_{cj}$  — расчетная температура в локальной  $j$ -й зоне в выходном сечении сужающейся части сопла.

Величина  $R_{cj}$  вычисляется с помощью соответствующих аппроксимирующих зависимостей от  $\alpha$ , полученных по результатам термодинамического расчета, и выражения (39) для определения  $\alpha_{тj}$ .

Аналогичным образом можно найти величину действительного расходного комплекса  $\beta_{\text{д расх}}$ , правда только с условием, что величина  $R_{cj}$  определяется при  $\alpha_{qj}$ . Тогда

$$\beta_{\text{д расх}} = \frac{\sqrt{R_c T_c (1 - \sum z_{кцj})}}{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}} \sqrt{n}}, \quad (44)$$

$$\Phi_{\text{кр}} = \frac{\beta_{\text{д расх}}}{\beta_{\text{т расх}}}.$$

Сравнивая величины  $\beta_{\text{т}}$  и  $\beta_{\text{т расх}}$ ,  $\beta_{\text{д}}$  и  $\beta_{\text{д расх}}$ ,  $\Phi_{\text{к}}$  и  $\Phi_{\text{кр}}$ , можно оценить влияние погрешности аппроксимации параметров и использования термодинамического значения величины  $n$  на конечный результат.

В соответствии с представленной физико-математической моделью протекания рабочего процесса в КС и исходной системой уравнений была составлена программа расчета распределения параметров по объему и определения выходных характеристик КС ЖРД. Исполнительный модуль программы формировался в среде Fortran Power Station таким образом, чтобы можно было оптимизировать отладку отдельных блоков программы и проводить в них изменения автономно. Блок-схема исполнительного модуля программы представлена на рис. 7.

Устойчивое функционирование программного модуля подтверждено контрольными расчетами.

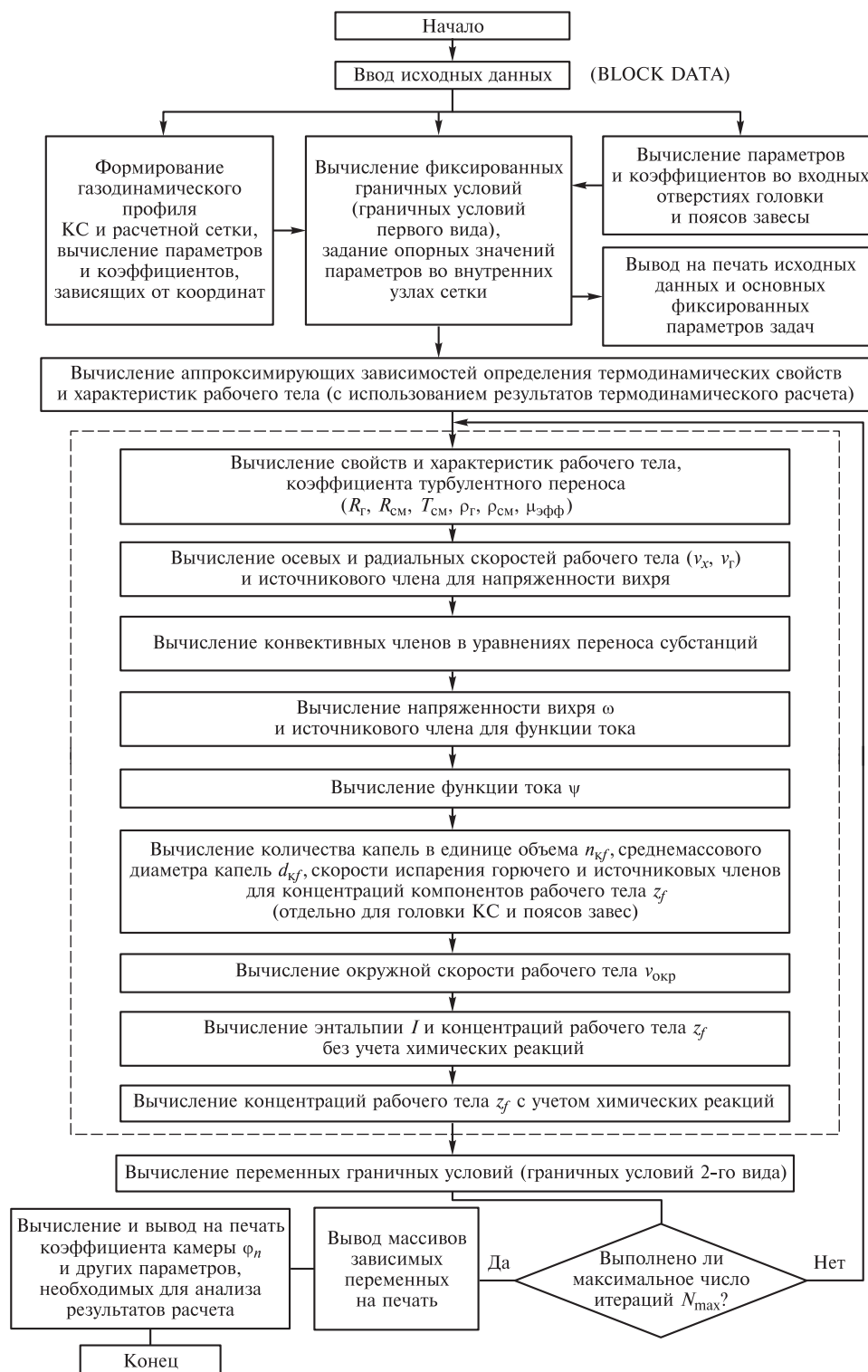
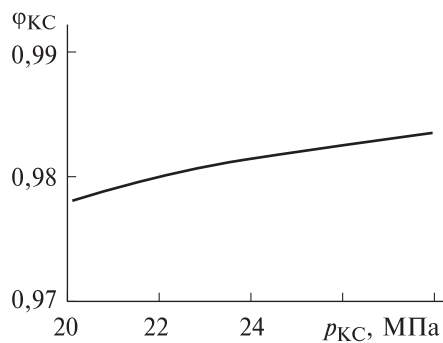


Рис. 7. Блок-схема исполнительного модуля программы

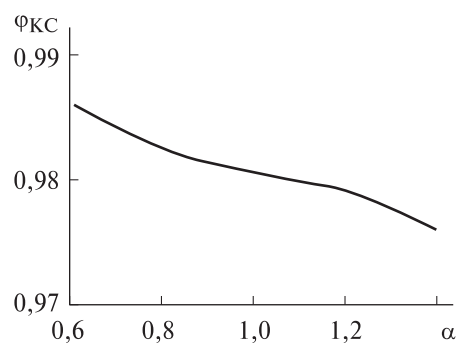
**Результаты расчетов.** В качестве параметров, подлежащих расчетному исследованию, были приняты следующие:

- давление в камере сгорания —  $p_{КС}$ ;
- коэффициент избытка окислителя —  $\alpha$ ;
- длина цилиндрической части КС —  $L_{КС}$ ;
- исходный диаметр капель жидкого горючего, истекающего через головку КС, —  $d_{кап}$ ;
- исходный диаметр капель жидкого горючего, истекающего через пояса завесы внутреннего охлаждения —  $d_{кап1}$ .

Результаты параметрического исследования влияния вышеперечисленных факторов на коэффициент камеры  $\varphi_K$  представлены на рис. 8–13.



**Рис. 8.** Зависимость коэффициента камеры  $\varphi_K$  от давления  $p_{КС}$  в камере сгорания при  $d_{кап} = 70$  мкм;  $d_{кап1} = 70$  мкм;  $\alpha = 0,795$

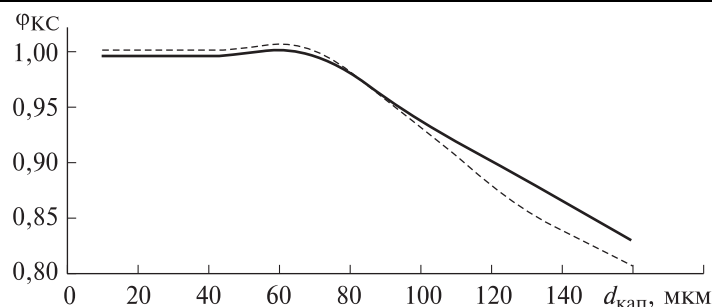


**Рис. 9.** Зависимость коэффициента камеры  $\varphi_K$  от коэффициента избытка окислителя  $\alpha$  при  $d_{кап} = 70$  мкм;  $d_{кап1} = 70$  мкм;  $p_{КС} = 26,15$  МПа

По данным на графике, приведенном на рис. 8, видно, что с повышением давления в КС имеет место незначительное монотонное возрастание величины  $\varphi_K$ . С ростом величины  $\alpha$  наблюдается снижение коэффициента камеры (см. рис. 9).

Параметрические исследования показали, что одними из определяющих факторов, оказывающих существенное влияние на коэффициент камеры  $\varphi_K$ , являются начальные диаметры капель жидкого горючего, истекающего соответственно через головку КС ( $d_{кап}$ ) и через пояса завесы охлаждения ( $d_{кап1}$ ).

Время пребывания в КС капель горючего, истекающего через головку КС, значительно выше времени пребывания капель горючего, истекающего через пояса завесы, особенно через второй и третий. Поэтому влияние на значение  $\varphi_K$  диаметра капель горючего, подаваемого через головку КС ( $d_{кап}$ ), слабее, чем влияние диаметра  $d_{кап1}$ . Данное положение подтверждается результатами расчетов.

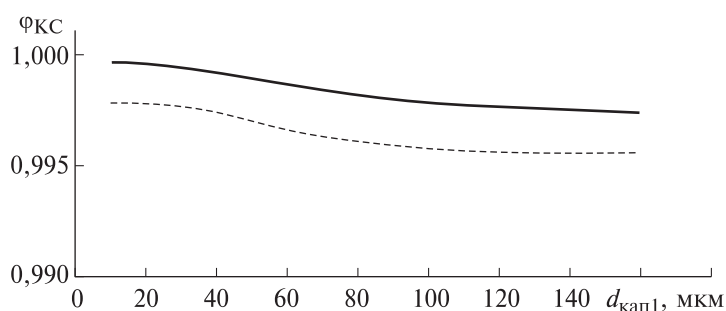


**Рис. 10.** Зависимость коэффициента камеры  $\phi_{\text{к}}$  от исходного диаметра  $d_{\text{кап1}}$  капель горючего, истекающего через головку КС, при  $p_{\text{КС}} = 26,15$  МПа,  $d_{\text{кап}} = 30$  мкм:  
 —  $\alpha = 0,65$ ; - - - -  $\alpha = 1,2$

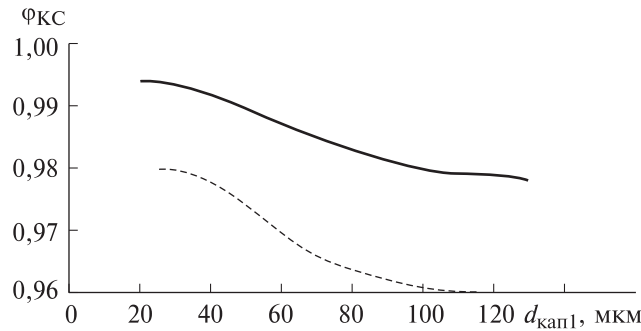
Согласно графикам, показанным на рис. 10, заметное влияние диаметра капель на  $\phi_{\text{к}}$  проявляется при  $d_{\text{кап1}} \geq 70$  мкм, который по проведенным оценкам с учетом вышеизложенных обстоятельств значительно больше реального диаметра капель горючего, истекающего через головку.

Из графика, представленного на рис. 11, следует, что заметное влияние  $d_{\text{кап1}}$  на  $\phi_{\text{к}}$  проявляется при  $d_{\text{кап1}} > 30$  мкм. Расчетные кривые  $\phi_{\text{к}} = f(d_{\text{кап1}})$  при  $p_{\text{КС}} = 26,15$  МПа,  $\alpha = 0,766$  ( $K_m = 2,62$ ) приведены на рис. 12.

Кроме того, нанесено значение  $\phi_{\text{к}}$ , определенное в процессе обработки результатов огневых стендовых испытаний ЖРД. Анализ полученных данных показывает, что ожидаемый среднемассовый исходный диаметр капель, истекающих через пояса завесы, при экспериментальном  $\phi_{\text{к}} = 0,98$  соответствует величине  $d_{\text{кап1}} = 80 \dots 100$  мкм.

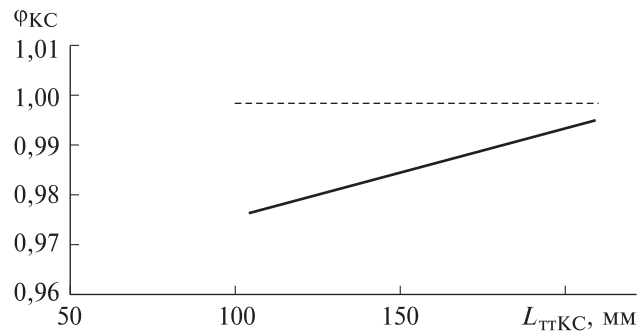


**Рис. 11.** Зависимость коэффициента камеры  $\phi_{\text{к}}$  от исходного диаметра  $d_{\text{кап1}}$  капель горючего, истекающего через пояса завесы, при  $p_{\text{КС}} = 26,15$  МПа,  $\alpha = 0,795$ :  
 —  $d_{\text{кап}} = 70$  мкм; - - - -  $d_{\text{кап}} = 80$  мкм



**Рис. 12.** Зависимость коэффициента камеры  $\phi_{\text{к}}$  от исходного диаметра  $d_{\text{капл1}}$  капель горючего, истекающего через завесы, при  $p_{\text{КС}} = 26,15 \text{ МПа}$ ,  $\alpha = 0,766$ :

— —  $d_{\text{капл}} = 70 \text{ мкм}$ ; - - - - -  $d_{\text{капл}} = 80 \text{ мкм}$



**Рис. 13.** Зависимость коэффициента камеры  $\phi_{\text{к}}$  от длины цилиндрической части  $L_{\text{КС}}$  камеры сгорания при  $p_{\text{КС}} = 26,15 \text{ МПа}$ ,  $\alpha = 0,795$ ,  $d_{\text{капл1}} = 30 \text{ мкм}$ :

— —  $d_{\text{капл}} = 70 \text{ мкм}$ ; - - - - -  $d_{\text{капл}} = 50 \text{ мкм}$

Следующая задача расчетного исследования — определение влияния длины камеры сгорания на величину  $\phi_{\text{к}}$ . Установлено, что сокращение длины цилиндрической части КС, как это показано на рис. 13, при исходных диаметрах капель горючего, истекающих через ее головку,  $d_{\text{капл}} = 70 \text{ мкм}$ , приводит к заметному снижению коэффициента камеры сгорания  $\phi_{\text{к}}$  при  $L_{\text{КС}} < 210 \text{ мм}$ .

Проведенные исследования свидетельствуют также о том, что коэффициент смешивания  $\phi_{\text{см}}$  для рассматриваемой КС имеет высокое значение и изменяется в пределах от 0,988 при  $\alpha = 0,6$  до 1,0 при  $\alpha \geq 1,0$ . При номинальных значениях  $p_{\text{КС}} = 26,15 \text{ МПа}$ ,  $\alpha = 0,795$  величина коэффициента смешения  $\phi_{\text{см}} = 0,995\text{--}0,997$ , что подтверждает высокое совершенство схемы смесеобразования, заложенной в конструкцию рассматриваемой камеры ЖРД.

**Выводы.** В результате проведенных работ было выполнено следующее.



- Разработана математическая модель рабочего процесса в КС ЖРД с целевой форсуночной головкой.
- Созданы расчетная схема и алгоритм численных вычислений в прикладном пакете Fortran Power Station операционной системы Windows.
- Выполнены параметрические исследования по определению влияния геометрических (длина КС) и режимных (тонкость распыливания горючего, соотношение компонентов) параметров на эффективность рабочего процесса в КС ЖРД.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Трусов Б.Г. *Моделирование химических и фазовых равновесий при высоких температурах. «АСТРА-3», версия 1.06, январь 1991. Описание.* Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1992, 100 с.
- [2] Абрамович Г.Н. *Прикладная газовая динамика.* 5-е изд., перераб. и доп. Москва, Наука, Глав. ред. физ.-мат. лит., 1991, 600 с.
- [3] Госмен А.Д., Пан В.М., Ранчел А.К., Сполдинг Д.Б., Вольфштейн М. *Численные методы исследования течений вязкой жидкости.* Москва, Мир, 1972, 327 с.
- [4] Сполдинг Д.Б. *Горение и массообмен.* Москва, Машиностроение, 1985, 240 с.
- [5] Васильев А.П., Кудрявцев В.М., Кузнецов В.А. и др. *Основы теории и расчета ЖРД. В 2 т.* Москва, Высшая школа, 1983, т. 1, 383 с., т. 2, 368 с.
- [6] Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.Л. *Теория ракетных двигателей.* Москва, Машиностроение, 1989, 464 с.
- [7] Кудрявцев В.М., Ягодников Д.А. *Кафедра Э-1 «Ракетные двигатели».* Москва, ИИУ МГОУ, 2018, 108 с.
- [8] Ягодников Д.А., Чертков К.О., Антонов Ю.В., Новиков А.В. Численное исследование рабочего процесса в восстановительном газогенераторе кислород-метанового ЖРД разгонного блока. *Аэрокосмический научный журнал*, 2015, № 5, с. 12–25.
- [9] Ягодников Д.А., Антонов Ю.В., Стриженко П.П., Быков Н.И., Новиков А.В. Исследование процесса течения кислорода в рубашке охлаждения камеры ЖРД. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2014, № 6, с. 3–19.
- [10] Андреев Е.А., Новиков А.В., Шацкий О.Е. Расчетное и экспериментальное исследование надежности запуска и выхода на режим ракетного двигателя малой тяги на газообразных компонентах кислород+метан с электроискровым зажиганием. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 4 (64). DOI: 10.18698/2308-6033-2017-4-1606
- [11] Салич В.Л. Экспериментальные исследования по созданию ракетного двигателя малой тяги на топливе «газообразный кислород+керосин». *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2018, т. 17, № 4, с. 129–140. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-4-129-140
- [12] Салич В.Л. Разработка генератора активного газа газожеторной установки высотного огневого стенда. *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2019, т. 18, № 1, с. 118–127. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-1-118-127

Статья поступила в редакцию 01.03.2021

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Новиков А.В., Андреев Е.А. Параметрическое исследование влияния режимных и геометрических факторов на коэффициент камеры ЖРД со щелевой форсуночной головкой. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2021, вып. 4.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2021-4-2071>

**Новиков Артур Витальевич** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Ракетные двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 20 научных работ в области экспериментально-теоретических исследований течения жидкости и газа в сложных структурных средах. e-mail: [kafedra-e1@yandex.ru](mailto:kafedra-e1@yandex.ru)

**Андреев Евгений Александрович** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Ракетные двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 30 научных работ в области двухфазных течений в газовом тракте ракетных двигателей и методологии диагностики рабочих процессов в ракетных и реактивных двигателях. e-mail: [kafedra-e1@yandex.ru](mailto:kafedra-e1@yandex.ru)

## **Parametric study of the effect of mode and geometric factors on the chamber coefficient of a liquid-propellant engine with a slotted nozzle head**

© A.V. Novikov, E.A. Andreev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

*The creation of advanced spacecraft requires developing new and improving existing now liquid-propellant rocket engines. In this case, one of the decisive factors determining their perfection is the design of the nozzle head of the combustion chamber, as well as the adopted scheme of mixing and burning rocket fuel. Thus, the optimization of the geometric and operating parameters of the combustion chamber is an urgent problem, which can be solved using both experimental and computational methods. The use of the latter can significantly reduce the volume of expensive bench tests. The article describes the study of a liquid-propellant engine chamber with a slotted nozzle head, in particular, the effect of the reduced length on the efficiency of the working process, assessed by the chamber coefficient. A mathematical model of the working process behaviour in the combustion chamber of a liquid-propellant rocket engine on oxygen-kerosene fuel components has been compiled. An algorithm for solving the equations of the mathematical model for the studied mixture formation scheme has been developed. Parametric calculations were performed and the main factors influencing the characteristics of the working process in the combustion chamber of a liquid-propellant engine with a slotted nozzle head were determined. Comparison of the calculation results according to the proposed method and the available results of bench tests showed their good convergence.*

**Keywords:** combustion chamber, chamber coefficient, mathematical model, nozzle head

### REFERENCES

- [1] Trusov B.G. *Modelirovaniye khimicheskikh i fazovykh ravnovesiy pri vysokikh temperaturakh. «ASTRA-3», versiya 1. 06, yanvar 1991. Opisanie* [Simulation of chemical and phase equilibria at high temperatures. “ASTRA-3”, version 1. 6, January 1991. Description]. Moscow, BMSTU Publ., 1992, 100 p.
- [2] Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika* [Applied Gas Dynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1991, 600 p.
- [3] Gasman A.D., Pun W.M., Runchal A.K., Spalding D.B., Wolfshtein M. *Heat and Mass Transfer in Recirculating Flows*. London, Academic Press Publ., 1969 [In Russ.: Gasman A.D., Pun W.M., Runchal A.K., Spalding D.B., Wolfshtein M. *Chislennyye metody issledovaniya techeniy vyazkoy zhidkosti*. Moscow, Mir Publ., 1972, 327 p.].
- [4] Spalding D.B. *Combustion and Mass Transfer*. Oxford, Pergamon Press Publ., 1979, 418 p. [In Russ.: Spalding D.B. *Goreniye i massoobmen*. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1985, 240 p.].
- [5] Vasilyev A.P., Kudryavtsev V.M., Kuznetsov V.A. Kurpatenkov V.D., Obelpitsky A.M., Polyayev V. M., Poluyan B.Ya. *Osnovy teorii i rascheta ZHRD* [Fundamentals of the theory and analysis of liquid-propellant engines]. In 2 vols. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1983, vol.1, 383 p.; vol. 2, 368 p.
- [6] Alemasov V.E., Dregalin A.F., Tishin A.L. *Teoriya raketnykh dvigateley* [The theory of rocket engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1989, 464 p.
- [7] Kudryavtsev V.M., Yagodnikov D.A. *Kafedra E-1 «Raketnye dvigateli»*. [Department E-1 “Rocket Engines”]. Moscow, IIU MGOU Publ., 2018, 108 p.

- [8] Yagodnikov D.M., Chertkov K.O., Antonov Yu.V., Novikov A.V. *Aerokosmicheskiy nauchnyy zhurnal — Aerospace Scientific Journal*, 2015, no. 5, pp. 12–25.
- [9] Yagodnikov D.A., Antonov Yu.V., Strizhenko P.P., Bykov N.I., Novikov A.V. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroeniye — Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series: Mechanical Engineering*, 2014, no. 6, pp. 3–19.
- [10] Andreev E.A., Novikov A.V., Shatsky O.E. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2017, iss. 4 (64). DOI: 10.18698/2308-6033-2017-4-1606
- [11] Salich V.L. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie — VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 2018, vol. 17, no. 4, pp. 129–140. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-4-129-140
- [12] Salich V.L. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie — Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 2019, vol. 18, no. 1, pp. 118–127. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-1-118-127

**Novikov A.V.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Rocket Engines, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 20 research publications in the field of experimental and theoretical studies of the flow of liquid and gas in complex structural media. e-mail: kafedra-e1@yandex.ru

**Andreev E.A.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Rocket Engines, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 30 research publications in the field of two-phase flows in the gas path of rocket engines and the methodology for diagnosing working processes in rocket and jet engines. e-mail: kafedra-e1@yandex.ru