

УДК 627.7.01

А.П. Пеков

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Ю.Б. Евграшин

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет

С.С. Нестеров

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

НЕОДНОРОДНОСТЬ ПАРАМЕТРОВ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассматриваются параметры, оказывающие влияние на неравномерность температурного поля на выходе из камеры сгорания, с учетом вероятных значений отклонений данных параметров в пределах допусков и случайных отклонений параметров двигателя. Приведены наиболее значимые факторы, влияющие на поля температур на выходе из камеры сгорания.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, неравномерность температурного поля, топливная система, коэффициенты вариации параметров.

A.P. Pekov

Aviadvigatel OJSC, Perm

Yu.B. Evgrashin

Perm National Research Politechnic University

S.S. Nesterov

Aviadvigatel OJSC, Perm

THE FLOW NON-UNIFORMITY IN COMBASTION CHAMBER OF GAS TURBINE ENGINE

It is considered the parameters that influence the non-uniformity of the temperature field at the outlet of the combustion chamber with the account of the probable values of the deviations of the parameters within tolerances and random deviations of the engine parameters. It is shown the main factors affects on temperature field at the combustion chamber outlet.

Keywords: gas turbine engine, combustion chamber, temperature field non-uniformity, fuel system, variation parameter coefficients.

Распределительные устройства, предназначенные для разделения основного потока жидкости по большой совокупности каналов, достаточно часто встречаются в технике, например в газотурбинных и жидкостных ракетных двигателях. Основное требование при их проектировании заключается в обеспечении минимального разброса между параметрами течения на выходе из каждого канала. Величина этого разброса будет зависеть от величины потерь давления в каждом канале, допусков на геометрические размеры канала и форсунки, точности поддержания заданного давления и расхода в коллекторе, отклонений характеристик жидкости от номинальных значений, разбросов параметров течения газа в камере сгорания (КС). Однако методики определения связи между этими разбросами в литературе не описаны. Рассмотрим систему подачи топлива в камеру сгорания газотурбинного двигателя. Расчетная схема устройства представлена на рис. 1.

Горение жидкого топлива – процесс физико-химического взаимодействия топлива с окислителем, причем процесс, протекающий между компонентами, находящимися в одном агрегатном состоянии. Значит, для сжигания жидкого топлива его предварительно нужно распылить с помощью форсунок и испарить. Чем меньшие капли жидкого топлива образуются после распыла из форсунки, тем большая поверхность для испарения достигается. Таким образом, качество сгорания топлива в камере сгорания обусловлено временами полного испарения топлива, перемешивания с воздухом и протекания химической реакции. На параметры протекания этих процессов конструктор может влиять только улучшением характеристик распыления топлива. В данной работе рассматривается влияние факторов, определяющих равномерность распределения топлива по поперечному сечению камеры сгорания, что обеспечит повышение КПД и стабильности работы двигателя.

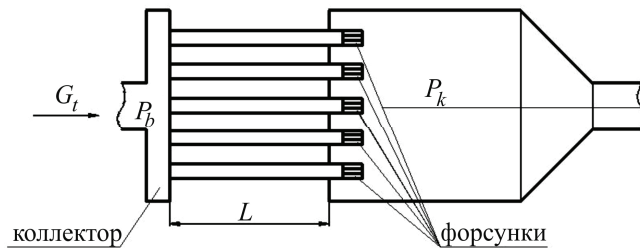


Рис. 1. Расчетная схема

Рассматривается стационарный режим работы всей системы. В качестве детерминированных зависимостей применяются традиционные методики описания течения жидкостей и газов в 0-мерной или одномерной постановке [1, 2, 3]. Обозначения параметров течения общепринятые. Распределения всех параметров приняты имеющими нормальный закон. Методика основывается на применении метода вариаций [4, 5]. Если исходная функция принята в виде детерминированной зависимости $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, то уравнение в виде вариаций будет иметь вид

$$\delta y = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \right)_{x_{1\text{ст}}} \delta x_1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \right)_{x_{2\text{ст}}} \delta x_2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \right)_{x_{n\text{ст}}} \delta x_n,$$

где $\delta y = y - y_{\text{ст}}$, $\delta x_n = x_n - x_{n\text{ст}}$ – вариации переменных, т.е. отклонения параметров от некоторого стационарного значения параметра процесса [3]. Дисперсия будет определяться как

$$D(y) = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \right)_{x_{1\text{ст}}} \right]^2 D(x_1) + \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \right)_{x_{2\text{ст}}} \right]^2 D(x_2) + \dots + \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \right)_{x_{n\text{ст}}} \right]^2 D(x_n).$$

Рассмотрим течение жидкости в одной трубке, расход через которую будет иметь величину G_1 . При течении жидкости через трубку будут возникать потери, которые будем характеризовать коэффициентом потерь ϕ_p . Перепад давления на форсунке будет $\phi_p P_b - P_k$, где P_b – давление в коллекторе; P_k – давление в камере сгорания. Тогда расход топлива через один канал будет определяться как $G_1 = \mu F_\phi \sqrt{2\rho(\phi_p P_b - P_k)}$, где μ – коэффициент расхода; F_ϕ – площадь проходного сечения форсунки; ρ – плотность топлива. Считая перечисленные параметры постоянными (μ, F_ϕ, ρ), определяем вариации переменных в безразмерном виде:

$$\frac{\delta G_1}{G_1} = \frac{\delta F_\phi}{F_\phi} + \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta \phi_p}{\phi_p} + \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta P_b}{P_b},$$

где $\Omega = \frac{\varphi_p P_b - P_k}{P_k}$ – безразмерный перепад давлений на форсунке.

Определим вариации расхода по сечению камеры сгорания, считая, что количество форсунок равно m . Математическое ожидание среднего по сечению камеры сгорания расхода и дисперсия распределения будут следующими:

$$\begin{aligned} M\left(\frac{\delta G_{\Sigma}}{G_{\Sigma}}\right) &= \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\delta G_1}{G_1} \varphi\left(\frac{\delta G_1}{G_1}\right) d\left(\frac{\delta G_1}{G_1}\right) = \\ &= M\left(\frac{\delta F_{\Phi}}{F_{\Phi}}\right) + \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} M\left(\frac{\delta \varphi_p}{\varphi_p}\right) + \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} M\left(\frac{\delta P_b}{P_b}\right); \\ D\left(\frac{\delta G_{\Sigma}}{G_{\Sigma}}\right) &= \int_{-\infty}^{\infty} \left[\left(\frac{\delta G_1}{G_1}\right) - M\left(\frac{\delta G_1}{G_1}\right)\right]^2 \varphi\left(\frac{\delta G_1}{G_1}\right) d\left(\frac{\delta G_1}{G_1}\right) = \\ &= D\left(\frac{\delta F_{\Phi}}{F_{\Phi}}\right) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} D\left(\frac{\delta \varphi_p}{\varphi_p}\right) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} D\left(\frac{\delta P_b}{P_b}\right), \end{aligned}$$

где $\varphi\left(\frac{\delta G_1}{G_1}\right), \varphi(\dots), \dots$ – плотность распределения параметра.

Данное преобразование для дисперсии справедливо для случая, когда отсутствуют стохастические связи между отклонениями площади проходного сечения форсунки, потерями в трубопроводе и давлением в коллекторе.

Однако при работе устройства возможны отклонения расхода топлива на входе в коллектор. Расход через коллектор будет определяться как $G = \sum_1^m G_{1i}$, вариации расхода – $\frac{\delta G}{G} = \sum_1^m \left(\frac{G_1}{G}\right)_i \left(\frac{\delta G_1}{G_1}\right)_i$. Если считать, что расходы в каждом канале примерно одинаковы, т.е. распределение расхода между каналами идет примерно одинаковыми долями, то $\frac{\delta G}{G} = \frac{G_{1i} m}{G} \frac{\delta G_{1i}}{G_{1i}} = \frac{\delta G_{1i}}{G_{1i}}$. Это означает, что относительные изменения расхода в каждом канале будут примерно равны отклонениям расхода в коллекторе.

Рассмотрим общий случай работы системы подачи топлива с учетом варьирования характеристик топлива и давления в камере сгорания. Вывод аналогичен рассмотренному выше случаю:

$$\frac{\delta G_1}{G_1} = \frac{\delta \mu}{\mu} + \frac{\delta F_\phi}{F_\phi} + \frac{1}{2} \frac{\delta \rho}{\rho} + \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta \varphi_p}{\varphi_p} + \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta P_b}{P_b} + \frac{1}{2} \frac{1}{1-\Omega} \frac{\delta P_k}{P_k} + \frac{\delta G}{G}.$$

Переходим к разбросам параметров, выразив их посредством коэффициентов вариации $v(x) = \frac{\sqrt{D(x)}}{M(x)}$. Определим разбросы расхода топлива по поперечному сечению камеры сгорания:

$$v^2(G_\Sigma) = v^2(\mu) + v^2(F_\phi) + \frac{1}{4} v^2(\rho) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(\varphi_p) + \\ + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(P_b) + \frac{1}{4} \frac{1}{(1-\Omega)^2} v^2(P_k) + v^2(G),$$

где $v(\rho)$ – характеризует разброс плотности топлива; $v(P_b)$ и $v(G)$ – точность поддержания давления топлива в коллекторе и расхода через него.

Неоднородность поля расходов во многом определяет эффективность работы камеры сгорания, однако этот показатель не учитывает неоднородность потока воздуха на входе в камеру, а значит, и соотношение расходов компонентов. Кроме того, не учитываются разбросы характеристик топлива. Надо учитывать также и то, что разбросы расходов по сечению камеры очень трудно определяются при экспериментальных работах. Лучшей характеристикой эффективности работы камеры сгорания будет неоднородность поля температур по поперечному сечению камеры сгорания. Для определения этой характеристики необходимо знать зависимость энтальпии продуктов сгорания от соотношения расходов компонентов. Уравнение неразрывности будет выглядеть следующим образом:

$$G_k = G_0 + G_t = G_0^{\text{ст}} \frac{1 + \alpha L_0}{L_0},$$

где α – соотношение расходов компонентов; L_0 – расход воздуха, обеспечивающий стехиометрическое соотношение компонентов. Ин-

дексы: k – камера сгорания, 0 – вход в камеру сгорания, t – топливо, ст – параметры при стехиометрическом соотношении компонентов. Энтальпия продуктов сгорания будет определяться из уравнения энергии $J_k G_k = J_0 G_0 + H G_t$, где H – теплотворная способность топлива при его полном сгорании. Однако выражения для энтальпии будут различными для разных величин соотношения компонентов. При $\alpha \leq 1$ не хватает окислителя, поэтому, подавая полный расход топлива, не получается полностью использовать его теплотворную способность, таким образом, энтальпия будет пропорциональна величине соотношения расходов компонентов и будет возрастать при увеличении соотношения расходов: $J_k = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} J_0 + \frac{\alpha}{1 + \alpha L_0} H$. При $\alpha \geq 1$ реализуется вся теплотворная способность топлива, но избыток поступающего воздуха с достаточно низкой энергией уменьшает энтальпию с увеличением соотношения расходов. $J_k = \frac{L_0}{1 + \alpha L_0} J_0 + \frac{1}{1 + \alpha L_0} H$. В общем виде энтальпия продуктов сгорания будет следующей:

$$J_k = \begin{cases} \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} J_0 + \frac{\alpha}{1 + \alpha L_0} H & \text{при } \alpha \leq 1, \\ \frac{L_0}{1 + \alpha L_0} J_0 + \frac{1}{1 + \alpha L_0} H & \text{при } \alpha \geq 1. \end{cases} \quad (\text{A})$$

Переходим к вариациям температуры при $\alpha \leq 1$:

$$\frac{\delta T_k}{T_k} = \frac{\delta J_k}{J_k} = \frac{1 - q_H}{q_H} \frac{\delta T_0}{T_0} + q_H \frac{\delta H}{H} + \frac{1}{1 + \alpha L_0} \frac{\delta \alpha}{\alpha}, \quad (\text{Б})$$

где $q_H = \frac{H}{J_k^{\text{ст}}} = \frac{H}{L_0 J_0 + H}$ – доля энергии топлива в общей энергии продуктов сгорания при стехиометрическом соотношении компонентов.

Вариация соотношения расходов компонентов $\alpha = \frac{G_0}{L_0 G_t}$ будет иметь вид $\frac{\delta \alpha}{\alpha} = \frac{\delta G_0}{G_0} - \frac{\delta G_t}{G_t}$. Расход воздуха, поступающего в камеру сго-

рания, $G_0 = \mu \frac{P_0 F_k q(\lambda)}{\sqrt{T_0}}$ имеет вариации $\frac{\delta G_0}{G_0} = \frac{\delta P_0}{P_0} - \frac{1}{2} \frac{\delta T_0}{T_0}$. Используя вы-

ражения для определения неоднородности расхода топлива, получаем

$$\frac{\delta T_k}{T_k} = \frac{1}{1 + \alpha L_0} \left[\frac{\delta P_0}{P_0} - \frac{\delta \mu}{\mu} - \frac{\delta F_\Phi}{F_\Phi} - \frac{1}{2} \frac{\delta \rho}{\rho} - \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta \varphi_p}{\varphi_p} - \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta P_b}{P_b} - \frac{1}{2} \frac{1}{1 - \Omega} \frac{\delta P_k}{P_k} - \frac{\delta G}{G} \right] +$$

$$+ \left[\frac{1 - q_H}{q_H} - \frac{1}{1 + \alpha L_0} \right] \frac{\delta T_0}{T_0} + q_H \frac{\delta H}{H}.$$

Коэффициент вариации, определяющий величину неоднородности температуры продуктов сгорания по поперечному сечению камеры сгорания, будет определяться по формуле

$$v^2(T_k) = \frac{1}{(1 + \alpha L_0)^2} \left[v^2(F_\Phi) + \frac{1}{4} v^2(\rho) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(\varphi_p) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(P_b) + \right.$$

$$+ \left. \frac{1}{4} \frac{1}{(1 - \Omega)^2} v^2(P_k) + v^2(G) \right] + \left[\frac{1 - q_H}{q_H} - \frac{1}{1 + \alpha L_0} \right]^2 v^2(T_0) + q_H^2 v^2(H) +$$

$$+ \frac{1}{(1 + \alpha L_0)^2} v^2(P_0) + \frac{1}{(1 + \alpha L_0)^2} v^2(\mu).$$

Аналогично определяется величина неоднородности температуры при $\alpha \geq 1$:

$$\frac{\delta T_k}{T_k} = \frac{\delta J_k}{J_k} = \frac{1}{1 + L_0} \left[(1 - q_H) \frac{\delta T_0}{T_0} + q_H \frac{\delta H}{H} + \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \frac{\delta \alpha}{\alpha} \right].$$

После всех подстановок выражение приобретает вид

$$\frac{\delta T_k}{T_k} = \frac{1}{1 + L_0} \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \left[\frac{\delta P_0}{P_0} - \frac{\delta \mu}{\mu} - \frac{\delta F_\Phi}{F_\Phi} - \frac{1}{2} \frac{\delta \rho}{\rho} - \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta \varphi_p}{\varphi_p} - \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta P_b}{P_b} - \right.$$

$$- \left. \frac{1}{2} \frac{1}{1 - \Omega} \frac{\delta P_k}{P_k} - \frac{\delta G}{G} \right] + \frac{1}{1 + L_0} \left[(1 - q_H) + \frac{1}{2} \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \right] \frac{\delta T_0}{T_0} + \frac{1}{1 + L_0} q_H \frac{\delta H}{H}.$$

Величина коэффициента вариации неоднородности температуры

$$\begin{aligned}
 v^2(T_k) = & \left(\frac{1}{1+L_0} \frac{\alpha L_0}{1+\alpha L_0} \right)^2 \left[v^2(F_\phi) + \frac{1}{4} v^2(\rho) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(\phi_p) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(P_b) + \right. \\
 & + \frac{1}{4} \frac{1}{(1-\Omega)^2} v^2(P_k) + v^2(G) \left. \right] + \left(\frac{1}{1+L_0} \right)^2 \left[(1-q_H) + \frac{1}{2} \frac{\alpha L_0}{1+\alpha L_0} \right]^2 v^2(T_0) + \\
 & + \left(\frac{1}{1+L_0} \right)^2 q_H^2 v^2(H) + \left(\frac{1}{1+L_0} \frac{\alpha L_0}{1+\alpha L_0} \right)^2 [v^2(P_0) + v^2(\mu)].
 \end{aligned}$$

Коэффициент вариации неоднородности температуры при стехиометрическом соотношении компонентов

$$\begin{aligned}
 v^2(T_k) = & \frac{1}{(1+L_0)^2} \left[v^2(F_\phi) + \frac{1}{4} v^2(\rho) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(\phi_p) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(P_b) + \right. \\
 & + \frac{1}{4} \frac{1}{(1-\Omega)^2} v^2(P_k) + v^2(G) \left. \right] + \left[\frac{1-q_H}{q_H} - \frac{1}{1+L_0} \right]^2 v^2(T_0) + q_H^2 v^2(H) + \\
 & + \frac{1}{(1+L_0)^2} v^2(P_0) + \frac{1}{(1+L_0)^2} v^2(\mu).
 \end{aligned}$$

Полученные формулы неудобны, так как имеют разный вид для различных соотношений расходов компонентов, поэтому применяем аппроксимацию энтальпии продуктов сгорания.

Для этого преобразуем формулу (А) к безразмерному виду в форме отношения энтальпий при конкретном соотношении расходов и при стехиометрическом соотношении компонентов:

$$J_k G_k = J_0 G_0 + H G_t = J_0 G_0 + J_0 G_0^c - J_0 G_0^c + H G_t + H G_t^c - H G_t^c,$$

где индексы k и c – параметры при произвольном и стехиометрическом соотношении компонентов; t и 0 – параметры топлива и подаваемого в камеру сгорания воздуха.

После преобразований получаем (для случая $\alpha \leq 1$)

$$J_k = \frac{G_0^c J_0}{G_k} (\alpha - 1) + \frac{G_t^c H}{G_k} (\alpha - 1) + \frac{G_0^c J_0 + G_t^c H}{G_k} = \alpha J_k^c \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0}.$$

При выводе приведенной формулы использовано следующее равенство: $G_k = G_t(1 + \alpha L_0)$. Для случая $\alpha \geq 1$ аналогично. Приводим формулу (А) к следующему виду:

$$\bar{J}_k = \frac{J_k}{J_k^c} = \begin{cases} \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0} \alpha & \text{при } \alpha \leq 1, \\ \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0} & \text{при } \alpha \geq 1. \end{cases} \quad (\text{В})$$

Рассмотрим функцию $y = \begin{cases} \alpha & \text{при } \alpha \leq 1, \\ 1 & \text{при } \alpha \geq 1 \end{cases}$. Ее аппроксимацию

лучше всего сделать в виде экспоненциальной зависимости $y = 1 - e^{-\pi\alpha^2}$.

Все перечисленные функции приведены на рис. 2.

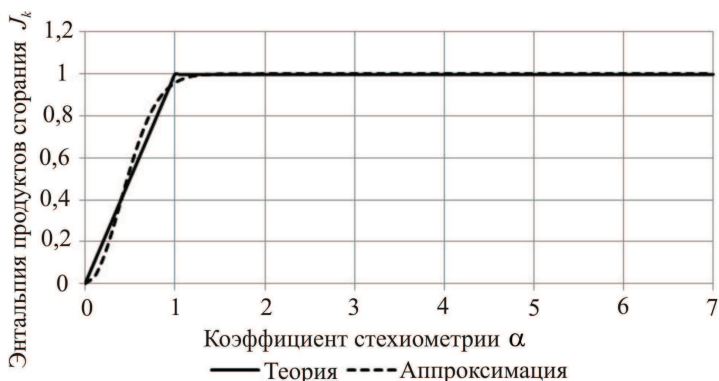


Рис. 2. Зависимость $y = f(\alpha)$ и ее аппроксимация

Аппроксимация, приведенная на рис. 2, обладает достаточно хорошей сходимостью: среднеквадратичная погрешность имеет величину $S_0 = 1,8\%$. На рис. 3 приведены зависимости в соответствии с формулой

лой (В) и ее аппроксимация $\bar{J}_k = \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0} (1 - e^{-\pi\alpha^2})$ и ее уточнение в виде

$$\bar{J}_k = \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0} \left(1 - e^{-\frac{5}{6}\pi\alpha^2} \right).$$

Уточнение аппроксимации сделано с целью обеспечения равенства значений энтальпии при стехиометрическом соотношении для теоретической зависимости и ее аппроксимации. Окончательно принимаем вид аппроксимирующей функции в виде $\bar{J}_k = \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0} \left(1 - e^{-\frac{5}{6}\pi\alpha^2} \right)$. Средне-квадратическое отклонение при применении этого вида аппроксимации на интервале соотношения расходов компонентов от 0,6 до 7 (см. рис. 3, график 1), отнесенное к величине энтальпии продуктов сгорания, не превышает 1 %.

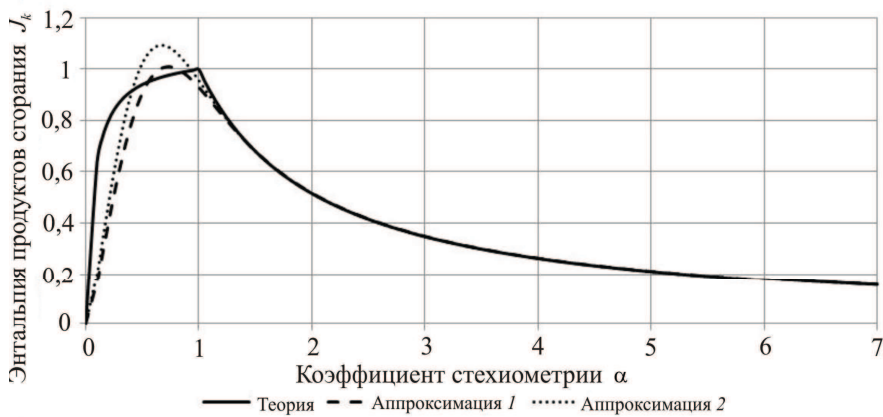


Рис. 3. Зависимости энтальпии продуктов сгорания от величины соотношения расходов компонентов и ее аппроксимация

Исследования зависимостей коэффициентов вариации от различных параметров двигателя проводились при следующих исходных данных: $v(G_t) = 0...0,5$; $v(F_k) = 0...0,0678$; $v(\rho) = 0...0,016$; $v(P_k) = 0...0,0006$; $v(P_b) = 0...0,00236$; $v(T_0) = 0...0,0116$; $v(H) = 0...0,02$; $v(\mu) = 0...0,25$; $v(T_0) = 0...0,17$; $\Omega = 0,01...0,5$; $qH = 0,1...0,7$. Зависимости коэффициентов вариации температуры в КС от коэффициентов вариации расхода топлива и размера площади каналов форсунки приведены на рис. 4.

Анализ показал, что изменение коэффициента вариации площади форсунки от 0,00 до 0,067, т.е. в рамках обычных допусков, влияет на коэффициент вариации температуры в камере сгорания значительно и составляет 0,0635 (при коэффициенте вариации расхода топлива,

равном 0,0001) и 0,0548 (при коэффициенте вариации расхода топлива, равном 0,01). Это говорит о том, что существующие допуски на площадь проходного сечения форсунки оказывают существенное влияние на неоднородность температуры в камере сгорания и их необходимо ужесточить. Увеличение коэффициента вариации расхода топлива от 0,001 до 0,05 ведет к изменению коэффициента вариации температуры в камере сгорания от 0 до 0,0468 (при нулевом значении коэффициента вариации площади каналов форсунки), т.е. влияние данного фактора на неоднородность температуры в камере сгорания также является существенным, но оно меньше, чем влияние допусков на геометрические размеры форсунки.

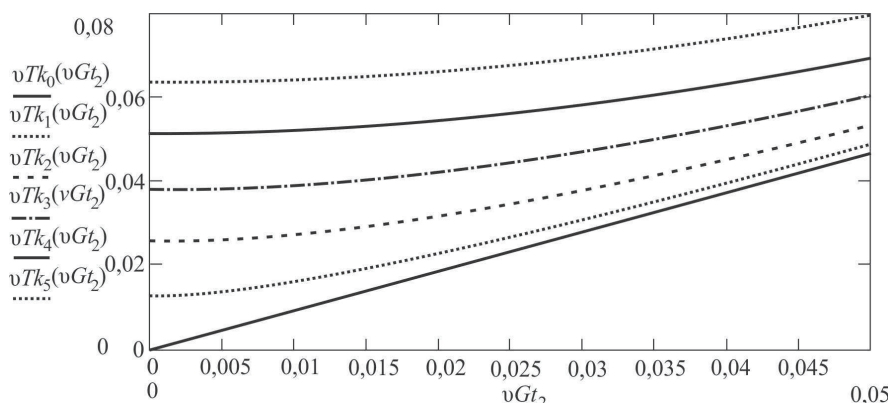


Рис. 4. Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от коэффициентов вариации расхода топлива и размера площади каналов форсунки

Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от безразмерного перепада давлений на форсунке и коэффициента вариации площади каналов форсунки приведены на рис. 5. Анализ показал, что неоднородность поля температур практически не зависит от безразмерного перепада давления на форсунках при его изменении от 0,1 до 0,5, при меньших перепадах происходит резкое увеличение неоднородности поля температур. Так, увеличение безразмерного перепада на форсунке от 0,1 до 0,5 (см. рис. 5, $vTk_3(\Omega_1)$) ведет к изменению коэффициента вариации температуры в камере сгорания от 0,038901 до 0,03861. На графиках также отображено влияние разбросов площадей каналов форсунки на неравномерность температурных полей.

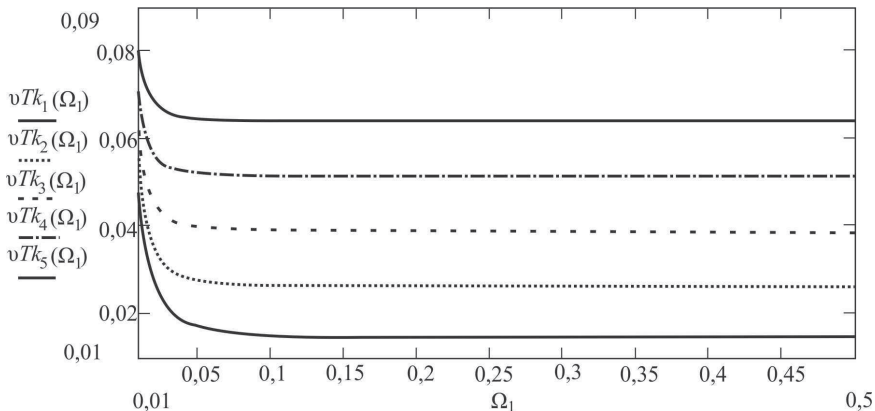


Рис. 5. Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от безразмерного перепада давлений на форсунке и коэффициента вариации площади каналов форсунки

Расчеты показали, что изменение коэффициента вариации плотности топлива от 0 до 0,016, т.е. в рамках ГОСТ 10227–86, влияет на коэффициент вариации температуры в камере сгорания незначительно и составляет 0,0075 (при коэффициенте вариации теплотворной способности топлива 0,0001) и 0,0030 (при коэффициенте вариации теплотворной способности топлива 0,016). Это говорит о том, что все из назначенных для двигателя марок топлива практически не влияют на неоднородность температуры в камере сгорания. Вместе с тем увеличение коэффициента вариации теплотворной способности топлива от 0,001 до 0,01 ведет к изменению коэффициента вариации температуры в камере сгорания от 0,0030 до 0,0058 (почти в два раза, при среднем значении коэффициента вариации плотности топлива), т.е. влияние данного фактора на неоднородность температуры в камере сгорания является несущественным.

Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от коэффициента вариации коэффициента расхода форсунки и коэффициента вариации давления в камере сгорания приведены на рис. 6. Анализ показал, что изменение коэффициента вариации давления в камере сгорания от 0 до 0,0006 (см. рис. 6) влияет на коэффициент вариации температуры в камере сгорания незначительно и составляет 0,0004 (при коэффициенте вариации коэффициента расхода форсунки 0,0001) и 0,00006 (при коэффициенте вариации коэффициента расхода форсунки 0,002). Это говорит о том, что колебания значений давления

в камере сгорания не оказывают практически никакого влияния на коэффициент вариации температуры на выходе из КС. Однако увеличение коэффициента вариации коэффициента расхода форсунки от 0,001 до 0,0025 ведет к изменению коэффициента вариации температуры в камере сгорания от 0 до 0,0023 (см. рис. 6, $\nu Tk_3(\nu M_1)$), т.е. влияние данного фактора на неоднородность температуры в камере сгорания является существенным и имеет линейный характер ($\nu Tk \approx 0,94\nu M$).

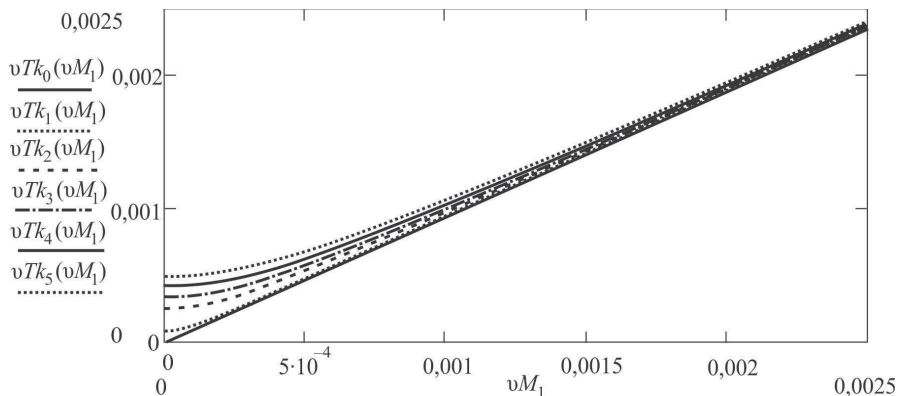


Рис. 6. Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от коэффициента вариации коэффициента расхода форсунки и коэффициента вариации давления в камере сгорания

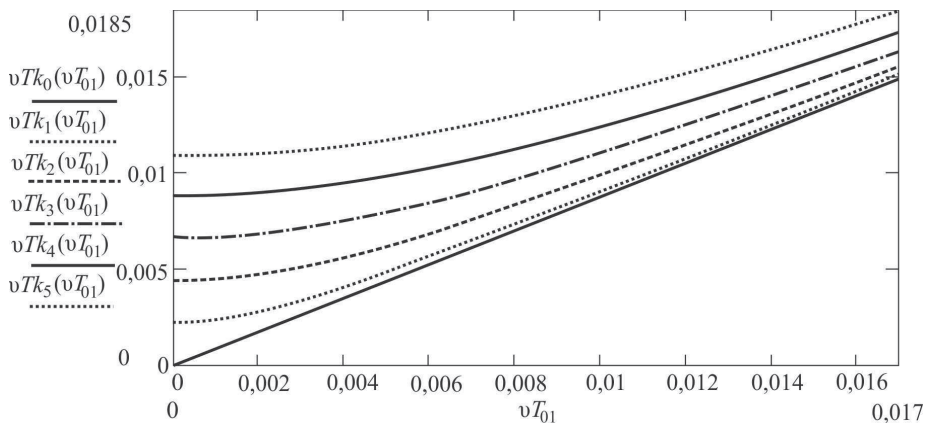


Рис. 7. Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от коэффициента вариации температуры перед КС и коэффициента вариации давления перед КС

Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от коэффициента вариации температуры перед КС и коэффициента вариации давления перед КС представлены на рис. 7. Анализ показал, что изменение коэффициента вариации давления перед КС от 0 до 0,0116 влияет на коэффициент вариации температуры в КС значительно и составляет 0,011 (при коэффициенте вариации температуры перед КС 0,0001) и 0,004 (при коэффициенте вариации температуры перед КС 0,015), что указывает на уменьшение влияния коэффициента вариации давления перед КС с увеличением коэффициента вариации температур перед КС. Это говорит о том, что стоит принять меры для снижения колебаний давления перед КС, так как они в значительной степени влияют на неоднородность температуры в КС. Вместе с тем увеличение коэффициента вариации температуры перед камерой сгорания от 0,001 до 0,018 ведет к изменению коэффициента вариации температуры в камере сгорания от 0,0066 до 0,0163, т.е. почти в три раза (см. рис. 7, $\nu Tk_3(\nu T_{01})$). Влияние данного фактора на неоднородность температуры в камере сгорания является существенным.

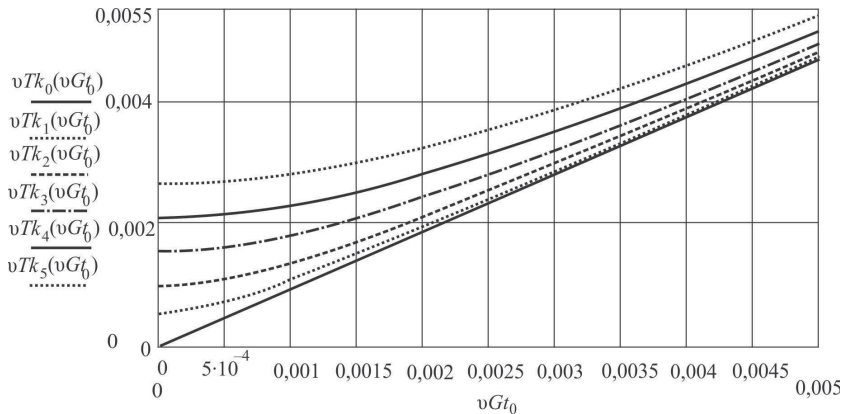


Рис. 8. Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от коэффициента вариации расхода топлива и коэффициента вариации давления в топливном коллекторе

Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от коэффициента вариации расхода топлива и коэффициента вариации давления в топливном коллекторе приведены на рис. 8. Анализ показал (см. рис. 8), что изменение коэффициента вариации давления в топливном коллекторе от 0 до 0,0024 влияет на коэффициент вариации температуры в камере сгорания незначительно и составляет 0,0025

(при коэффициенте вариации расхода топлива 0,0001) и 0,0005 (при коэффициенте вариации расхода топлива 0,0076). Это говорит о том, что разбросы значений давления в коллекторе практически не оказывают влияния на неравномерность температурного поля на выходе из КС. Вместе с тем увеличение коэффициента вариации расхода топлива от 0 до 0,0076 ведет к изменению коэффициента вариации температуры в камере сгорания от 0,0015 до 0,0077, т.е. почти в пять раз (см. рис. 8, $\nu Tk_3(\nu Gt_0)$). Влияние данного фактора на неоднородность температуры в камере сгорания является существенным.

Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от доли энергии топлива в общей энергии продуктов сгорания и коэффициента вариации площади каналов форсунки приведены на рис. 9. Анализ показал, что увеличение значений доли энергии топлива в общей энергии продуктов сгорания при стехиометрии от 0,1 до 0,7 оказывает незначительное воздействие на неравномерность температурного поля на выходе из КС, это говорит о том, что изменение режимов работы двигателя (от минимальных до максимальных) не будет влиять на разбросы температурных полей КС. Также стоит отметить влияние допусков геометрических размеров форсунки на неравномерность температурных полей на выходе из КС, которое, как видно из графиков (см. рис. 9), достигает величины воздействия 0,072 при $qH = 0,1$.

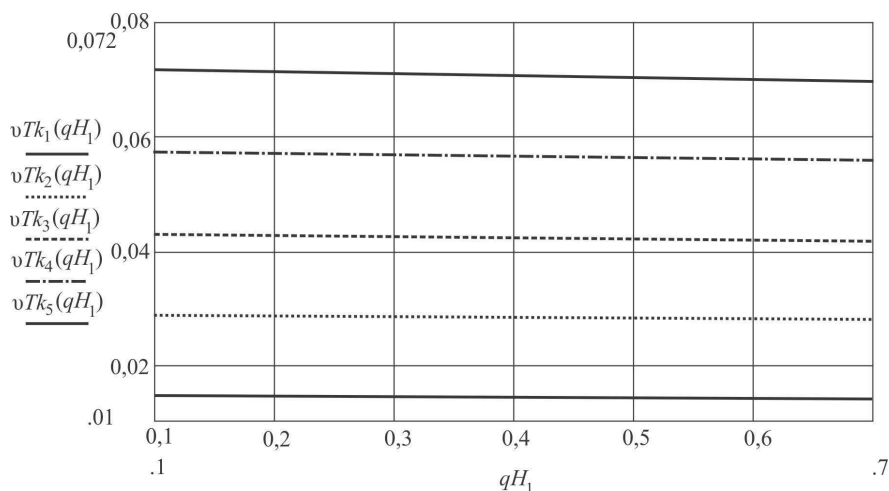


Рис. 9. Зависимости коэффициента вариации температуры в КС от доли энергии топлива в общей энергии продуктов сгорания и коэффициента вариации площади каналов форсунки

Определяем производную этой функции

$$\frac{\partial \bar{J}_k}{\partial \alpha} = \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0} \left[\frac{5}{3} \pi \alpha e^{-\frac{5}{6} \pi \alpha^2} - \frac{L_0}{1+\alpha L_0} \left(1 - e^{-\frac{5}{6} \pi \alpha^2} \right) \right].$$

Определяем вариацию энтальпии в зависимости от соотношения расходов

$$\frac{\delta J_k}{J_k} = \alpha \left[\frac{5}{3} \pi \alpha \frac{e^{-\frac{5}{6} \pi \alpha^2}}{\left(1 - e^{-\frac{5}{6} \pi \alpha^2} \right)} - \frac{L_0}{1+\alpha L_0} \right] \frac{\delta \alpha}{\alpha} = \Psi \frac{\delta \alpha}{\alpha}.$$

При значениях $\alpha \geq 1,7$ величину константы можно принимать $\Psi = -\frac{\alpha L_0}{1+\alpha L_0}$ с погрешностью, не превышающей 1 %.

Вариация в общем виде будет следующей:

$$\frac{\delta J_k}{J_k} = (1-q_H) \frac{\delta J_0}{J_0} + q_H \frac{\delta H}{H} + \Psi \frac{\delta \alpha}{\alpha}.$$

Подставляем вариацию соотношения расходов, выраженную через вариации расходов воздуха и топлива, и переходим от энтальпий продуктов сгорания к температурам:

$$\begin{aligned} \frac{\delta T_k}{T_k} = \Psi \left[\frac{\delta P_0}{P_0} - \frac{\delta \mu}{\mu} - \frac{\delta F_\phi}{F_\phi} - \frac{1}{2} \frac{\delta \rho}{\rho} - \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta \varphi_p}{\varphi_p} - \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta P_b}{P_b} - \frac{1}{2} \frac{1}{1-\Omega} \frac{\delta P_k}{P_k} - \frac{\delta G}{G} \right] + \\ + \left[(1-q_H) - \frac{1}{2} \Psi \right] \frac{\delta T_0}{T_0} + q_H \frac{\delta H}{H}. \end{aligned}$$

Величина коэффициента вариации неоднородности температуры

$$v^2(T_k) = \Psi^2 \left[v^2(F_\phi) + \frac{1}{4} v^2(\rho) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(\varphi_p) + \frac{1}{4} \frac{1}{\Omega^2} v^2(P_b) + \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \frac{1}{(1-\Omega)^2} v^2(P_k) + v^2(G) + v^2(P_0) + v^2(\mu) \right] + \\ + \left[(1-q_H) - \frac{1}{2} \Psi \right]^2 v^2(T_0) + q_H^2 v^2(H).$$

Все параметры в приведенных выше формулах известны, кроме коэффициента вариации потерь. Их надо определять с учетом всех видов потерь в трубопроводах, т.е. учитывать трение, деформацию потока и т.д. Если учитывать только трение в трубопроводе, то коэффициент потерь можно приближенно определить в соответствии с традиционными методами.

Потери давления будут иметь величину $\Delta P = \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho v^2}{2}$ с вариацией $\frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P} = \frac{\delta\lambda}{\lambda} + \frac{\delta l}{l} - \frac{\delta D}{D} + \frac{\delta\rho}{\rho} + 2 \frac{\delta v}{v}$, где λ – коэффициент гидравлического сопротивления; l, D – длина и диаметр трубопровода; v – скорость потока. Величину коэффициента гидравлических потерь можно определить как $\lambda = 0,11 \left(\bar{\Delta} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}$ с вариацией $\frac{\delta\lambda}{\lambda} \cong \frac{1}{4} \frac{\delta(\text{Re})}{\text{Re}}$, где $\text{Re} = \frac{vD}{\nu}$, ν – коэффициент кинематической вязкости. Вариация числа Рейнольдса $\frac{\delta(\text{Re})}{\text{Re}} = \frac{\delta v}{v} + \frac{\delta D}{D} - \frac{\delta \nu}{\nu}$. Коэффициент потерь будет определяться как $\varphi_p = 1 - \frac{\Delta P}{P}$ или через вариации $\frac{\delta\varphi_p}{\varphi_p} = -\frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P}$. После подстановки всех зависимостей в вариацию потерь получим

$$\frac{\delta\varphi_p}{\varphi_p} = - \left[\frac{1}{4} \left(\frac{\delta v}{v} + \frac{\delta D}{D} - \frac{\delta \nu}{\nu} \right) + \frac{\delta l}{l} - \frac{\delta D}{D} + \frac{\delta\rho}{\rho} + 2 \frac{\delta v}{v} \right] = \\ = -2,25 \frac{\delta v}{v} + 0,75 \frac{\delta D}{D} - \frac{\delta l}{l} - \frac{\delta\rho}{\rho} + \frac{1}{4} \frac{\delta \nu}{\nu}. \quad (\text{A})$$

Из уравнения неразрывности получаем

$$\begin{aligned} \frac{\delta v}{v} = \frac{\delta G_{\tau}}{G_{\tau}} - \frac{\delta \rho}{\rho} - \frac{\delta F_{\tau}}{F_{\tau}} = \frac{\delta \mu}{\mu} + \frac{\delta F_{\phi}}{F_{\phi}} - \frac{1}{2} \frac{\delta \rho}{\rho} + \\ + \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta \varphi_p}{\varphi_p} + \frac{1}{2} \frac{1}{\Omega} \frac{\delta P_b}{P_b} + \frac{1}{2} \frac{1}{1-\Omega} \frac{\delta P_k}{P_k} + \frac{\delta G}{G} - \frac{\delta F_{\tau}}{F_{\tau}}. \end{aligned} \quad (Б)$$

Решая совместно уравнения (А) и (Б), получаем выражение вариации потерь с учетом соотношения $\frac{\delta F_{\tau}}{F_{\tau}} = 2 \frac{\delta D}{D}$:

$$\begin{aligned} \frac{\delta \varphi_p}{\varphi_p} = \frac{\Omega}{\Omega+1,125} \left[-2,25 \frac{\delta \mu}{\mu} - 2,25 \frac{\delta F_{\phi}}{F_{\phi}} + 0,125 \frac{\delta \rho}{\rho} - \frac{1,125}{\Omega} \frac{\delta P_b}{P_b} - \right. \\ \left. - \frac{1,125}{1-\Omega} \frac{\delta P_k}{P_k} - 2,25 \frac{\delta G}{G} + 5,25 \frac{\delta D}{D} - \frac{\delta l}{l} + \frac{1}{4} \frac{\delta v}{v} \right]. \end{aligned}$$

Коэффициент вариации потерь

$$\begin{aligned} v^2(\varphi_p) = \left(\frac{\Omega}{\Omega+1,125} \right)^2 \left[5,06 v^2(\mu) + 5,06 v^2(F_{\phi}) + 0,016 v^2(\rho) + \right. \\ \left. + \left(\frac{1,125}{\Omega} \right)^2 v^2(P_b) + \left(\frac{1,125}{1-\Omega} \right)^2 v^2(P_k) \right] + \left(\frac{\Omega}{\Omega+1,125} \right)^2 \left[5,06 v^2(G) + \right. \\ \left. + 27,5 v^2(D) + v^2(l) + 0,0625 v^2(v) \right]. \end{aligned}$$

Разработанная методика предназначена для повышения эффективности конструкции двигателя.

В заключение можно сделать следующие выводы:

1. Разработана методика расчета параметров неоднородности поля температур по поперечному сечению камеры сгорания газотурбинного двигателя.

2. Исследование показало:

- сильное влияние на неоднородность поля температур безразмерного перепада давлений на форсунках при его малых значениях;
- сильное влияние на неоднородность поля температур разбросов геометрических размеров проходных сечений форсунок, расхода топлива и газодинамических параметров течения воздуха;

– разбросы давлений в топливном коллекторе, плотности топлива, доли энергии топлива в общей энергии продуктов сгорания при стехиометрии и теплотворной способности топлива практически не влияют на неоднородность поля температур.

Библиографический список

1. Основы технологии создания газотурбинных двигателей для магистральных самолетов / А.Г. Братухин, Ю.Е. Решетников, А.А. Иноземцев [и др.]. – М.: Авиатехинформ, 1999. – 553 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 736 с.
3. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Высш. шк., 1999. – 576 с.
5. Черкез А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. – М.: Машиностроение, 1975. – 380 с.

References

1. Bratukhin A.G., Reshetnikov Yu.E., Inozemtsev A.A. [et al.]. *Osnovy tekhnologii sozdaniya gazoturbinnnykh dvigateley dlya magistralnykh samoletov* [The foundations of technology to creation of gas-turbine engines for long-haul aircrafts]. Moscow, 1999, 553 p.
2. Loytsyanskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [The fluid mechanics]. Moscow: Nauka, 1978, 736 p.
3. Kulagin V.V. *Teoriya, raschet i proektirovanie aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants]. Moscow: Mashinostroenie, 2002, 616 p.
4. Venttsel E.S. *Teoriya veroyatnostey* [Probability theory]. Moscow, 1999, 576 p.
5. Cherkez A.Ya. *Inzhenernye raschety gazoturbinnnykh dvigateley metodom malykh otkloneniy* [Engineering calculations of gas-turbine engines by the method of small deviations]. Moscow: Mashinostroenie, 1975, 380 p.

Об авторах

Пеков Ахиллей Периклович (Пермь, Россия) – заместитель начальника отдела ОАО «Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 93, e-mail: office@avid.ru).

Евграшин Юрий Борисович (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические установки» ФГБОУ ВПО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29, e-mail: rkt@pstu.ru).

Нестеров Сергей Сергеевич (Пермь, Россия) – инженер ОАО «Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 93, e-mail: office@avid.ru).

About the authors

Pekov Akhilley Periklovich (Perm, Russian Federation) – Deputy Head of Department, Aviadvigatel OJSC (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: office@avid.ru).

Evgrashin Yuriy Borisovich (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Rocket and Space Technology, Generating Units, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: rkt@pstu.ru).

Nesterov Sergey Sergeevich (Perm, Russian Federation) – Engineer, Aviadvigatel OJSC (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: office@avid.ru).

Получено 4.04.2012