

УДК 621.452.3.03:621.438.001:533.6.08-192

К. МАРАВИЛЛА ЭРРЕРА, С.В. ЕПИФАНОВ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ В СИСТЕМАХ МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА**

Рассматривается проблема учета индивидуальных особенностей двигателей при мониторинге выработки ресурса газотурбинных приводов наземного оборудования. Одним из параметров, определяющих температурное состояние деталей турбины, является статическое давление на входе в рабочее колесо. Для определения его значения по известным значениям измеряемых параметров предложено пять моделей, основанных на уравнениях рабочего процесса двигателя. Присутствующие в этих уравнениях значения неизмеряемых параметров предложено связать с параметрами, определяющими режим работы, регрессионными соотношениями. Для получения этих соотношений, выбора наилучшей из пяти рассмотренных моделей и ее верификации использована узловая термогазодинамическая модель рабочего процесса. Дополнительные исследования выполнены для обеспечения устойчивости модели давления к изменению технического состояния проточной части и условий работы двигателя. Рассмотрено десять возможных дефектов. В результате обоснован выбор наилучшей модели для определения давления

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, диагностирование, давление, термогазодинамические модели

Введение

Высокий уровень надежности и эксплуатационного совершенства газотурбинных двигателей (ГТД) в значительной мере обеспечивается использованием эффективных стратегий управления ресурсом на основе оценивания температурного и напряженного состояния критических деталей горячей части [1]. Для определения температурного состояния деталей необходимо связать граничные условия их теплообмена со значениями измеряемых параметров проточной части. Некоторые из необходимых параметров, в частности, параметры газа на входе в рабочее колесо турбины высокого давления, в настоящее время не измеряются.

Одним из основных недостатков существующих подходов [1] к мониторингу выработки ресурса ГТД является то, что они не учитывают индивидуальные особенности каждого двигателя, обусловленные тремя основными причинами: отличием геометрических размеров деталей и узлов двигателей после их изготовления, изменением характеристик узлов в результате их естественного износа в эксплуатации, а также влиянием развития дефектов.

В предшествующей работе [2] нами решена задача формирования математических моделей простой структуры для определения температуры на входе в рабочее колесо турбины. В данной статье рассмотрена такая же задача применительно к статическому давлению. В результате анализа пяти

предложенных моделей выбрана наилучшая из них, как компромиссное решение, удовлетворяющее противоречивым требованиям точности и робастности к изменению технического состояния двигателя.

Список условных обозначений, сокращений и индексов**Обозначения**

C, K	Коэффициенты
c_p	Удельная теплоемкость
F	Площадь
G	Массовый расход
\bar{G}	Относительный массовый расход
k	Показатель адиабаты
L	Удельная работа
m	Коэффициент в уравнении расхода
N	Мощность
Nu	Число Нуссельта
n	Частота вращения
p	Давление
$p_0=101,3$ кПа	Стандартное давление
Pr	Число Прандтля
R	Газовая постоянная
Re	Число Рейнольдса
r	Радиус
$q(\lambda)$	Газодинамическая функция расхода
T	Температура

$T_0=288,16$ К	Стандартная температура
w	Относительная скорость
α	Коэффициент теплоотдачи
η	КПД
λ	Коэффициент теплопроводности
μ	Динамическая вязкость
π	Степень повышения (понижения) давления
ρ	Плотность
σ	Коэффициент восстановления давления, СКО

Сокращения и индексы

алг	Результаты, полученные с помощью алгоритма
б	Базовый режим
ВД	Каскад высокого давления
в	Воздух
вх	Вход
г	Газ; сечение на входе в турбину
К	Компрессор
КС	Камера сгорания
мод	Результаты, полученные с помощью термодинамической модели
НД	Каскад низкого давления
охл	Охлаждающий воздух
пр	Приведенное значение
СА	Сопловой аппарат турбины
СКО	Среднеквадратичное отклонение
ст	Станционные нужды
Т	Турбина
ТВД-ТНД	Переходный канал между ТВД и ТНД
т	Топливо
Н	Параметры атмосферного воздуха
i	Номер параметра или режима
*	Параметры торможения

1. Постановка задачи

Эффективный алгоритм мониторинга выработки ресурса основан на определении температурного и напряженного состояния деталей двигателя в любых эксплуатационных условиях.

Для расчета температур и температурных напряжений необходимо знать граничные условия теплообмена для всех критических деталей двигателя на всех режимах работы. Одним из основных параметров граничных условий теплообмена является коэффициент теплоотдачи α .

Для определения его значения в текущих условиях работы ГТД в работе [1] предложено использовать коэффициент K_α , связывающий значение α коэффициента теплоотдачи в данных условиях с известным значением α_6 этого коэффициента

на базовом режиме работы ГТД:

$$K_\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_6}.$$

Этот коэффициент можно рассматривать как критерий подобия условий теплообмена.

Для расчета α используются критериальные соотношения вида

$$Nu = C \cdot Re^K \cdot Pr^m,$$

где $Nu = \frac{\alpha \cdot r}{\lambda}$, $Re = \frac{\rho \cdot w \cdot r}{\mu}$, $Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{\lambda}$ – критерии

подобия;

K, C, m – коэффициенты, зависящие от геометрии детали и характера пограничного слоя.

Считая, аналогично [5], что в рабочем диапазоне режимов двигателя скорость w пропорциональна частоте вращения, удельная теплоемкость изменяется незначительно, а коэффициент теплопроводности и динамическая вязкость газа зависят от температуры, и ее влияние может быть описано формулами Сатерленда

$$\lambda \approx T^{0,76}, \mu \approx T^{0,64},$$

из соотношения (1) получим:

$$\alpha = C(n \cdot p)^K \cdot T^{0,76-1,64K-0,12m}.$$

Тогда

$$K_\alpha = \left(\frac{n_i}{n_6}\right)^K \cdot \left(\frac{p_i}{p_6}\right)^K \cdot \left(\frac{T_i}{T_6}\right)^{0,76-0,64K-0,12m}.$$

Таким образом, K_α зависит от n, p и T . Для мониторинга деталей ротора турбины высокого давления необходимо знать статические значения температуры и давления газового потока. Эти параметры не измеряются, и обеспечить их прямое измерение технически сложно. Поэтому необходимо определять их алгоритмически, с использованием моделей, связывающих их значения с измеряемыми параметрами. Частота вращения ротора является измеряемым параметром.

Модели температуры рассмотрены нами в работе [2]. Применим аналогичный подход к формированию моделей давления. Искомое статическое давление на входе в рабочее колесо турбины связано с давлением торможения на входе в турбину:

$$p_1 = p_r^* \pi(\lambda_1) \sigma_{СА},$$

где $\pi(\lambda_1)$ - газодинамическая функция давления.

Учитывая характер течения в СА турбины [6], для широкого диапазона режимов работы можно принять $\lambda_1 = const$, $\sigma_{СА} = const$. Поэтому задача данной работы сводится к формированию модели для определения полного давления на входе в турбину p_r^* . Эта модель должна удовлетворять следующим требованиям:

- ее аргументами должны быть измеряемые параметры проточной части;
- низкий уровень погрешностей определения давления;
- устойчивость (робастность) к индивидуальным особенностям проточной части двигателя.

2. Исходная информация

В качестве объекта исследования выбран турбовальный ГТД с одновальным газогенератором и свободной турбиной. Для определения значений его параметров использовалась поузловая термогазодинамическая модель [3]. При варьировании условий работы двигателя задавались различные значения параметра, определяющего режим работы газогенератора (например, частоты вращения ротора ВД), частоты вращения свободной турбины, а также температуры и давления атмосферного воздуха. Объем препарирования штатными средствами измерения соответствовал ГТУ-12П разработки АОА «Авиадвигатель»: в состав измеряемых параметров входят частоты вращения роторов, температура и давление за компрессором T_K^*, p_K^* , температура и давление за ТВД $T_{ТВД}^*, p_{ТВД}^*$, температура за СТ $T_{СТ}^*$ и расход топлива G_T .

3. Формирование модели

Исходя из перечисленных выше требований к модели, нами предложено формировать ее на основе термодинамических связей искомого давления p_r^* с измеряемыми параметрами проточной части y_k . В этих связях могут присутствовать неизмеряемые параметры (в частности, параметры характеристик узлов, параметры рабочего тела и др.). Эти параметры предложено объединять в коэффициенты C_i . Для учета зависимости этих коэффициентов от условий работы двигателя они представляются как функции измеряемых параметров проточной части. Эти функции формируются как регрессионные модели на основании информации, полученной с помощью термогазодинамической модели двигателя. Влияние внешних условий учитывается тем, что все параметры приводятся к стандартным атмосферным условиям. Неточности формул приведения частично компенсируются при формировании регрессионных моделей. Более подробно эта методика изложена нами в работе [2].

На рис. 1 представлена структура алгоритма расчета давления с помощью данной модели.

Для формирования связи искомого давления с измеряемыми параметрами проточной части можно

предложить следующие термодинамические соотношения [4] (альтернативные модели):

- Модель 1. Из баланса расхода в камере сгорания, не учитывая отбор воздуха на охлаждение, получим:

$$G_r = G_K + G_T; \tag{1}$$

- Модель 2. Из баланса расхода в камере сгорания, учитывая отбор воздуха на охлаждение, получим:

$$G_r = G_{вх} - G_{охл} + G_T; \tag{2}$$

- Модель 3. Из выражения для работы компрессора:

$$L_K = C_{pв} \cdot (T_K^* - T_H^*) = C_{pв} \cdot T_H^* \cdot \left(\pi_K^{k-1/k} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_K}; \tag{3}$$

- Модель 4. Используем выражение для степени понижения давления в турбине:

$$\pi_{ТВД}^* = \frac{p_r^*}{p_{ТВД}^*}; \tag{4}$$

- Модель 5. Используем выражение для коэффициента восстановления давления в КС:

$$\sigma_{КС}^* = \frac{p_r^*}{p_K^*}. \tag{5}$$

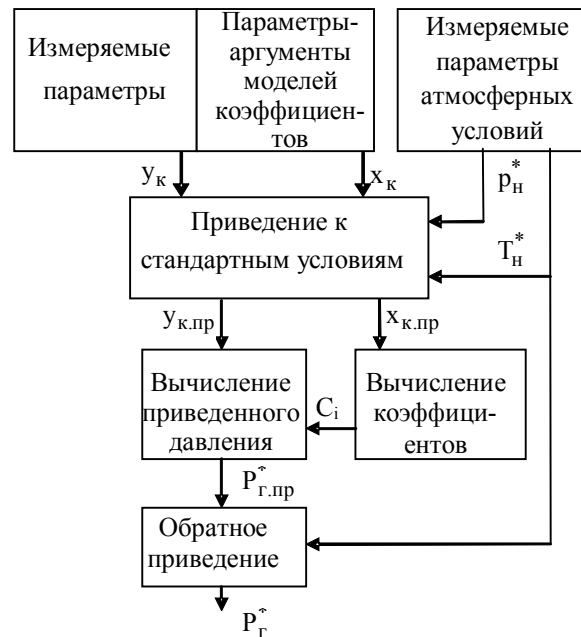


Рис. 1. Структура алгоритма определения давления

После преобразования и приведения к стандартным атмосферным условиям выражений (1) – (5) получим:

- модель 1:

$$p_{г.пр}^* = \sqrt{T_{г.пр}^*} \left(C_1 \frac{p_{К.пр}^*}{\sqrt{T_{К.пр}^*}} + C_0 G_{г.пр} \right); \tag{6}$$

$$C_0 = \frac{1}{m_r \cdot F_r \cdot q(\lambda_r)}; C_1 = \frac{m_b \cdot F_K \cdot q(\lambda_K)}{m_r \cdot F_r \cdot q(\lambda_r)}$$

– модель 2:

$$P_{г.пр}^* = \sqrt{T_{г.пр}^*} \left(C_2 \frac{P_H^*}{\sqrt{T_H^*}} + C_0 G_{г.пр} \right); \quad (7)$$

$$C_2 = \frac{m_b \cdot F_{вх} \cdot q(\lambda_{вх})}{m_r \cdot F_r \cdot q(\lambda_r)} \cdot (1 - \bar{G}_{охл});$$

– модель 3:

$$P_{г.пр}^* = C_{31} \cdot \left[C_{32} \left(\frac{T_{К.пр}^*}{T_0} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} \cdot P_0; \quad (8)$$

$$C_{31} = \sigma_{КС}; C_{32} = \eta_K^*;$$

– модель 4:

$$P_{г.пр}^* = C_4 \cdot P_{ТВД.пр}^*; C_4 = \pi_{ТВД}^*; \quad (9)$$

– модель 5:

$$P_{г.пр}^* = C_5 \cdot P_{К.пр}^*; C_4 = \sigma_{КС}. \quad (10)$$

Модели 1 и 2 используют аргумент $T_{г.пр}^*$. В предыдущей работе [2] показано, что наилучшая модель для этого параметра имеет вид

$$T_{г.пр}^* = T_{ТВД}^* + (a \cdot G_{г.пр} + b) \cdot (T_{К.пр}^* - T_0). \quad (11)$$

Это выражение использовано в дальнейшем при анализе моделей 1 и 2.

Для формирования моделей коэффициентов с помощью поузловой термогазодинамической модели двигателя [3] были рассчитаны все его параметры в 245 точках, соответствующих различным рабочим условиям. В дальнейшем 122 точки, выбранные случайно, использовались для формирования регрессионных моделей коэффициентов C_i вида $C_i=f(x_{пр})$, а остальные 123 – для определения точности и верификации модели давления.

Полиномы различных порядков (до четвертого включительно) были получены для всех возможных аргументов ($G_{г.пр}$, $T_{К.пр}^*$, $P_{К.пр}^*$, $T_{ТВД.пр}^*$, $P_{ТВД.пр}^*$, $T_{СТ.пр}^*$, $n_{ВД.пр}$).

4. Анализ методической и инструментальной погрешностей

Методическая погрешность (погрешность модели) определялась как

$$\delta P_{г.пр.мод}^* = \frac{P_{г.пр.алг}^* - P_{г.пр.мод}^*}{P_{г.пр.мод}^*},$$

где $P_{г.пр.алг}^*$ – значение, рассчитанное с помощью упрощенной модели давления;

$P_{г.пр.мод}^*$ – значение, рассчитанное с помощью термогазодинамической модели.

Анализ влияния порядка полиномов на методическую погрешность показал, что достаточно использовать полиномы первого, а для некоторых параметров – второго порядка, так как дальнейшее увеличение порядка полинома снижает погрешность менее чем на 5%.

СКО инструментальной погрешности рассчитывалось по формуле

$$\sigma_{P_r}^* = \sqrt{\sigma^2}; \sigma^2 = \left(\frac{\partial P_{г.пр}^*}{\partial y_j} \right)^2 \sigma_{y_j}^2 + \left(\frac{\partial P_{г.пр}^*}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2 + \left(\frac{\partial P_{г.пр}^*}{\partial T_H^*} \right)^2 \sigma_{T_H^*}^2 + \left(\frac{\partial P_{г.пр}^*}{\partial P_H^*} \right)^2 \sigma_{P_H^*}^2,$$

где y_j – измеряемый параметр, входящий в модель давления;

x_i – измеряемый параметр, используемый как аргумент регрессионной модели коэффициентов.

В табл. 1 представлены использованные значения СКО измерений.

Таблица 1
СКО погрешностей измерений ($\sigma, \%$)

P_H^*	T_H^*	$n_{ВД}$	G_T	P_K^*	T_K^*	$P_{ТВД}$	$T_{ТВД}^*$	$T_{СТ}^*$
0,03	0,2	0,05	0,5	0,2	0,2	0,3	0,25	0,2

В табл. 2 представлены полученные значения погрешностей. Общая погрешность определялась как сумма методической и инструментальной составляющих.

Таблица 2
Погрешности лучших моделей (исправный двигатель)

Модель	Порядок	Модели коэффициентов	СКО (кПа)		
			Методическая	Инструментальная	Общая
1	1	$C_1=f(T_{СТ}^*)$	920	0,878	921
2	1	$C_2=f(P_K^*)$	996	0,884	997
3	2	$C_{31}=f(T_K^*);$ $C_{32}=f(T_K^*)$	50,8	9,79	60,6
4	1	$C_4=f(T_K^*)$	10,6	3,76	14,3
5	1	$C_5=f(P_K^*)$	3,6	2,49	6,0

Из табл. 2 видно, что наилучшей является модель 5. Дополнительным преимуществом этой модели является то, что в ней и для определения давления, т для расчета коэффициента C_5 используется только один измеряемый параметр - P_K^* .

5. Анализ робастности

Полученные значения погрешностей определены относительно модели идеального двигателя. Реальные двигатели имеют индивидуальные отличия, причины которых перечислены выше в разделе 1. Поэтому важным требованием к формируемой модели давления является робастность (устойчивость) к индивидуальным особенностям двигателей. Исследование робастности выполнено с использованием информации, сгенерированной с помощью термогазодинамической модели, в которую введены отклонения параметров, характеризующих изменение технического состояния узлов. Эти изменения моделируют индивидуальные особенности. Рас-

смотрены изменения 10 характеристик узлов, описанные отклонениями соответствующих параметров на 3%: снижение расходной характеристики компрессора, КПД компрессора, каскадов турбины, коэффициентов восстановления давления КС и переходного канала турбины, а также повышение расхода через каскады турбины и отбора воздуха на нужды внешних потребителей.

Моделирование параметров двигателя в измененном состоянии выполнено в тех же 245 точках, что и для исходного (идеального, исправного) двигателя.

В табл. 3 представлены полученные значения отклонений модели давления от параметров двигателя с различным состоянием узлов.

Таблица 3

Отклонения модели давления от параметров двигателя с различным состоянием узлов

	Порядок	Исправный	$\delta\eta_K$ -0,03	δG_K -0,03	$\Delta\eta_{КС}$ -0,03	$\delta\sigma_{КС}$ +0,03	$\Delta\eta_{ТВД}$ -0,03	$\delta F_{СА.ТВД}$ +0,03	$\Delta\sigma_{ТВД.СТ}$ +0,03	$\Delta\eta_{СТ}$ -0,03	$\delta F_{СА.СТ}$ +0,03	$\delta G_{.СТ}$ +0,03	среднее
СКО (кПа)													
Модель 1	1	920,34	896,47	875,97	908,51	882,44	909,79	896,9	902,14	886,35	899,19	907,74	898,71
Модель 2	1	996,18	965,77	947,48	982,63	956,52	981,57	973,01	977,54	962,02	974,5	981,95	972,65
Модель 3	2	50,75	19,708	40,137	49,227	22,571	53,321	42,608	45,889	49,843	46,02	49,482	42,68
Модель 4	1	10,57	9,937	10,815	10,76	10,863	12,059	43,213	10,5	10,821	39,2	10,494	16,29
Модель 5	1	3,546	0,381	0,361	0,356	38,15	0,384	3,331	0,357	0,340	0,365	0,348	4,35

Заключение

Анализ табл. 2 и 3 показывает, что наихудшими являются модели 1 и 2. Это можно объяснить тем, что для их использования необходимо определять значение температуры газа перед турбиной, а соответствующая модель температуры имеет значительные погрешности.

Общая погрешность модели 3 также велика, несмотря на то, что в ней использованы полиномы второго порядка. Высокий уровень погрешностей можно объяснить тем, что в данной модели два коэффициента, что усиливает погрешности.

Модели 4 и 5 дают наилучший результат как по общей погрешности, так и по робастности. Обе модели очень просты и используют полиномы первого порядка для коэффициентов. Модель 5 дает меньшую суммарную погрешность и обладает высокой робастностью ко всем изменениям состояния узлов двигателя, кроме изменения потерь давления в камере сгорания.

Этот недостаток можно устранить, если использовать данную модель в сочетании с алгорит-

мом диагностирования проточной части, настроенным на эффективное выявление неисправностей камеры сгорания.

Таким образом, по результатам выполненных исследований можно рекомендовать к использованию в системах мониторинга выработки ресурса алгоритм определения давления на входе в рабочее колесо турбины, основанный на следующей модели:

$$P_{Г.пр} = \sigma_{СА} \cdot \pi(\lambda_1) \cdot \left[P_{К.пр}^* \cdot (a_1 \cdot P_{К.пр}^* + a_0) \right].$$

Литература

1. Олейник, А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05 / Алексей Васильевич Олейник. - X., 2006.- 240 с.

2. Maravilla, C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models [Текст] / C. Maravilla, S. Yefifanov, I. Loboda // ASME paper GT2011—46161. – 10 p.

3. Епифанов, С.В. Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей [Текст] / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.

4. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2003. – 614 с.

5. Копелев, С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей [Текст] / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.

6. Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]: учеб. для студ. вузов по спец. «Авиационные двигатели» / К.В. Холщевников. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры теории авиационных двигателей В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

ФОРМУВАННЯ МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТИСКУ ГАЗУ НА ВХОДІ ДО РОБОЧОГО КОЛЕСА ТУРБИНИ В СИСТЕМІ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ

К. Маравілля Эррера, С.В. Єпифанов

Розглянуто проблему урахування індивідуальних особливостей двигунів при моніторингу виробітку ресурсу газотурбінних приводів наземного обладнання. Одним з параметрів, які визначають температурний стан деталей турбіни, є статичний тиск на вході до робочого колеса. Для визначення його значення за відомими значеннями вимірюваних параметрів запропоновано п'ять моделей, що ґрунтуються на рівняннях робочого процесу двигуна. Присутні в цих рівняннях значення параметрів, які не вимірюються, запропоновано зв'язати з параметрами, що визначають режим роботи, регресійними співвідношеннями. Для отримання цих співвідношень, вибору найкращої з п'яти розглянутих моделей та її верифікації використано повузлову термогазодинамічну модель робочого процесу. Додаткові дослідження виконано для забезпечення стійкості моделі тиску до зміни технічного стану проточної частини і умов роботи двигуна. Розглянуто десять можливих дефектів. В результаті обґрунтовано вибір найкращої моделі для визначення тиску.

Ключові слова: газотурбінний двигун, діагностування, тиск, термогазодинамічні моделі, моніторинг ресурсу.

DEFINITION OF MODELS TO DETERMINE THE STATIC GAS PRESSURE AT THE INLET OF THE TURBINE'S ROTOR IN A LIFE-TIME MONITORING SYSTEM

C. Maravilla Herrera, S.V. Yepifanov

A life-time monitoring system is developed to predict the life-time of engines used in a gas pumping station. Five models are proposed to calculate the static gas pressure at the inlet of the turbine's rotor; all the models are based on thermodynamic process taking place in the engine. Coefficients that include the not measured engine parameters are calculated by regression. The engine working cycle was simulated to generate data for model development and verification. Additional engine working cycle simulations were performed taking into account the influence of engine deterioration and operation conditions variation. Ten different defects for additional verification of the models were used. The model that describes the best the behavior of the gas pressure has been found.

Key words: gas turbine engine, diagnostics, pressure, thermodynamic models, life-time monitoring.

Епифанов Сергей Валериевич – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

Маравілля Эррера Кристиан – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.