

УДК 621.438.001 2

А.В. КОТОВ, Е.В. ОСИПОВ, А.А. УСАТЕНКО

ГП НПК газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ГТД С ВЫНОСНОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ

В работе рассмотрены результаты исследований течения газа перед турбиной двигателя с выносной камерой сгорания. Даны предложения по усовершенствованию конструкции элементов осевой турбины. Представлены результаты экспериментальных исследований, характеризующие эффективность конструктивных решений.

**выносная камера сгорания, подводящая улитка, сопловой аппарат турбины, неосесимметричное течение, углы атаки, расчетные исследования, модернизация, экспериментальные исследования**

### Введение

В турбомашинах малой мощности  $N \approx 0,1 \dots 3,0$  МВт широко распространено применение выносной камеры сгорания (КС), состоящей из одной или двух жаровых труб (ЖТ) [1, 2]. Выбор такой схемы обусловлен уменьшением количества ЖТ и форсунок, уменьшением осевых размеров двигателя, удобством обслуживания и ремонта.

Однако, газотурбинные двигатели (ГТД) с выносной КС и такими распространенными типами КС как трубчато-кольцевая и кольцевая имеют принципиальное различие по способу подвода газа к турбине. Газ от большинства распространенных типов КС подводится к турбине напрямую. В этом случае реализуется осесимметричное течение газа перед турбиной. От выносной КС газ подводится к турбине посредством специального устройства, так называемой подводящей улитки (рис. 1). В окружном направлении от входа площадь поперечного сечения улитки уменьшается. При этом возникает неосесимметричное течение газа перед турбиной.

В настоящей работе рассмотрены исследования неосесимметричного течения газа перед турбиной двигателя с выносной КС, предложены конструктивные мероприятия по уменьшению потерь в турбине, представлены результаты экспериментальных исследований, характеризующие

эффективность конструктивных решений.

**Постановка проблемы.** В работе рассмотрены исследования применительно к двигателю Д049 (ГТГ-2500) производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

Камера сгорания ГТГ-2500 состоит из двух ЖТ, расположенных сверху (рис. 1). Выходя из КС, газ попадает в левую и правую полуулитки, раздающие его по окружности и направляющие на вход в СА. Условная схема течения газа показана на рис. 2, а. К моменту входа в СА газ имеет значительную окружную составляющую скорости, имеющую переменную величину в окружном направлении. Это приводит к нерасчетному обтеканию сопловых лопаток турбины. Поток на входе в турбину становится неосевым  $\alpha_0 \neq \alpha_{0K}$  (конструктивный угол входа  $\alpha_{0K} = 88^\circ$ ) и натекает на сопловые лопатки с большими углами атаки. В случае положительных углов атаки поток срывается со спинки, отрицательных – с корытца лопатки. И в первом и во втором случае образуются вихри, обуславливающие значительные потери энергии [3]. Кроме того, срыв потока влечет за собой сужение проходных сечений каналов, что ухудшает пропускную способность СА. Выше перечисленные явления приводят к уменьшению КПД первой ступени и всей турбины.

Для оценки величин углов атаки на лопатках СА выполнены расчетные исследования.

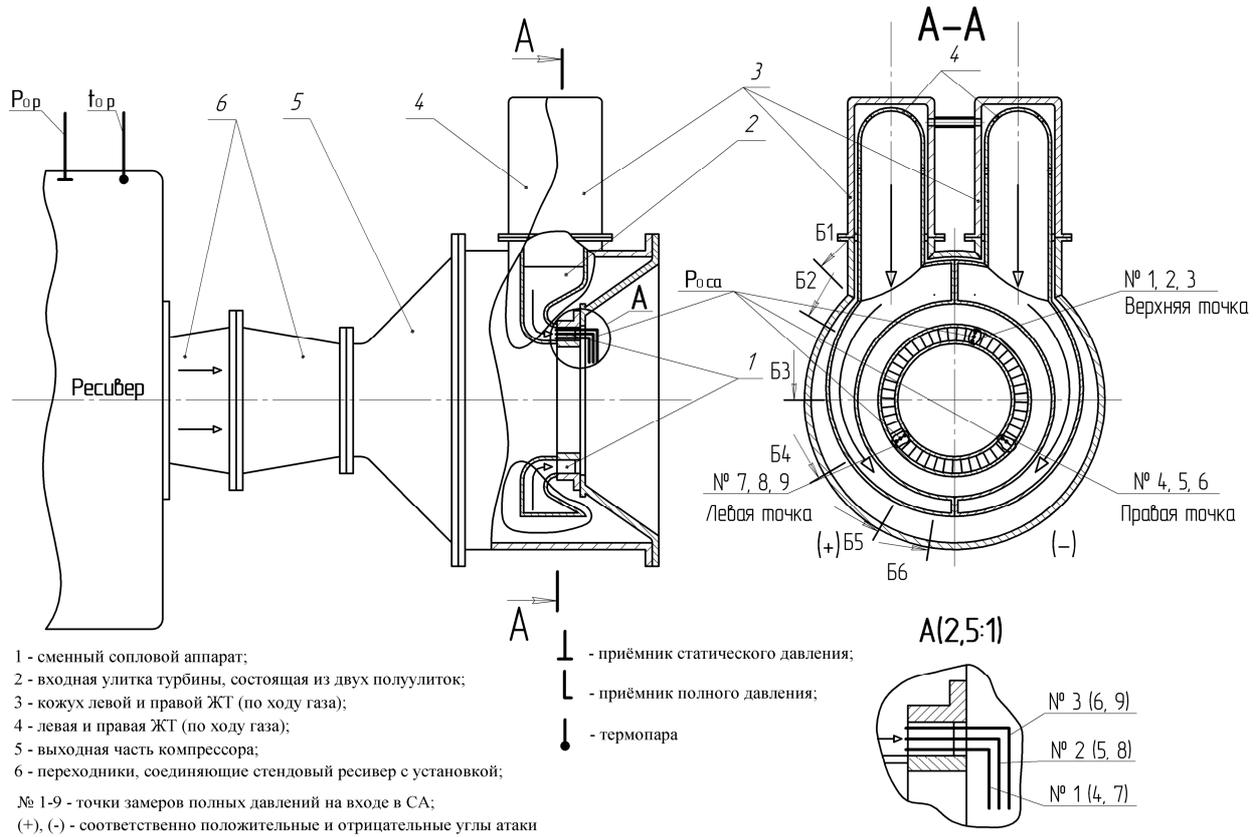


Рис. 1. Экспериментальная установка и схема препарирования

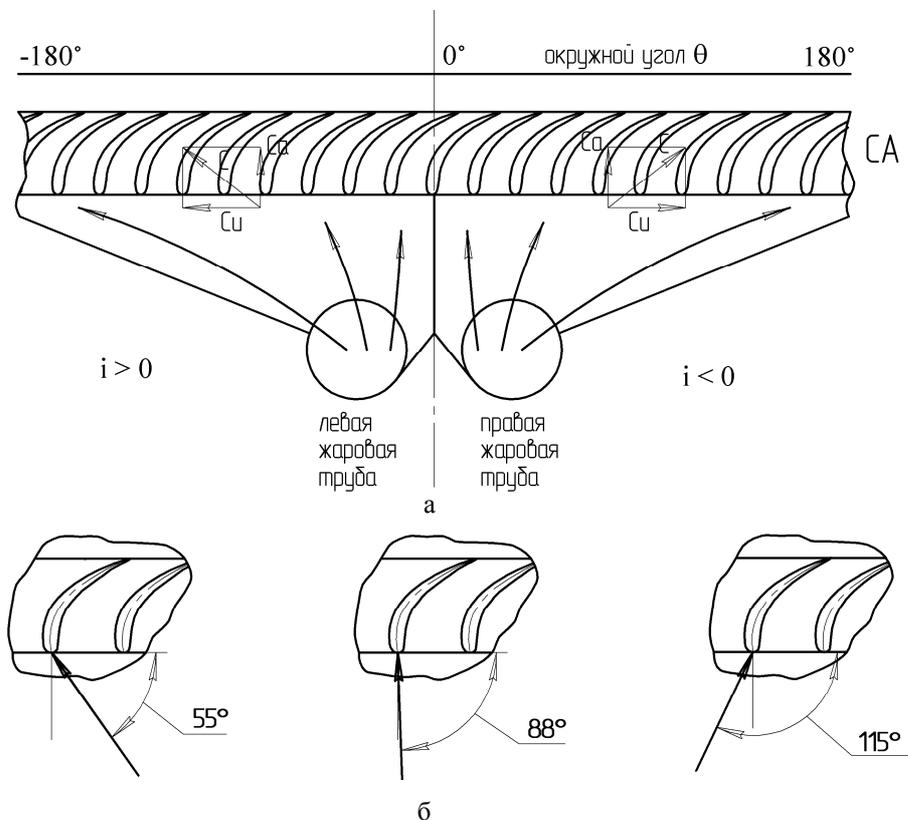


Рис. 2. Серийный сопловой аппарат:  
 а - схема натекания газа на лопатки СА;  
 б - средние расчетные углы натекания потока на лопатки СА

### 1. Расчетные исследования

Подводящая улитка состоит из двух одинаковых полуулиток. Для упрощения в расчетах рассматривается одна из них – в данном случае левая (рис. 1). Она разбивается на шесть сечений Б1-Б1, ..., Б6-Б6, в которых оцениваются параметры потока.

Из уравнения неразрывности по основным расчетным параметрам турбины определена осевая составляющая скорости потока на входе в СА

$$C_a = \frac{G}{\rho \cdot F}, \quad (1)$$

где  $G$  – массовый расход газа на входе в турбину;

$F$  – кольцевая площадь на входе в СА.

Плотность определена из уравнения состояния идеального газа

$$\rho = \frac{P_0^*}{R \cdot T_0^*}, \quad (2)$$

где  $P_0^*$  – полное давление на входе в турбину;

$T_0^*$  – полная температура на входе в турбину;

$R$  – газовая постоянная рабочего тела.

В предположении, что по каналам СА газ распределяется в равных пропорциях, определены расход  $G_i$  и скорость  $C_{ui}$  газового потока в каждом из сечений Б1-Б1, ..., Б6-Б6 полуулитки

$$G_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Theta - 40}{180} \cdot G, \quad (3)$$

где  $\Theta$  – окружной угол, отсчитываемый от вертикальной оси двигателя.

Распределение газа в верхней части полуулитки учитывается вычетом угла  $40^\circ$ , приходящегося на зону ЖТ в окружном направлении.

Определена окружная составляющая скорости потока на входе в СА

$$C_{ui} = \frac{G_i}{\rho \cdot F_i}, \quad (4)$$

где  $F_i$  – площадь проточной части в характерном

сечении подводящей полуулитки.

По известным составляющим окружной скорости  $C_{ui}$  и осевой скорости  $C_a$  определены направления потока на выходе из левой полуулитки – углы  $\alpha_{вых i}$

$$\alpha_{вых i} = \arctg \left( \frac{C_{ui}}{C_a} \right). \quad (5)$$

Для правой полуулитки углы  $\alpha_{вых i}$  по величине такие же, как и для левой, но со знаком минус. Отрицательные величины этих углов обусловлены противоположным направлением вектора скорости  $C_{ui}$  в правой полуулитке (рис. 2, а).

Углы входа потока в СА определены как

$$\alpha_{0i} = 90 - \alpha_{вых i}. \quad (6)$$

Углы атаки на левую и правую половины серийного СА (рис. 2, а, б) определены по формуле

$$i_{ic} = \alpha_{0K} - \alpha_{0i}, \quad (7)$$

где  $\alpha_{0K}$  – конструктивный угол входа СА,  $\alpha_{0K} = 88^\circ$ .

Распределение углов атаки по окружности серийного СА приведено на рис. 3. Полученные результаты качественно согласуются с исследованиями отечественных и зарубежных авторов [4 – 8].

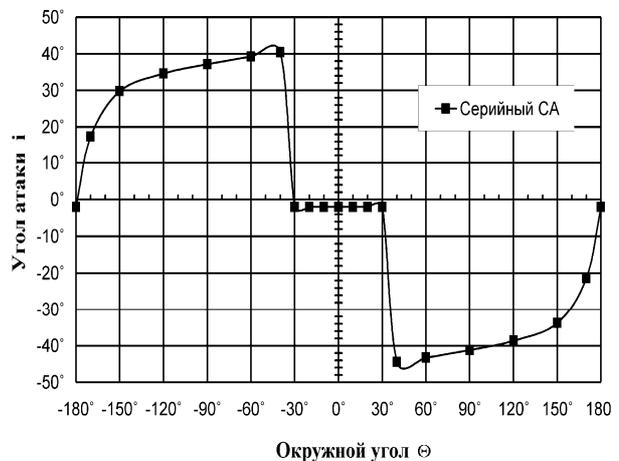


Рис. 3. Распределение углов атаки по окружности серийного соплового аппарата

## 2. Разработка усовершенствованной конструкции соплового аппарата

Таким образом, чтобы уменьшить дополнительные потери, необходимо свести к минимуму углы атаки на лопатках СА. Для этого, согласно полученной зависимости  $i = f(\Theta)$  (рис. 3), были изменены конструктивные углы входа лопаток серийного СА. В результате спроектирован модернизированный СА, состоящий из трех групп лопаток: верхней, левой и правой (рис. 4).

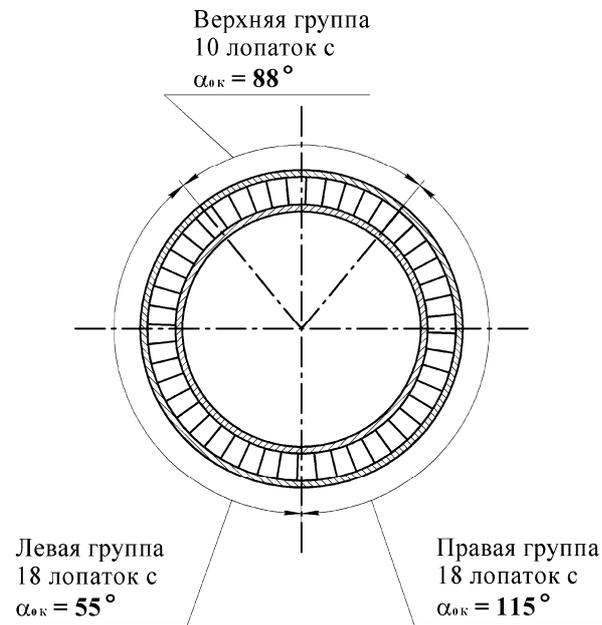


Рис. 4. Модернизированный сопловой аппарат

Верхняя группа состоит из 10 лопаток серийного СА с углами входа  $\alpha_{0к} = 88^\circ$ , левая группа состоит из 18 лопаток с углами входа  $\alpha_{0к} = 55^\circ$  и правая группа состоит из 18 лопаток с углами входа  $\alpha_{0к} = 115^\circ$ . Конструктивные углы входа  $\alpha_{0к}$  назначались так, чтобы углы атаки на каждую из групп были минимальными. При этом площадь проходного сечения и угол выхода потока  $\alpha_1$  остались неизменными:  $\alpha_1 = \arcsin(a/t) = const$ , где  $a$  – горло решетки,  $t$  – шаг решетки.

Углы атаки на лопатки модернизированного СА рассчитаны по формуле (8) и приведены на рис. 5:

$$i_{i.M} = \alpha_{0кi} - \alpha_{0i}, \quad (8)$$

где  $\alpha_{0кi}$  – конструктивный угол входа соответствующей группы лопаток модернизированного СА.

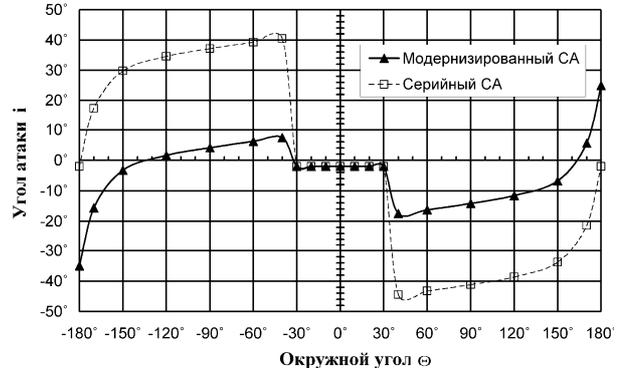


Рис. 5. Распределение углов атаки по окружности модернизированного соплового аппарата

Из графика видно ожидаемое уменьшение углов атаки на лопатках при модернизации серийного СА.

## 3. Экспериментальные исследования

Для оценки повышения эффективности первой ступени и всей турбины ГТГ-2500 с внедрением модернизированного СА были проведены сравнительные испытания аппаратов серийной и модернизированной конструкции. Испытания проводились на специальном аэродинамическом стенде научно-исследовательского отделения ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». Экспериментальная установка и схема препарирования проточной части приемниками измерения параметров потока показана на рис. 1. Установка состояла из выходной части компрессора, КС, входной улитки турбины и СА.

По результатам сравнительных испытаний построены зависимости, характеризующие эффективность обоих вариантов СА (рис. 6, 7). Оценка пропускной способности серийного и модернизированного СА выполнена по рис. 6, на котором построены зависимости относительного расхода от степени расширения в СА:

$$\frac{G \sqrt{T_0^* P}}{P_{0CA}^* F_{CA}} = f \left( \frac{P_{0CA}^*}{B} \right),$$

где  $G$  – измеренный расход рабочего тела;

$T_{0P}^*$  – измеренная полная температура в ресивере;

ре;

$P_{0CA}^*$  – измеренное полное давление на входе в

СА;

$F_{CA}$  – измеренная площадь проходного сечения

СА;

$B$  – атмосферное давление.

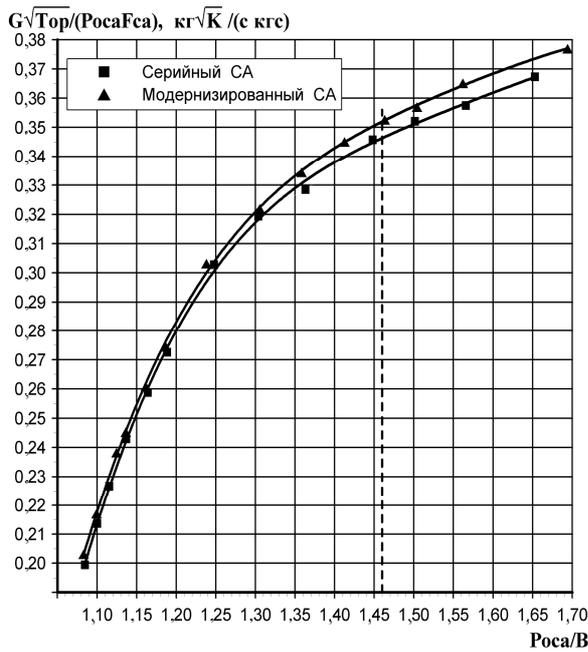


Рис. 6. Расходные характеристики серийного и модернизированного сопловых аппаратов двигателя ГТГ-2500

Из рис. 6 видно, что в расчетной точке (степень

расширения  $\frac{P_{0CA}^*}{B} = 1,458$ ) пропускная способность

модернизированного СА на 1,6 % больше по сравнению с серийным вариантом. Это свидетельствует о более эффективном срабатывании перепада давления в каналах модернизированного СА. Последнее достигнуто за счет уменьшения потерь полного давления, связанных с отрывом потока при больших углах атаки.

Проведена расчетная оценка эффективности серийного и модернизированного сопловых аппаратов. В качестве параметра, характеризующего эф-

фективность, использован коэффициент скорости  $\phi$ , величина которого определена в соответствии с [3]. На рис. 7 для обоих вариантов СА приведены зависимости коэффициентов скорости от степени

$$\text{расширения в СА } \phi = f\left(\frac{P_{0CA}^*}{B}\right).$$

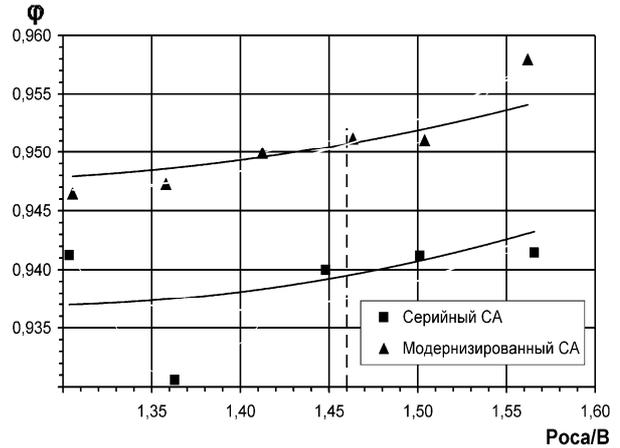


Рис. 7. Коэффициенты скорости серийного и модернизированного сопловых аппаратов двигателя ГТГ-2500

В расчетной точке повышение коэффициента скорости  $\Delta\phi$  составляет 1,1%. По изменению коэффициента скорости определены повышение КПД первой ступени  $\Delta\eta_{1CT}^*$  и всей трехступенчатой турбины  $\Delta\eta_T^*$ . Параметры, характеризующие эффективность турбины с серийным и модернизированным СА и их сопоставление, приведены в табл. 1.

Таблица 1  
Характеристики эффективности серийного и модернизированного сопловых аппаратов

Наименование	Условн. обозн., размерность	Серийн. ( $x_c$ )	Модерн. ( $x_m$ )	$\Delta\bar{x} = (x_m - x_c)/x_c \cdot 100$ %	$\bar{\Delta x} = [(x_m - x_c)/x_c] \cdot 100$ %
Относительный расход	$\frac{G\sqrt{T_{0P}}}{P_{0CA}F_{CA}}, \frac{кг\sqrt{К}}{с\ кгс}$	0,3465	0,3520	—	1,59
Коэффициент скорости	$\phi$	0,940	0,951	1,1	1,17
КПД первой ступени	$\eta_{1CT}^*$	0,843	0,853	1,0	1,19
КПД турбины	$\eta_T^*$	0,907	0,910	0,3	0,33

Из таблицы видно, что замена серийного СА модернизированным позволит увеличить КПД первой ступени на  $\Delta\eta_{1CT}^* \approx 1\%$  и КПД трехступенчатой турбины на  $\Delta\eta_T^* \approx 0,3\%$ .

### Заключение

В настоящей статье представлены расчетные и экспериментальные исследования применительно к двигателю ГТГ-2500 производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». Оценены углы атаки на лопатках серийного СА первой ступени турбины. На основании расчетных исследований предложен модернизированный СА, состоящий из трех групп лопаток с измененными конструктивными углами входа. По результатам сравнительных стендовых испытаний серийного и модернизированного СА установлено:

– пропускная способность СА в модернизированном исполнении на 1,6% больше по сравнению с СА в серийном исполнении;

– замена серийного СА модернизированным позволит увеличить КПД первой ступени на  $\Delta\eta_{1CT}^* \approx 1\%$  и КПД всей трехступенчатой турбины на  $\Delta\eta_T^* \approx 0,3\%$ .

Полученные экспериментальные данные подтверждают эффективность предложенных конструктивных решений. Результаты настоящей работы могут быть полезны для разработчиков турбомашин, занимающихся проектированием и модернизацией двигателей с выносной камерой сгорания.

Авторы выражают благодарность ведущему конструктору В.В. Петельщику за участие в исследованиях.

### Литература

1. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1973. – 392 с.

2. Сторожук Я.П. Камеры сгорания стационарных газотурбинных и парогазовых установок. Расчет и проектирование. – Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.

3. Жирицкий Г.С., Локай В.И., Максимова М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1971. – 620 с.

4. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Численное моделирование вязкого турбулентного течения во входном отсеке ЦНД турбомшины. I. Постановка задачи и секторный подход к моделированию // Сб. тр. ИПМаш НАНУ «Соверш. турбоустановок методами мат. и физ. моделирования», 2003. – С. 230-235.

5. 97-GT-311. The American Society of Mechanical Engineers, 345 E. 47<sup>th</sup> St., New York, N/Y/10017. Low emissions combustion system for the Allison ATS Engine. Duane A.Smith, Steve F.Frey, David M.Stansel and Mohan K.Razdan. Allison Engine Company, Inc., Indianapolis, Indiana.

6. Гоголев И.Г., Дроконов А.М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. – Брянск: Брянское областное издательство «Грани», 1995. – 258 с.

7. Стародубцев Ю.В., Солодов В.Г. Математическая модель трехмерного турбулентного вязкого течения в одноступенчатой газовой турбине // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8. – С. 115-122

8. Гоголев И.Г., Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Экспериментальное и численное исследование вязкого турбулентного течения во входном отсеке газовой турбины // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 56-59.

*Поступила в редакцию 25.05.2006*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. С.И. Сербин, Украинский государственный морской технический университет им. адмирала Макарова, Николаев.