

УДК 621.45.037

## МЕТОДЫ ПОСТРОЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОТЕКАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛОСКИХ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ

И. А. Кривошеев<sup>1</sup>, Д. Я. Рахманкулов<sup>2</sup>, Н. Б. Симонов<sup>3</sup>, К. Е. Рожков<sup>4</sup>

<sup>1</sup>krivosh@sci.ugatu.ac.ru, <sup>2</sup>raxmankulov.91@mail.ru, <sup>3</sup>sventigo@yandex.ru, <sup>4</sup>rke85@mail.ru

ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

*Поступила в редакцию 22.12.2013*

**Аннотация.** Предлагается развитие экспериментально-теоретических методов построения характеристик лопаточных машин на основе геометрических параметров лопаточных венцов. Предложен метод для нахождения точки, соответствующий номинальному режиму решетки профилей. На основе регрессионной зависимости, разработанной под руководством П. П. Казанчана, авторами статьи представлена методика определения характеристики ступени компрессора (на примере ГТП АЛ-31СТ) с помощью аналитических формул. Исследования проведены с использованием предложенного оригинального способа построения характеристики ступени по обобщенным эмпирическим зависимостям (Л. Е. Ольштейна и А. Р. Хауэлла). На основе сравнения с результатами 3DCAD/CAE-моделирования (в AnsysCFX) газодинамики первой ступени вентилятора ГТП АЛ-31СТ сделан вывод о целесообразности использования разработанной методики. При проектировании компрессора предложенная методика позволяет производить выбор геометрических параметров лопаточных венцов, а в эксплуатации – производить учет влияния на характеристики изменения геометрии лопаток.

**Ключевые слова:** лопаточные машины; решетка профилей; упрощенная характеристика; регрессионная зависимость.

Основные задачи аэродинамического (газодинамического) расчета лопаточных машин состоят в выборе целесообразных (оптимальных) параметров компрессорных решеток, обеспечивающих получение требуемой эффективности и экономичности компрессоров. Большинство 2D-методов газодинамического расчета компрессоров сводится к определению течения газа в элементарных решетках и элементарных ступенях, расположенных на различных расчетных радиусах. Изменение геометрических параметров лопаток по радиусу (профилирование лопаток) в лопаточных венцах осевых компрессоров осуществляется в соответствии с принятым в расчетах распределением работы повышения давления. Широко используемые в осевых компрессорах ступени с постоянными по высоте лопаток циркуляцией, степенью реактивности и другими законами профилирования рассматриваются составленными из элементарных венцов (элементарных ступеней), выделенных между соседними поверхностями тока, имеющих настолько малую высоту, что изменениями параметров потока по радиусу пренебрегают. Вы-

полнение условий радиального равновесия потока в ступенях осевого компрессора на расчетном режиме позволяет (в соответствии с методом Н. Е. Жуковского) предполагать, что работа каждого элементарного лопаточного венца, имеющего бесконечно малую протяженность по радиусу, не зависит от работы соседних элементарных лопаточных венцов.

Исследование плоских компрессорных решеток позволяет не только обоснованно подходить к расчету лопаточных венцов, но и решать задачи по совершенствованию характеристик компрессоров. Наряду с современными методами 3DCAD/CAE-моделирования продуктивно применение 2D осесимметричных моделей, в которых производится подбор поверхностей тока и интегрирование по высоте проточной части или вдоль ступеней и каскадов результатов расчета течения в семействе выделенных элементарных решеток. В данной работе проведен критический анализ известных методов и предложены способы их усовершенствования.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И ПРЕДЛОЖЕННЫЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ

Важным элементом лопаточной машины является «элементарная решетка профилей», в частном случае это плоская решетка, позволяющая пространственную кольцевую решетку, соответствующую лопаточному венцу рабочего колеса или неподвижного лопаточного аппарата, расчленить на коноидальные элементы (между соседними поверхностями тока) с возможностью рассмотрения двумерного потока [1]. Как известно, на основе обобщения экспериментальных данных по инициативе и под руководством П. П. Казанчана был предложен метод определения зависимостей угла выхода потока из плоской компрессорной решетки от геометрических параметров и угла потока на входе в решетку при малых его скоростях. При этом с использованием метода планирования эксперимента и обработки результатов продувки большого числа компрессорных решеток в [2] получена регрессионная зависимость для угла выхода потока из решетки от ее геометрических параметров (для малых скоростей натекания  $\lambda_{w1} \leq 0,5$ ):

$$\beta_2 = -0,13769 + 0,15864 \times b/t - 0,07855 \times \varepsilon + 0,31027 \times \beta_2' + 0,8209 \times \beta_1 - 0,09686 \times b/t \times \varepsilon + 0,366 \times b/t \times \beta_2' - 0,28441 \times b/t \times \beta_1 + 1,079 \times \varepsilon \times \beta_2' - 1,06439 \times \varepsilon \times \beta_1 + 1,063048 \times \beta_2' \times \beta_1 - 0,10785 \cdot b/t^2 - 0,477 \cdot \varepsilon^2 - 0,658 \cdot \beta_2'^2 - 1,11121 \cdot \beta_1^2. \quad (1)$$

где  $\beta_1$  – угол потока на входе в решетку;  $b/t$  – плотность решетки;  $\varepsilon$  – угол изгиба средней линии;  $\beta_2'$  – угол между касательной к средней линии и фронтом решетки у задней кромки профиля.

Исходными данными при этом явились результаты продувок плоских компрессорных решеток, полученные Эмери, Хериком и др., в дозвуковой аэродинамической трубе NASA. В процессе экспериментов П. П. Казанчана в различных сочетаниях варьировались девять значений кривизны профиля в диапазоне  $0-68^\circ$ , пять значений плотности решеток от 0,5 до 1,5 и четыре значения угла притекания потока в диапазоне  $20-60^\circ$ . В качестве базового принят 10%-й профиль NASA-65 с  $\bar{x}_f = 0,5$  и  $\bar{x}_r = 0,5$ . При продувке решеток пограничный слой отсасывался с боковых стенок аэродинамической трубы, что обеспечивало соблюдение условий плоского обтекания решетки во всем исследованном диапазоне изменения углов атаки. Скорость набегающего на решетку потока равнялась 40 м/с.

Авторами предложено использовать данную регрессионную зависимость для разработки методики определения характеристики ступени.

Работа выполнена на примере рабочего колеса (РК) 1 ступени компрессора ГТП АЛ-31СТ. В качестве исходных данных использованы:

- 3D геометрия лопатки входного направляющего аппарата (ВНА) и рабочего колеса (без учета антивибрационной полки) первой ступени компрессора низкого давления (КНД) ГТП АЛ-31СТ;

- чертеж данного двигателя и сведения о конструкции компрессора.

Подставляя в регрессионную зависимость (1) геометрические параметры решетки профилей лопатки первой ступени РК ГТП АЛ-31СТ на определенном радиусе, получено семейство кривых изменения угла выхода из решетки от угла натекания (рис.1). Построенные на основе эмпирических данных графики по П. П. Казанчану (рис.1) не соответствуют феноменологическим представлениям о закономерностях их протекания, которые следуют из теории лопаточных машин. Во-первых, все графики должны выходить из начала координат; во-вторых, параболическая линия, пересекая луч, идущий из начала координат под углом  $45^\circ$ , должна иметь точку перегиба и плавно уходить в точку  $\{180^\circ, 180^\circ\}$ . Поэтому эти кривые никак не должны по оси ординат убывать ( $\kappa \rightarrow \infty$ ), как это построено на рис. 1 по регрессионной зависимости П. П. Казанчана. Как следствие, использование данных графиков для описания протекания параметров потока через решетки в общем случае неверно.

В результате исследования регрессионной зависимости (1) авторами сделан вывод о том, что «параболу П. П. Казанчана» можно использовать лишь вблизи номинального режима, который далее помечен индексом "0". Как известно, такой режим выделен Хауэллом как режим, на котором в решетке профилей обеспечивается поворот потока, равный 80% от максимального угла поворота. Для подтверждения такого вывода приведен рис. 2, на котором изображено сравнение результатов продувок плоских компрессорных решеток [3] и кривых, построенных для этих же решеток по регрессионной зависимости (1).

Авторами статьи предложен метод для нахождения точки, соответствующий номинальному режиму обтекания лопаточной решетки. Для удобства вычислений регрессионную зависимость Казанчана преобразуем к виду:

$$\beta_2 = A\beta_1^2 + B\beta_1 + C; \quad (2)$$

где  $A = -1,11121$ ;

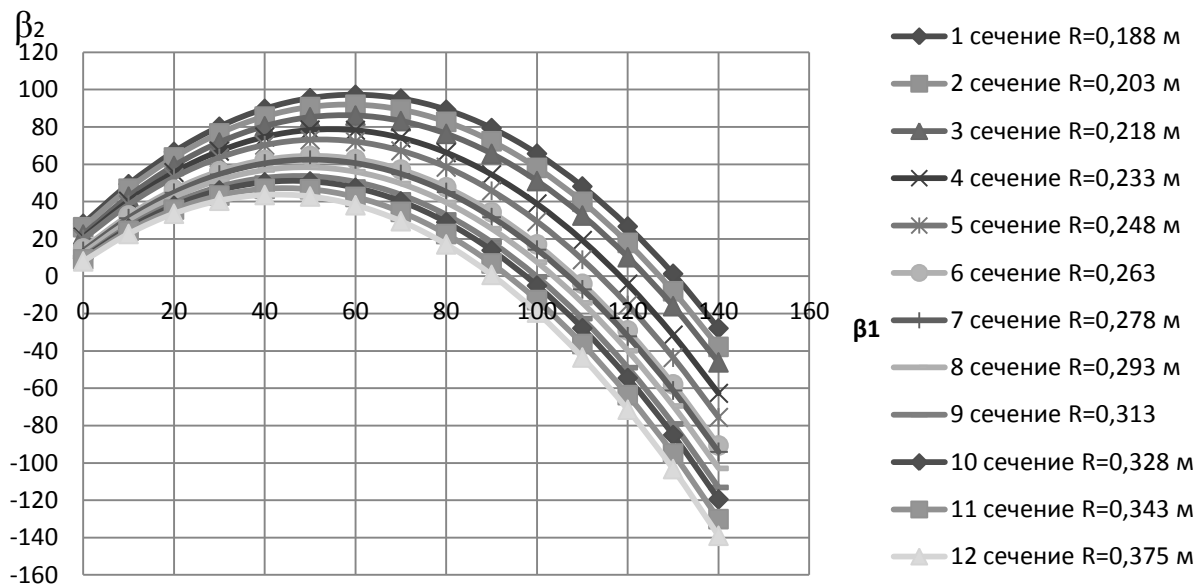


Рис. 1. Графики зависимости угла выхода потока из решетке  $\beta_2$  от угла входа потока в решетку  $\beta_1$  для рабочего колеса первой ступени двигателя Ал-31СТ

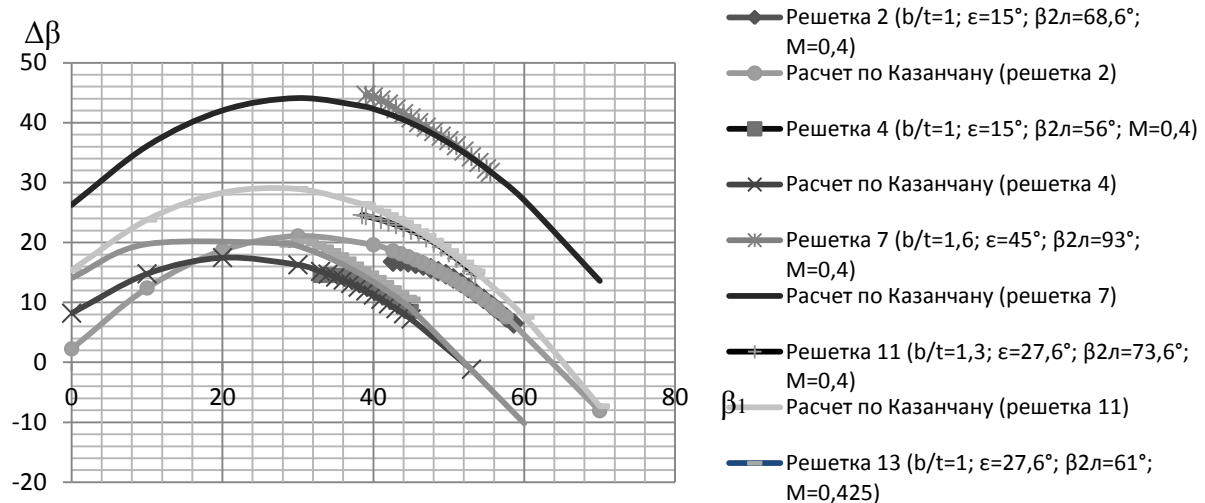


Рис. 2. Экспериментальные и расчетные графики зависимости угла выхода потока из решетке  $\beta_2$  от угла входа потока в решетку  $\beta_1$  для ряда компрессорных решеток профилей (из [4])

$$B = 1,63048 \cdot \beta_2' - 0,28441 \cdot b/t - 1,06439 \cdot \varepsilon + 0,8209;$$

$$C = -0,65798 \times \beta_2'^2 + 0,366 \cdot b/t \times \beta_2' + 1,07938 \times \varepsilon \cdot \beta_2' + 0,31027 \times \beta_2' - 0,10785 \times b/t^2 - 0,09686 \times b/t \times \varepsilon + 0,15864 \times b/t - 0,47774 \times \varepsilon^2 - 0,07855 \times \varepsilon - 0,13769.$$

Для определения максимального режима "m" необходимо определить экстремум функции

угла поворота потока  $\Delta\beta(\beta_1)$ , приравняв производную нулю  $\frac{d\Delta\beta_2}{d\beta_1} = 0$ :

$$\frac{d\Delta\beta_2}{d\beta_1} = 2A\beta_{1m} + B - 1 = 0; \quad (3)$$

$$\beta_{1m} = -\frac{(B-1)}{2A} = \frac{0,8209 - 0,28441 - 1,06439 \times \varepsilon}{2 \cdot 1,11121} + \frac{1,63048 \times \beta_2' - 1}{2 \cdot 1,11121}; \quad (4)$$

$$\beta_{2m} = A\beta_{1m}^2 + B\beta_{1m} + C; \quad (5)$$

$$\Delta\beta_m = \beta_{2m} - \beta_{1m} = A\beta_{1m}^2 + \beta_{1m}(B-1) + C. (6)$$

$$\Delta\beta_0 = 0,8 \times \Delta\beta_m; (7)$$

$$\Delta\beta_0 = \beta_{20} - \beta_{10}. (8)$$

Для определения угла потока на входе в решетку на номинальном режиме выражение (3) преобразуем в квадратное уравнение с одним неизвестным  $\beta_{10}$ :

$$\beta_{20} - \beta_{10} - \Delta\beta_0 = A\beta_{10}^2 + \beta_{10}(B-1) + (C - \Delta\beta_0) = 0; (9)$$

$$D = (B-1)^2 + 4A(C - \Delta\beta_0); (10)$$

$$\beta_{10} = -\frac{(B-1) - \sqrt{D}}{2A}. (11)$$

Второй корень квадратного уравнения не удовлетворяет условиям в связи с малым значением. Таким образом, предложена методика уточнения, в основу которой легло определение номинальной точки для поправки регрессионной зависимости. Необходимость нахождения связана главным образом в выявлении уточненной (в сравнении с методом Л. Е. Ольштейна) базовой линии зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода, необходимой для поправки регрессионной зависимости (1), посредством эмпирических формул, предложенных авторами:

$$\bar{H}_T = \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{\bar{c}_{1a}}{\bar{c}_x}\right);$$

$$\text{где } \bar{c}_{1a} = \frac{1}{\text{ctg}\beta_1 + \text{ctg}\alpha_1}; \quad \bar{c}_{ax} = \frac{1}{\text{ctg}\beta_x + \text{ctg}\alpha_1}.$$

При этом выведена зависимость:

$$\bar{H}_{Ty} = 1 - \left(\frac{\sin\beta_{10}}{\sin\beta_{20}}\right)^2 \left(\frac{d\beta_{20}}{d\beta_{10}}\right) = 1 - \left(\frac{\sin\beta_{10}}{\sin\beta_{20}}\right)^2 \times (2A\beta_{10} + B); (12)$$

где  $\bar{H}_{Ty}$  – коэффициент теоретического напора (для базовой линии) на оси ординат – при нулевом значении осевой скорости ( $\bar{c}_a = 0$ ); Наклон базовой линии для натекания без закрутки потока ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ) определяется из выведенного соотношения:

$$\frac{d\bar{H}_{Ty}}{d\bar{c}_a} = -\frac{1}{\text{tg}\beta_{20}} \cdot \left(1 - \left(\frac{\sin 2\beta_{20}}{\sin 2\beta_{10}}\right)\right) \cdot \frac{d\beta_{20}}{d\beta_{10}}; (13)$$

Отсюда:

$$\text{tg}\beta_x = -\frac{\bar{H}_{Ty}}{\frac{d\bar{H}_{Ty}}{d\bar{c}_a}}. (14)$$

Здесь  $\text{tg}\beta_x$  – коэффициент расхода при нулевом значении удельной работы, подведенной к газу ( $\bar{H}_T = 0$ ). В частности К. В. Холщевников упоминает о том, что данный режим совпадает с режимом изолированного профиля при нулевой подъемной силе [1].

В результате получены 2 точки, необходимые для построения прямой базовой линии упрощенной характеристики (зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода), что является развитием метода Л. Е. Ольштейна (у которого для всех решеток  $\bar{H}_{Ty} = 0,75$ ) [4] и Н. Кампти (у которого для всех решеток  $\bar{H}_{Ty} = 1$ ) [5].

В конструкции двигателя АЛ-31 и ГТП АЛ-31СТ предусмотрен поворотный входной направляющий аппарат (ВНА) для закрутки потока с определенным углом  $\alpha_{1i}$  на входе в рабочее колесо первой ступени [6–8], где  $i$  – номер сечения с характерным радиусом. Учитывая данные конструктивные особенности, определим параметры упрощенных характеристик элементарных ступеней (включая ВНА) на каждом радиусе по формулам [9]:

$$\bar{c}_{axi} = \frac{1}{\text{ctg}\beta_{xi} + \text{ctg}\alpha_i}; (15)$$

$$\bar{H}_T = \bar{H}_{Tyi} - \left(\frac{\bar{c}_{axi}}{\bar{c}_a}\right)^2. (16)$$

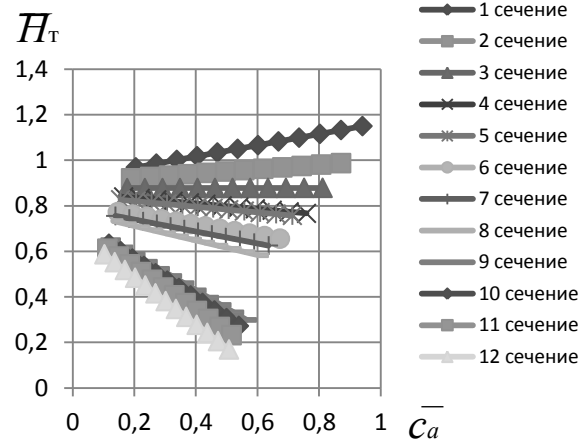
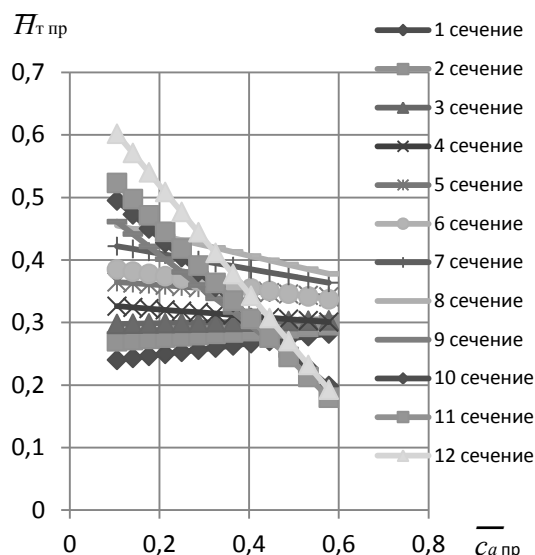


Рис. 3. Графики зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода различных радиусов по высоте первой ступени АЛ-31СТ (для одного из положений ВНА)



**Рис. 4.** Графики зависимости приведенного коэффициента теоретического напора от приведенного коэффициента расхода РК первой ступени АЛ-31СТ

Упрощенная характеристика ступени в виде зависимости  $\bar{H}_{\text{тпр}} = f(\bar{c}_{a\text{пр}})$  необходима для удобства расчета интегральной зависимости, позволяющей представить упрощенную характеристику ступени в целом. В статье предлагается 2 метода определения характеристики ступени посредством аналитических формул:

1. По среднеарифметическому значению по высоте лопатки:

$$\bar{H}_{\Sigma\text{тпр}} = \frac{\sum \bar{H}_{\text{тпр}i}}{n}; \quad (17)$$

где  $\sum \bar{H}_{\text{тпр}i}$  – сумма всех значений приведенных коэффициентов теоретического напора, соответствующая определенному значению  $\bar{c}_{a\text{пр}}$ ;  $n$  – количество сечений по высоте лопатки.

2. Осреднение по расходу газа:

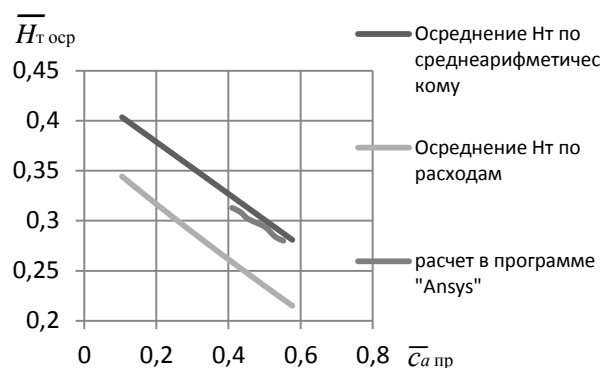
$$\bar{H}_{\Sigma\text{тпр}i} = \frac{\sum \bar{H}_{\text{тпр}i} \cdot G_i}{G_{ki}}; \quad (18)$$

где  $G_i$  – расход в  $i$  сечении;  $G_{ki}$  – расход в кольцевом сечении, в котором каждое значение  $i$  соответствует определенному значению  $\bar{c}_{a\text{пр}}$ . Вычисляется по формуле:

$$G_{ki} = \frac{A \cdot p_{\text{вх}}^* \cdot q(\lambda_{a\text{пр}ki}) \cdot F_{\text{вх}}}{\sqrt{T_{\text{вх}}^*}}; \quad (19)$$

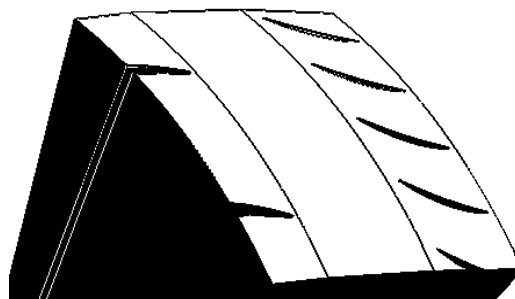
В результате можно построить графики зависимости  $\bar{H}_{\text{тпроср}} = f(\bar{c}_{a\text{пр}})$  для двух методик

осреднения приведенного теоретического напора:



**Рис. 5.** Графики зависимости базовой линии  $\bar{H}_{\text{тпроср}} = f(\bar{c}_{a\text{пр}})$  при различных методах осреднения по высоте лопатки в сравнении с результатами 3DCAD/CAE-моделирования в AnsysCFX

Трехмерная модель 1-й ступени компрессора (КНД ГТП АЛ-31СТ) была построена в CAD-системе UnigraphicsNX6 (рис. 6) для дальнейшего расчета в ANSYS/CFX и представлена на рис. 7, 8.



**Рис. 6.** Расчетная CAD модель 1-й ступени КНД ГТП АЛ-31СТ

Параметры конечных элементов при создании сетки для 3DCAD/CAE-моделирования представлены в таблице.

Критерием сходимости является достижение величиной среднеквадратичной невязки уровня  $10^{-4}$  или ниже в совокупности с установлением интегральных характеристик, что достигается приблизительно за 500 шагов по времени и соответствует прохождению потоком  $\sim 10$  продольных размеров ступени.

Как видно, упрощенный метод осреднения по высоте лопатки дает более близкие к результатам 3DCAD/CAE-моделирования значения в характеристике 1-й ступени КНД (в координатах  $\bar{H}_t = f(\bar{c}_a)$ ) в координатах, приведенных к концевому сечению рабочего колеса.

Параметры конечно-элементной сетки

Определение	ВНА	РПК1	ННА1
Максимальная величина грани элемента находящегося внутри объема	8	3	4
Элементы, находящиеся на поверхности тела: максимальный разрешенный угол элемента	118	30	30
минимальная длина грани элемента	1,1	1,1	1,9
максимальная длина грани элемента	80	30	38
Элементы, находящиеся на наружной поверхности, на центральном теле и на всех поверхностях лопаток (то есть на всех стенках): максимальный разрешенный угол элемента	18	18	18
минимальная длина грани элемента	2	1	4
максимальная длина грани элемента	18	10	20

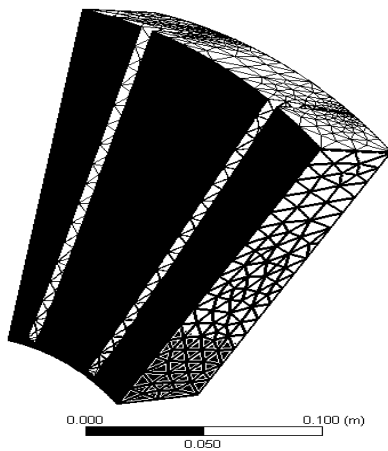


Рис. 7. Сетка, построенная на модели ВНА

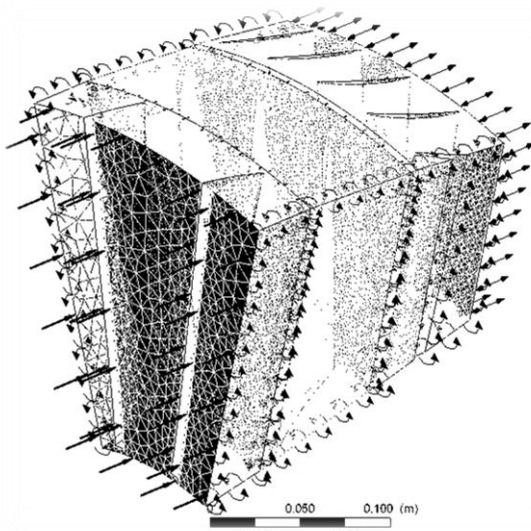


Рис. 8. CAE-модель ступени без полки с приложенными граничными условиями

Сразу видно, что эти результаты существенно отличаются от тех, которые могли быть получены по упрощенному методу Л. Е. Ольштейна. Данная базовая зависимость построена для рабочего колеса при натекании без закрутки по-

тока (при  $\alpha_1 = 90^\circ$ ), но она может быть легко перестроена для любого другого положения ВНА с учетом  $\bar{c}_{1a} = \frac{1}{\text{ctg}\beta_1 + \text{ctg}\alpha_1}$

(как показано авторами) значение  $\bar{H}_{Ty}$  не зависит от закрутки потока, а линейность базовой линии сохраняется. Для учета скорости натекания на лопаточные венцы предложено использовать поправки, выделенные на основе метода Ольштейна. Для построения кривой изоэнтропического напора предложено использовать аналогичную базовую линию вида

$$\bar{H}_T = \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{\bar{c}_{1a}}{\bar{c}_{xs}}\right), \text{ где } \bar{c}_{axs} = \frac{1}{\text{ctg}\beta_{xs} + \text{ctg}\alpha_1}$$

$\text{tg}\beta_{xs}$  – коэффициент расхода при отсутствии закрутки на базовой линии изоэнтропического напора, идущей из той же точки на оси ординат и проходящей через точку  $\bar{H}_{s0} = f(\bar{c}_{a0})$  на той же вертикали, что и  $\bar{H}_{T0} = f(\bar{c}_{a0})$ . Очевидно, что базовая линия изоэнтропического напора касается кривых изоэнтропического напора в номинальной (на изоэнтропическом напоре) точке. Полученные таким образом характеристики ступени несложно преобразовать в традиционные координаты, такие как  $\pi_k^* = f[q(\lambda_{1a}), \lambda_{1u}]$ ;  $\eta_k^* = f[q(\lambda_{1a}), \lambda_{1u}]$  с учетом зависимости от положения ВНА.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные результаты позволяют планировать эксперимент по продувке решеток профилей, анализировать и редактировать результаты экспериментов. Предложенная методика позволяет использовать ее для расчета характеристик лопаточных венцов, ступеней, многоступенчатых осевых компрессоров. Получение характеристики компрессора является одной из ключевых задач на различных стадиях проекти-

рования от эскизного до технического проекта. Достоверная характеристика компрессора (каскада компрессора) позволяет рассчитать характеристики разрабатываемого изделия на установленных режимах (дроссельная, климатическая, высоко-скоростные характеристики) и на неустановившихся режимах (динамическая характеристика ГТД) с высокой точностью. При проектировании компрессора предложенная методика позволяет производить выбор геометрических параметров лопаточных венцов, а в эксплуатации – производить учет влияния на характеристики изменения геометрии лопаток.

Выполнен анализ регрессионной формулы П. П. Казанчана по определению зависимости угла выхода потока из плоской компрессорной решетки от геометрических параметров и угла потока на входе в решетку при малых его скоростях на основе обобщения экспериментальных данных о плоских решетках. В результате полученных данных в данной статье авторами предложен эффективный метод определения точек номинального, максимального режимов и базовой линии коэффициента теоретического напора для ступени компрессора. Предложенная методика позволяет использовать ее для расчета характеристик лопаточных венцов, ступеней, многоступенчатых осевых компрессоров.

По предложенной в данной работе методике авторами рассчитаны и построены характеристики первой ступени КНД двигателя АЛ – 31СТ, по имеющейся 3D-геометрии лопаток входного направляющего аппарата и рабочего колеса, получены характеристики решеток профилей, перестроены экспериментальные характеристики компрессора низкого давления (вентилятора) в предложенный вид. Исследования проведены с использованием предложенного оригинального способа построения характеристики ступени в развитие обобщенных эмпирических зависимостей (Ольштейна и Хауэлла).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учебн. для авиац. вузов и фак-ов. М.: Машиностроение, 1970. 610 с. [ K. V. Holschevnikov, O. N. Emin, and V. T. Mitrokhin, *Theory and Design Aviation Turbomachinery*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1986. ]
2. Казанчан П. П. Обобщение результатов продувок плоских компрессорных решеток методом регрессионного анализа // Труды ЦИАМ. № 679. М.: ЦИАМ, 1975. 64 с. [ P. P. Kazanchan, *The Generalization of the Results of Compressor Blow down Flat Grids by Regression Analysis*, (in Russian). Moscow: CIAM, 1975. ]

3. Бунимович А. И., Орлова Г.С. Сборник аэродинамических характеристик плоских компрессорных решеток. Вып. 1. М.: ЦИАМ, 1955. 70 с. [ A. I. Bunimovich and G. S. Orlova, *Collection of Aerodynamic Characteristics of Percolation of the Cascades*, (in Russian). Moscow: Publishing CIAM, 1955. ]

4. Ольштейн Л. Е., Процеров В. Г. Метод расчета осевого компрессора по данным продувок плоских решеток // Труды ЦИАМ. № 150. М.: Бюро новой техники, 1948. 64 с. [ L. E. Olshteyn and V. G. Protserov, *Method for calculating the axial compressor according purging flat lattices: Proceedings of CIAM*, no. 150. Moscow: Publishing House "Byuro Novoi Tekhniki", 1948. ]

5. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. М.: Мир, 2000. 688 с. [ N. Kampsti, *Aerodynamics compressors: translated from English*, (in Russian). Moscow: Mir, 2000. ]

6. Белоусов А. Н., Мусаткин Н. Ф., Радько В. М. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. СГАУ, 2003. 344 с. [ A. N. Belousov, N. F. Musatkin, and V. M Radko, *Theory and Design of Aircraft Turbomachinery*, (in Russian). Samara: SGAY, 2003. ]

7. Ржавин Ю. А. Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. М.: Изд-во МАИ, 1995. 342 с. [ Y. A. Rzhavin, *Axial and centrifugal compressor of aircraft engines*, (in Russian). Moscow: MAI Publisher, 1995. ]

8. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. М.: Машгиз, 1955. 132 с. [ B. Eckert, *Centrifugal compressors*, (in Russian). Moscow: Mashgiz, 1955. ]

9. Кривошеев И. А., Рожков К. Е., Симонов Н. Б., Рахманкулов Д. Я. Метод расчета теоретического напора лопаточных венцов и решеток профилей с учетом режима и направления движения потока // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, № 3 (56). С. 18–26. [ I. A. Krivocheev, K. E. Rojkov, N. B. Simonov, and D. Y. Rahmankulov, "The method of calculation of the the-oretical pressure blade rows and grids profiles to suit the mode and direction of flow," (in Russian), *Vestnik UGATU*, vol. 17, no. 3 (56), pp. 18-26, 2013. ]

#### ОБ АВТОРАХ

**КРИВОШЕЕВ Игорь Александрович**, декан фак-та авиац. двиг., науч. рук. НИЛ САПР-Д. Дипл. инж.-мех. (УГАТУ, 1976). Д-р техн. наук по тепл. двигателям ЛА (УГАТУ, 2000), проф. Иссл. в обл. инф. техн. в двигателестроении.

**РАХМАНКУЛОВ Данил Яхъяевич**, магистрант той же каф. Б-р техн. и технол. по авиа- и ракетостроению (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. анализа хар-к лопат. машин.

**СИМОНОВ Николай Борисович**, магистрант той же каф. Б-р техн. и технол. по авиа- и ракетостроению (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. моделир. раб. процессов лопат. машин.

**РОЖКОВ Кирилл Евгеньевич**, асп. той же каф. Дипл. инж.-мех. (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. моделир. раб. процессов лопат. машин.

## METADATA

**Title:** Methods of construction characteristics compressor stage using regularities of characteristics of planar profile cascades

**Authors:** I. A. Krivosheev, D. Y. Rahmankulov, N. B. Simonov and K. E. Rozhkov,

**Affiliation:** Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

**Email:** krivosh@sci.ugatu.ac.ru; raxmankulov.91@mail.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University).

**Abstract:** It is proposed to develop experimental and theoretical methods of construction characteristics of turbo machinery based on the geometric parameters of blade rows. Proposed a method to find the point corresponding to the nominal mode profile cascades. Based on regression depending developed under the guidance P. P. Kazanchan, the authors represented method of determining the stage of the compressor characteristics (for example, GTP AL-31ST) with the aid of analytical formulas. Investigations were carried out using the proposed original strength characteristics of the method of construction stage on generalized empirical relationships (L. E. Olshteyn and A. R. Howell). Based on the comparison results c 3D CAD / CAE-simulation (in AnsysCFX) gas dynamics of the first stage fan GTR AL-31ST concluded feasibility used tion of the developed technique.

**Key words:** Turbo machinery; profile cascades; simplified characterization; regression dependence.

## About authors:

**KRIVOCHEEV, Igor Alexandrovich**, Prof., Aviation Engines Dept. Dipl. Mech. Eng. (USATU, 1976). Cand. of Tech. Sci. (USATU, 1981), Dr. of Tech. Sci. (UGATU, 2000).

**RAHMANKULOV, Daniel Yahyaevich**, Bach. of Engineering and Technology (USATU, 2012), Graduate Faculty of Aircraft Engines.

**SIMONOV, Nikolai Borisovich**, Bach. of Engineering and Technology (USATU, 2012), Graduate Faculty of Aircraft Engines.

**ROZHKOV, Kirill Evgenevich**, Dipl. Mech. Eng. (USATU, 2009), Graduate Student.