DOI: 10.15593/2224-9982/2018.55.10

УДК 629.7.036.3:62-752

И.А. Кривошеев, К.Е. Рожков, Н.Б. Симонов

Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОМПРЕССОРОВ ГТД

Сделан выбор оптимального режима и геометрии лопаточных венцов при проектировании компрессоров. Выбор параметров ступеней и лопаточных венцов и расчетного режима производился с целью достижения максимального значения КПД компрессора при заданном расходе, степени повышения давления, запасе газодинамической устойчивости и выбранной геометрии проточной части. Приводится уточнение известных и ряд новых зависимостей и методик. Представленный графоаналитический метод позволяет по заданному коэффициенту расхода в первом приближении выбрать оптимальное значение коэффициента напора каждой ступени. Предложенный аналитический метод позволяет предварительно оценить КПД компрессора и количество ступеней в нем. Приведенная в работе зависимость позволяет определить оптимальные значения густоты лопаточных венцов рабочих колес и направляющих аппаратов по высоте проточной части компрессора с учетом отношения коэффициента напора к коэффициенту расхода. Кроме того, выведен ряд зависимостей для определения оптимальных значений углов атаки и отставания потока в разных сечениях по высоте проточной части на расчетном режиме. В одном из предложенных вариантов оптимальный режим предлагается определять по универсальной зависимости Л.Е. Ольштейна с учетом введенных поправочных функций для угла атаки. Такое уточнение известной зависимости позволяет определить углы входа и выхода потока на оптимальном режиме. Обозначенная методика получения геометрических параметров решеток профилей позволяет произвести уточненный расчет профильных потерь полного давления, что, в свою очередь, дает возможность получить более точное значение КПД компрессора в целом. Для их верификации использованы результаты заводских испытаний, 2D- и 3D-CAD/CAE-моделирования течения и газодинамических характеристик элементов ПЧ, включая продувки решеток профилей. Показано, что данный метод может эффективно использоваться для оптимизации геометрии и выбора режимов работы лопаточных венцов и ступеней в составе компрессоров ГТД.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, компрессор, ступень, лопаточный венец, решетка профилей, режим работы, угол атаки, коэффициент полезного действия.

I.A. Krivosheev, K.E. Rozhkov, N.B. Simonov

Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation

OPTIMIZATION OF GEOMETRY AND MODES OF BLADE CROWN WITH THE DESIGN OF GTE COMPRESSORS

The choice of the optimum mode and geometry of blade crowns at design of compressors is considered. It is proposed to clarify the known and a number of new dependencies and techniques. The choice of the parameters of the stages and blades of the crowns and the design mode is carried out to achieve the maximum efficiency of the compressor at a given flow rate, degree of pressure increase, gas-dynamic stability margin and selected geometry of the flow part. It is proposed to clarify the known and a number of new dependencies and techniques. The proposed grapho-analytical method allows for a given coefficient of consumption, as a first approximation, to choose the optimal value of the head coefficient of each stage. The proposed analytical method allows you to pre-evaluate the efficiency of the compressor and the number of stages in it. The proposed dependence allows us to determine the optimal thickness of the blades of the impellers of the impellers and guide vanes according to the height of the flow part of the compressor, taking into account the ratio of the head coefficient to the coefficient of discharge. In addition, a number of dependencies are derived to determine the optimal values of the angles of attack and the lag of the flow in different sections along the height of the flow part in the design mode. In one of the proposed options, the optimal mode is proposed to be determined by the universal dependence of L.E. Olshtein. taking into account the proposed correction functions for the angle of attack. Such a refinement of the known dependence allows us to determine the angles of entry and exit of the flow at the optimal mode. The proposed method of obtaining the geometric parameters of the lattices of the profiles allows an updated calculation of the profile total pressure losses, which in turn makes it possible to obtain a more accurate value of the efficiency of the compressor as a whole. For their verification, the results of factory tests, 2D and 3D CAD / CAE-modeling of the flow and gas-dynamic characteristics of the elements of the inverter, including purging of the gratings of profiles, were used. It is shown that this method can be effectively used to optimize the geometry and select modes of operation of the blade crowns and steps in the composition of gas turbine engine compressors.

Keywords: Gas turbine engine, compressor, stage, blade crown, profile grid, mode of operation, angle of attack, efficiency.

Введение

В настоящее время при выборе геометрии и режимов работы компрессоров ГТД, включая геометрию и режимы работы ступеней и лопаточных венцов в их составе, производится условная оптимизация. При этом допустимые потери (ζ) в МЛК (межлопаточных каналах), запасы ГДУ (ΔK_y) (газодинамической устойчивости) и прочности (K_3), требуемый расход воздуха (G_b), степень повышения давления (π_k^*) рассматривают как ограничения, а КПД (η_k^*), габариты (диаметры и длина) и массу – как функции цели (при их максимизации или минимизации) соответственно. Для оптимизации необходимы соответствующие методики.

Распределение параметров по ступеням вдоль проточной части

В настоящее время при выборе схемы и параметров цикла ГТД производится выбор (на расчетном режиме «р») степени повышения давления π_k^* и расхода воздуха G_b в компрессорах. С учетом компоновки двигателя для каждого каскада компрессора выбирается форма ПЧ (проточной части) и изменяются диаметральные размеры D_k (концевого), D_{cp} (среднего), D_{vt} (втулочного) в зависимости от продольной координаты s вдоль оси двигателя. При этом

$$D_{cp} = D_k \sqrt{\frac{1 + \bar{d}^2}{2}},$$

где $\bar{d} = D_{vt}/D_k$. С учетом прочности турбины выбирается частота вращения n , диаметр турбины D_t и диаметральные размеры соответствующего компрессора. Это определяет изменение окружной скорости u_{cp} вдоль ПЧ (в зависимости от координаты s). Осевая скорость c_a выбирается в диапазоне: на входе $\approx 230\text{--}190$ м/с – с учетом опыта разработки ТРДДсм и ТРДД для разных ЛА (летательных аппаратов), а за последней ступенью $\approx 120\text{--}90$ м/с – с учетом организации процесса в КС (камере сгорания). Это позволяет выбрать значения c_a и $\bar{c}_a = c_a/u_{cp}$ вдоль ПЧ (в зависимости от s). Для различного числа ступеней z определяется среднее значение коэффициента теоретического напора ступеней

$$\bar{H}_{т\text{ ср}} = L_k / (z u_{cp}^2).$$

Для первой (I) и последней (z) ступеней каждого каскада компрессора (КНД, КВД, ...) из предыдущего определяется $\bar{c}_{a1}$ и $\bar{c}_{az}$. В первом приближении определяются значения $\bar{c}_a(z)$ для промежуточных ступеней. Это позволяет на диаграмме Смита (например, для осевых ступеней – с учетом того, что она имеет разный вид для первых (без ВНА) и промежуточных (с $\rho = 0,5$) ступеней, дозвуковых и сверхзвуковых, с разным относительным диаметром втулки) компрессора отметить средний уровень и оптимальное распределение $\bar{H}_{ti}(z)$ по ступеням (рис. 1). Подобранные распределение должно обеспечивать

$$L_k = \sum \bar{H}_{ti}(z) u_i(z)^2$$

и максимальное значение КПД каскада

$$\eta_k^* = \left[c_p T_1^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] / L_k = \eta_{k\text{ max}}^*.$$

При этом обеспечивается идентичность ранее выбранного параметра цикла $T_k^* = \text{idem}$. Однако более важно обеспечить идентичность параметра цикла $\pi_k^* = \prod \pi_i^* = \text{idem}$. С учетом

$$\pi_i^* = \left\{ 1 + \left[u_i^2 \bar{H}_{\tau i} / \eta_i^* \right] / \left[c_p T_1^* - \sum_{j=1}^{i-1} \bar{H}_{\tau j} u_j^2 \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}}$$

это означает, что должно быть соблюдено условие

$$\pi_k^* = \prod_{i=1}^z \pi_i^* = \prod_{i=1}^z \left\{ 1 + \left[u_i^2 \bar{H}_{\tau i} / \eta_i^* \right] / \left[c_p T_1^* - \sum_{j=1}^{i-1} \bar{H}_{\tau j} u_j^2 \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}}.$$

Рис. 1. Диаграмма Смита для осевых ступеней компрессора (осевых, промежуточных) с подобранной кривой распределения $\bar{H}_{\tau i}(z)$: (---) – с учетом значений $\bar{c}_a(z)$, числа ступеней z , формы ПЧ и потребного значения L_k

Ввиду этого распределение $\bar{H}_{\tau j}(z)$ или $\bar{H}_{\tau j}(\bar{c}_a)$ на диаграмме Смита [1] следует проводить для соблюдения условия

$$\eta_k^* = \left\{ \left(\prod_{i=1}^z \left[1 + \left(u_i^2 \bar{H}_{\tau i} / \eta_i^* \right) / \left(c_p T_1^* + \sum_{j=1}^{i-1} \bar{H}_{\tau j} u_j^2 \right) \right] - 1 \right) \frac{c_p T_1^*}{L_k} \right\} \rightarrow \max.$$

Выбор густоты решеток профилей

Рис. 2. Элементарная решетка профилей в составе ЛВ РК ступени компрессора

Выбор $\bar{H}_{\tau i}(z) / \bar{c}_a(z)$ на расчетном режиме «р» для каждой ступени определяет оптимальное значение густоты b/t решеток профилей (рис. 2). При этом используется главная диаграмма Хауэлла $(\bar{H}_{\tau} / \bar{c}_a)^* = f[(\rho / \bar{c}_a)^*, b/t]$ или упрощенная зависимость Хауэлла:

$$(\bar{H}_{\tau} / \bar{c}_a)^* = 1,55 / [1 + 1,5t/b].$$

Однако эти зависимости были получены Хауэллом для номинальных режимов "*", тогда как оптимальный режим (при максимальном КПД решетки и, что более важно, ступени) "орт"="v" не совпадает ни с режимом

"1л = 0" с нулевым углом атаки $i = 0$ (когда угол натекания на РК (рабочую лопатку) $\beta_1 = \beta_{1л}$), ни с номинальным режимом "*"="ном".

Таким образом, определенная густота решеток профилей в составе ЛВ ВНА (входного направляющего аппарата), РК (рабочего колеса), НА (направляющего аппарата) оказывается завышенной. В общем случае $\bar{c}_{av} < \bar{c}_{al} < \bar{c}_a^*$. Для получения зависимости $(\bar{H}_t / \bar{c}_a)_v = f[(\rho / \bar{c}_a)_v, b/t]$ предлагается использовать дополнительные построения на главной диаграмме Хауэлла, выполненные в работах [2, 3] для оптимальных режимов, выбранных исходя из значения фактора диффузорности Либляйна $D_L = 0,45$. Кроме того, с использованием универсальных зависимостей [4] (рис. 3) $(\bar{H}_s / \bar{H}_{sv}) = f(\bar{c}_{a1} / \bar{c}_{a1v})$ и $(\eta / \eta_v) = f(\bar{c}_{a1} / \bar{c}_{a1v})$ установлено, что в этих зависимостях $\bar{c}_{a1p}$ не является оптимальным (где должно быть $\eta \rightarrow \eta_{max}$), а фактически $\bar{c}_{a1v} \approx 0,93 \bar{c}_{ap}$. При этом $\bar{H}_{sv} = 1,125 \bar{H}_{sp}$. Предложено здесь вместо режима «р» использовать "ном" (по Хауэллу) = "*". Тогда, согласно методу Г.А. Быкова, в точке "р" = "ном" = "*" можно провести касательную, она же является и касательной к линии $(\bar{H}_s / \bar{H}_{sp}) = f(\bar{c}_{a1} / \bar{c}_{a1p})$. Но известно, что вблизи точек m (где, по Хауэллу, $\Delta\beta = \Delta\beta_m \rightarrow \Delta\beta_{max}$) и ms (где $\bar{H}_s \rightarrow \bar{H}_{smax}$ и $\pi_{ст}^* \rightarrow \pi_{стmax}^*$) линии $(\bar{H}_s / \bar{H}_{sp}) = f(\bar{c}_{a1} / \bar{c}_{a1p})$ и $(\bar{H}_t / \bar{H}_{tp}) = f(\bar{c}_{a1} / \bar{c}_{a1p})$ искривляются (что показано в работе [5]).

Рис. 3. Обобщенные зависимости для относительных значений коэффициента напора и КПД ступеней осевого компрессора

Ввиду этого $1,10(\bar{c}_{a1} / \bar{c}_{a1p}) < (\bar{H}_s / \bar{H}_{sp}) < 1,125(\bar{c}_{a1} / \bar{c}_{a1p})$. Для уточнения можно построить семейство изолиний $\Delta\beta = \text{const}$ из точки $(\bar{H}_{ty} / \bar{H}_{sv})$ на оси ординат (где касательная пересекается с ней) для режимов "m", "opt", "*". В итоге в известное выражение Хауэлла $(\bar{H}_t / \bar{c}_a)^* = 1,55 / [1 + 1,5t / b]$ можно ввести коррекцию в числитель, умножив 1,55 на $(1,10/0,93) = 1,183$, т.е. получаем выражение для режима "opt"="v" $(\bar{H}_t / \bar{c}_a)_v \approx 1,83 / (1 + 1,5t/b)$. Отсюда $b/t \approx 1,5 / [1,83 / (\bar{c}_{a1} / \bar{H}_t)_v - 1]$. Это выражение для выбора густоты решетки РК.

Выбор углов атаки

В настоящее время углы атаки $i_{\text{opt}} = i_v$ при профилировании лопаточных венцов РК и НА выбираются по рекомендациям [6, 7]. Например, обычно рекомендуют значения $i_v = -2^\circ \dots -3^\circ$ для концевых элементарных решеток, а $i_v = +2^\circ \dots +3^\circ$ для втулочных элементарных решеток, т.е. натекание в концевых сечениях рекомендуется со стороны спинки, во втулочных сечениях – со стороны корыта. При этом в среднем, а точнее, в среднемассовом эффективном сечении «эф»

(где $D_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{D_k^2 + D_{\text{вт}}^2}{2}}$, или $\bar{d}_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{1 + \bar{d}_{\text{эф}}^2}{2}}$) рекомендуется расчетный угол атаки $i_v \approx 0^\circ$. Можно

предложить более точный метод. Поскольку на кривых А. Хауэлла и Л.Е. Олыштейна показано, что точка «л» (где $i = 0$) находится примерно посередине между точками "ном"="*" и "opt"="v", приближенно можно считать

$$(\bar{H}_t / \bar{c}_{a1})_{\text{л}} \approx \frac{1,692}{1 + 1,5t/b}.$$

При известном протекании характеристики решетки профилей РК ($\bar{H}_t / \bar{c}_{a1}$) с учетом полученных формул можно определить оптимальный угол атаки i_v . В общем случае для элементарных решеток профилей (см. рис. 2) в составе ЛВ (лопаточных венцов) РК и НА при их профилировании угол атаки i_p на расчетном режиме «р» выбирается для обеспечения режима "opt"="v" на «продувочной» характеристике (по Хауэллу, полученной при продувке неподвижных решеток), где КПД максимален $\eta = \eta_v = \eta_{v \text{ opt}} \rightarrow \max$. Задача решается путем определения экстремума η_{max} (оптимизации) по условию $(d\eta/di)_v = 0$. В работе [8] показано, что максимальный КПД решетки профилей РК

$$\eta_{\text{PKv}} = 1 - 0,5\bar{c}_{a1v} / v,$$

где $v = (\sin^2 \beta_1 / \zeta_{\text{PKv}})(\text{ctg } \beta_{1v} - \text{ctg } \beta_{1v})$. Нетрудно получить

$$v = (\sin^2 \beta_1 / \zeta_{\text{PKv}})(\bar{H}_t / \bar{c}_{a1})_v.$$

Исходя из этого для выбранных $\bar{H}_{tv}$ и $\bar{c}_{a1v}$ требуется определить значения β_{1v} и β_{2v} . Они существенно зависят от выбранных (на расчетном режиме «р», полагая, что он оптимальный "opt"="v") значений степени реактивности ступени ρ_v . Обычно для первых ступеней без ВНА $\alpha_{1v} = 90^\circ$ и $\rho_v \approx 0,78 \dots 0,83$. При наличии ВНА $\rho_v \approx 0,6 \dots 0,7$. Для промежуточных ступеней $\rho_v \approx 0,5$. Для последней ступени $\rho_v \approx 0,5$. Из формул

$$\rho_v = 1 - (\bar{H}_t / 2 - \bar{c}_{u1})_v,$$

$$(\bar{c}_{u1} / \bar{c}_{a1})_v = \text{ctg} \alpha_{1v}.$$

Отсюда

$$\alpha_{1v} = \arctg \left[1 / (1 / \bar{c}_{a1v} - 0,5\bar{H}_{tv} / \bar{c}_{a1v} - \rho_v / \bar{c}_{a1v}) \right],$$

$$\beta_{1v} = \arctg \left[1 / (1 / \bar{c}_{a1v} - \text{ctg} \alpha_{1v}) \right],$$

$$\beta_{2v} = \arctg \left[1 / (\bar{H}_{tv} / \bar{c}_{a1v} + \text{ctg} \beta_{1v}) \right].$$

В соответствии с работой [9] оптимальный угол атаки

$$i_v = 6 - (\theta / 3)(t / b) * f(\bar{x}_f),$$

где $\bar{x}_f$ – координата стрелы прогиба средней линии профиля, $f(\bar{x}_f) = 1,181 - (2\bar{x}_f)^2$. При $t/b \leq 1$ $(t/b)^* = t/b$. При $t/b > 1$ $(t/b)^* = 2 - t/b$. Таким образом, при выбранных $\bar{H}_{\text{тв}}$ и $\bar{c}_{\text{алв}}$ требуется определить кривизну профиля θ . Это требуется и для определения коэффициента профильных потерь

$$\zeta_{PK_V} = \left[0,65 + 2(\theta / 100^\circ)^2 \right] (b / t) / (100^\circ) \sqrt{\sin \beta_{lv}}$$

и КПД

$$\eta_{PKV} = 1 - 0,5 \left(\bar{c}_{1a}^2 / \bar{H}_T \right)_v \zeta_{PKV} / \sin^2 \beta_{lv}.$$

Для этого известную диаграмму Хауэлла $\Delta\beta = f(i, \lambda_{w1})$ предлагается представлять в виде $\Delta\beta = f(\beta_1, \lambda_{w1})$, как это показано на рис. 4. При этом может быть построена предельная линия для угла отставания $\delta = 0$. Здесь видно, что $\theta = \Delta\beta_v + \delta_v - i_v = \beta_{v2} - \beta_{v1} + \delta_v - i_v$.

Рис. 4. Новое представление диаграммы Хауэлла по результатам продвухи решетки профилей ($b/t = 1,33$; $\theta = 25^\circ$; $\beta_{2\perp} = 65^\circ$) в составе ЛВ РК в виде $\Delta\beta = f(\beta_1, \lambda_{w1})$ и $\zeta = f(\beta_1, \lambda_{w1})$: дополнительно показаны предельная линия для $\delta = 0$, линии $\Delta\beta^* = f(\beta_1^*, b/t)$, $\Delta\beta_v = f(\beta_{1v}, b/t)$ и линия КПД решетки η

В работах [9, 10] указано, что

$$\delta_v = \theta \left[0,26(2\bar{x}_f)^2 (t/b)^* + 0,2(\beta_{v2}/100^\circ) K_\tau \right],$$

при $t/b \leq 1$ $K_\tau = (b/t)^2$, при $t/b > 1$ $K_\tau = 1$. Отсюда

$$\theta = [\beta_{v2} - \beta_{v1} - 6^\circ] / \left[1 - 0,593(2\bar{x}_f)^2 (t/b)^* - 0,2(\beta_{v2}/100^\circ) K_\tau \right],$$

$$i_v = 6^\circ - (1/3)(t/b)^* f(\bar{x}_f) [\beta_{v2} - \beta_{v1} - 6^\circ] / \left[1 - 0,593(2)^2 (t/b)^* - 0,2(\beta_{v2}/100^\circ) K_\tau \right].$$

Для НА указанная методика может быть использована с учетом α_{v2} и α_{v3} .

Для ВНА $\Delta\alpha = 90^\circ - \alpha_{1v}$. При $\bar{x}_f = 0,45$ в работе [9] указано, что $\delta_v = 0,18(t/b)\theta$. Поскольку $\theta = \Delta\alpha_v + \delta_v - i_v$ и с ВНА $i_v = 0$, $\theta = (90^\circ - \alpha_{1v})/[1 - 0,18(t/b)\theta]$. Из полученных выше формул густота ВНА может быть определена как $b/t \approx 1,5/[1,875/(\text{ctg}\alpha_{1v} - \text{ctg}\alpha_{0v}) - 1]$ или по формуле В.И. Дышлевского

$$\bar{t}_v = t/b = 0,55 \left(\frac{180^\circ}{180^\circ - (\alpha_{0v} + \alpha_{1v})} \frac{\sin \alpha_{0v}}{\sin \alpha_{1v}} \right)^{1/3} (1 - \bar{c}_{\max}).$$

Апробация предложенной методики на конкретных примерах

Проверка предложенных методик проведена с использованием результатов продувки (см. рис. 4) решеток профилей [11]. Для конкретной решетки с параметрами: $b/t = 1,33$, $\beta_{2л} = 65^\circ$, $\theta = 25^\circ$, $\bar{x}_f = 0,4$, $\bar{c}_m = 10\%$ определены параметры оптимального режима: $\beta_{1v} = 37^\circ$, $\beta_{2v} = 59,5^\circ$, $\Delta\beta_v = 22,5^\circ$, $i_v = 3^\circ$, $\eta_{PKv} = 0,87$. При этом $\bar{H}_{tv} = 0,556$ и $\bar{c}_{a1v} = 0,754$. И, наоборот, при выбранных значениях $\bar{H}_{tv} = 0,40$ и $\bar{c}_{a1v} = 0,55$ для первой ступени без ВНА (при $\alpha_1 = 90^\circ$) определены оптимальные параметры $b/t = 0,95$, $\beta_{2л} = 42,5^\circ$, $\theta = 14,38^\circ$, $\bar{x}_f = 0,4$, $\bar{c}_m = 0,1$, $\beta_{1v} = 28,81^\circ$, $\beta_{2v} = 46,47^\circ$, $\Delta\beta_v = 13,7^\circ$, $i_v = 3,28^\circ$, $\eta_{PKv} = 0,91$. Для промежуточной ступени с выбранными параметрами $\bar{H}_{tv} = 0,43$ и $\bar{c}_{a1v} = 0,50$ при назначенном $\rho_v = 0,5$ определены оптимальные значения $b/t = 1,27$, $\beta_{2л} = 29,18^\circ$, $\theta = 21,6^\circ$, $\bar{x}_f = 0,4$, $\bar{c}_m = 0,1$, $\beta_{1v} = 47,07^\circ$, $\beta_{2v} = 29,18^\circ$, $\Delta\beta_v = 17,88^\circ$, $i_v = 2,2^\circ$, $\eta_{PKv} = 0,88$. Для последней ступени с выбранными параметрами $\bar{H}_{tv} = 0,45$ и $\bar{c}_{a1v} = 0,45$ при назначенном $\rho_v = 0,6$ определены оптимальные значения $b/t = 1,71$, $\beta_{2л} = 19,44^\circ$, $\theta = 4,276^\circ$, $\bar{x}_f = 0,4$, $\bar{c}_m = 0,1$, $\beta_{1v} = 28,61^\circ$, $\beta_{2v} = 19,44^\circ$, $\Delta\beta_v = 9,17^\circ$, $i_v = 5,58^\circ$, $\eta_{PKv} = 0,89$.

Варианты использования предложенной методики

В общем случае для решетки РК с выбранной геометрией (густота b/t , «лопаточный» угол на выходе $\beta_{2л}$, кривизна θ , относительная толщина $\bar{c}_m$, координата стрелы прогиба $\bar{x}_f$, ...) с учетом $\beta_{1л} = \beta_{2л} - \theta$ и угла атаки $i = \beta_{1л} - \beta_1$ можно «продувочную» характеристику представить в традиционном виде $\Delta\beta = f(i, \lambda_{w1})$ и в более удобном $\Delta\beta = f(\beta_1, \lambda_{w1})$. При этом может быть построена предельная линия для угла отставания $\delta = 0$. Она позволяет явно проследить изменение угла отставания δ и при экспериментально полученной зависимости для коэффициента гидравлических потерь

$$\zeta_{wPK} = (p_{1w}^* - p_{2w}^*) / (\rho_{w1} w_1^2 / 2)$$

в виде $\zeta_{wPK} = f(i, \lambda_{w1})$ или $\zeta_{wPK} = f(\beta_1, \lambda_{w1})$ построить зависимость для КПД решетки РК в виде $\eta_{PK} = f(i, \lambda_{w1})$ или $\eta_{PK} = f(\beta_1, \lambda_{w1})$. Это позволяет явно получить значение i_{opt} и β_{1opt} . При продувках

неподвижных решеток можно считать $T_{1w}^* = T_h \approx 288 \text{ K}$, $\lambda_{w1} = \text{const}$ и $w_1 = \text{const}$. С учетом того, что работа сил трения в межлопаточном канале

$$L_r = N_r / dG = (p_1 - p_l) w_1 / (\rho_1 w_1) = (p_1 - p_l) / \rho_1,$$

можно записать для КПД

$$\eta_{\text{PK}} = (H_T - L_{\text{PK}}) / H_T = 1 - L_r / H_T,$$

поэтому

$$\eta_{\text{PK}} \approx 1 - (\zeta_{\text{wPK}} w / 2) / H_T.$$

Более точно можно учесть, что в данном случае коэффициент восстановления полного давления в РК

$$\sigma_{\text{wPK}} = 1 - \zeta_{\text{wPK}} \varepsilon(\lambda_{w1}) \lambda k / (k + 1),$$

при этом $\lambda_{w1} = w_1 / \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{w1}^*} = w_1 / \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_h}$. С учетом $\sigma_{\text{wPK}} = \pi_{\text{PK}}^* / \pi_{\text{PKид}}^* = p_{2w}^* / p_{1w}^*$, $\pi_{\text{PKид}}^* = (T_2^* / T_1^*)^{\frac{k}{k-1}}$, $\pi_{\text{PK}}^* = (T_{2s}^* / T_1^*)^{\frac{k}{k-1}}$ и $\sigma_{\text{wPK}} = 1 - \zeta_{\text{wPK}} \varepsilon(\lambda_{w1}) \lambda_{w1}^2 k / (k + 1)$ можно получить выражение для КПД решетки РК в виде

$$\eta_{\text{PK}} = 1 - \left(1 - \sigma_{\text{wPK}}^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_{w1}^* / H_T + 1 \right).$$

В случае, если рассматривается неподвижная решетка, а вращение РК, $\eta_{\text{PK}} = 1 - \left(1 - \sigma_{\text{wPK}}^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_{w1}^* / H_T + 1 \right)$.

Такое же выражение можно использовать для ступени при $\sigma_{\text{ст}} = \sigma_{\text{wPK}} \sqrt{\sigma_{\text{wOЗ}} \sigma_{\text{OЗ}}} \sigma_{\text{HA}}$, где $\sigma_{\text{wOЗ}}$ и $\sigma_{\text{OЗ}}$ – коэффициенты восстановления полного давления в осевом зазоре (ОЗ) в абсолютном и относительном движении. Для компрессора это же выражение пригодно при $\sigma_{\text{ст}} = \sigma_i$, где σ_i – коэффициент восстановления полного давления в ступенях. На диаграмме Смита можно определить для каждой ступени

$$\sigma_i = \left[1 - (1 - \eta_i^*) / \left(\frac{c_p T_{1i}^* + \sum_{j=1}^{i-1} \bar{H}_{\text{тj}} u_j^2}{u_i^2 \bar{H}_{\text{ти}} / \eta_i^*} + 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

Оптимизация компрессора производится из условия

$$\eta_{\text{к}}^* = 1 - \left\{ 1 - \prod_{i=1}^z \left[1 - (1 - \eta_i^*) / \left(\frac{c_p T_{1i}^* + \sum_{j=1}^{i-1} \bar{H}_{\text{тj}} u_j^2}{u_i^2 \bar{H}_{\text{ти}} / \eta_i^*} + 1 \right) \right] \right\} (c_p / L_{\text{к}} + 1) \rightarrow \max.$$

Это выражение тоже можно использовать для оптимального распределения $\bar{H}_{\text{тj}}(z)$ по ступеням или распределения $\bar{H}_{\text{тj}}(\bar{c}_a)$ на диаграмме Смита.

В методе Л.Е. Ольштейна [12] при оптимизации решетки профилей используются результаты продувок неподвижных решеток и определяется зависимость $H_T = f(i, \lambda_{w1})$ или $H_T = f(\beta_1, \lambda_{w1})$ для теоретического напора, который будет иметь РК при вращении. Можно использовать выражение

$$H_T = (\bar{H}_T / \bar{c}_{1a}) (c_{1a}^2 / \bar{c}_{1a}) = (\bar{H}_T / \bar{c}_{1a}) (w_{1a}^2 \sin^2 \beta_1 / \bar{c}_{1a}).$$

Для первой ступени без ВНА и без закрутки на входе ($c_{1u} = 0$ и $\alpha_1 = 90^\circ$) $\bar{c}_{1a} = \operatorname{tg} \beta_1$. Ввиду этого

$$H_T = (\bar{H}_T / \bar{c}_{1a}) (c_{1a}^2 / \bar{c}_{1a}) = [\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg}(\beta_1 + \Delta\beta)] (w_1^2 \sin^2 \beta_1) \operatorname{ctg} \beta_1 \approx [\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg}(\beta_1 + \Delta\beta)] \times \\ \times \operatorname{ctg} \beta_1 (310,6^2 \lambda_{w1}^2 \sin^2 \beta_1) = [\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg}(\beta_1 + \Delta\beta)] \operatorname{ctg} \beta_1 (96\,472,4 \lambda_{w1}^2 \sin^2 \beta_1). \quad (1)$$

Зависимость Хауэлла $\Delta\beta^*(\beta_2^*, b/t)$ предложено преобразовать (рис. 5) в виде $\Delta\beta^*(\beta_1^*, b/t)$ с использованием выражения $\beta_1^* = \beta_2^* - \Delta\beta$. Это удобно для ее наложения на диаграмму Хауэлла в виде, предложенном на рис. 4. В любом случае для определенного угла закрутки $\alpha_1 \approx \beta_{20}$, поэтому при подстановке в формулу (1) получим

$$H_T = [\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg}(\beta_1 + \Delta\beta)] (\operatorname{ctg} \beta_1 + \operatorname{ctg} \beta_{20}) (96\,472,4 \lambda_{w1}^2 \sin^2 \beta_1).$$

Рис. 5. Линии номинальных режимов Хауэлла в предложенном виде $\Delta\beta^*(\beta_1^*, b/t)$ и полученные линии оптимальных режимов $\Delta\beta_v(\beta_{1v}, b/t)$

Видно, что значения H_T при $\rho \approx 0,5$ (с закруткой $c_{1u} > 0$) меньше, чем без закрутки ($\alpha_1 = 90^\circ$ $c_{1u} = 0$), поэтому независимо от того, по какой из формул, приведенных выше, определяется КПД РК $\eta_{РК}$, без закрутки он получится выше. Это не соответствует известной практике проектирования ступеней. Но здесь все рассуждения о КПД РК $\eta_{РК}$ проведены без учета КПД НА $\eta_{НА}$ и КПД ступени $\eta_{ст}$. Тем не менее построение кривой КПД $\eta_{РК}$ позволяет определить режим "орт" для РК и выбрать значение i_v для РК.

Аналогичным образом можно выбрать оптимальный угол атаки для решеток НА. По кривым продувки решеток НА в виде $\Delta\alpha = f(i, \lambda_2)$ и $\zeta_{НА} = f(i, \lambda_2)$ или $\Delta\alpha = f(\alpha_2, \lambda_2)$ и $\zeta_{НА} = f(\alpha_2, \lambda_2)$ с учетом $c_2 = \text{const}$ и $T_2^* = T_h \approx 288$ К могут быть построены кривые КПД для решеток НА. Теоретический напор H_{tw} для НА определяется при закрутке на входе $\beta_{2орт}$, полученного из расчета НА:

$$(\bar{H}_{tw} / \bar{c}_{2a}) = \operatorname{ctg} \alpha_2 - \operatorname{ctg} \alpha_3 = \operatorname{ctg} \alpha_2 - \operatorname{ctg}(\alpha_2 + \Delta\alpha).$$

Тогда

$$H_{tw} = (\bar{H}_{tw} / \bar{c}_{2a}) (c_{2a}^2 / \bar{c}_{2a}) = (\bar{H}_{tw} / \bar{c}_{2a}) (c_2^2 \sin^2 \alpha_1 / \bar{c}_{2a}).$$

Здесь коэффициент расхода $\bar{c}_{2a} = 1/(\operatorname{ctg} \alpha_2 + \operatorname{ctg} \beta_2) = 1/(\operatorname{ctg} \alpha_2 + \operatorname{ctg} \beta_{20})$. Сама кривая КПД $\eta_{НА}$ может быть построена как по упрощенной формуле

$$\eta_{НА} \approx 1 - (\zeta_{НА} c_2^2 / 2) / H_{tw},$$

так и по формуле

$$\eta_{НА} = 1 - \left(1 - \sigma_{НА}^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_2^* / H_{tw} + 1 \right).$$

При этом

$$\sigma_{\text{НА}} = 1 - \zeta_{\text{НА}} \varepsilon(\lambda_2) \lambda_2^2 k / (k + 1).$$

Построение кривой КПД решетки НА в виде $\eta_{\text{НА}} = f(i, \lambda_2)$ или $\eta_{\text{НА}} = f(\alpha_2, \lambda_2)$ позволяет определить режим "орт" для НА и значение i_v для НА. Но надо искать оптимум не отдельно для РК и НА (и для ВНА, если он есть), а для оптимизации КПД ступени в целом.

Для упрощенного определения оптимального угла атаки i_v для любой решетки предложена методика на основе универсальной кривой Л.Е. Олштейна [12, 13]. На характеристике решеток профилей на номинальном (по Хауэллу) режиме "*", где $\Delta\beta^* = 0,8\Delta\beta_{\text{max}}$, угол атаки $i < 0^\circ$. На режиме "орт" угол атаки больше ($i_{\text{орт}} > 0$). А Хауэллом объяснено увеличение угла отставания δ при увеличении угла атаки i , достижение максимума $\Delta\beta_m$ в точке m и далее срыв, выделен номинальный режим "*" и оптимальный режим "орт". Показано, что режим с нулевым углом атаки $i = 0$ находится между номинальным "*" и оптимальным "орт", так что $i^* < 0$, $i_{\text{орт}} > 0$. Получены универсальные зависимости $\Delta\beta^*(\beta_2, b/t)$ и выражение $(\bar{H}_t / \bar{c}_a)^* = 1,55 / (1 + 1,5t/b)$. Л.Е. Олштейном получена универсальная зависимость $\Delta\beta / \Delta\beta^* = f[(i - i^*) / \Delta\beta^*]$. Согласно этой зависимости $\Delta\beta_m / \Delta\beta^* = 1,25$ и этой точке m (где $\Delta\beta_m = \Delta\beta_{\text{max}}$) соответствует $[(i_m - i^*) / \Delta\beta^*] \approx 0,4$ или $[(\beta_1 - \beta_1^*) / \Delta\beta^*] \approx -0,4$. Номинальному режиму соответствует $[(i_1^* - i_1^*) / \Delta\beta^*] = 0$ или $[(\beta_1^* - \beta_1^*) / \Delta\beta^*] = 0$. Оптимальному режиму "орт" соответствует $[(i_{\text{орт}} - i^*) / \Delta\beta^*] \approx 0,2$. Значению $i = 0$ соответствует $[(0 - i^*) / \Delta\beta^*] \approx 0,1$. Из этого следует, что $(i_{\text{орт}}) / \Delta\beta^* \approx 0,1$. Отсюда следует, что на режиме "орт" $i_{\text{орт}} \approx 0,1 \cdot \Delta\beta^*$.

Кроме того, из формул $\bar{c}_{a1v} / \bar{c}_{a1o} \approx 0,9$ [3] и $\bar{c}_{a1m} / \bar{c}_{a1o} \approx 0,78...0,81$ [9] следует, что $\beta_{\text{орт}} \approx \arctg(0,9 \tg \beta_{1o})$ и $i_{\text{орт}} \approx 0,5(\beta_{1o} - \beta_{1\text{орт}})$. С учетом этого угол атаки должен выбираться следующим образом. При проектировании ЛВ в сечениях «вт» (втулочном), «эф» и «к» (концевом) с учетом $\bar{c}_{a1} = c_{a1} / u$ по значению b/t в этих сечениях определяется номинальное значение $\bar{H}_t^*$ [14], фактическое значение (на режиме "орт"="v") может быть немного выше $\bar{H}_{t\text{орт}} = 1,05 \bar{H}_t^*$. При известном значении закрутки на входе α_1 и угла β_1 из выражения

$$\bar{H}_t^* = 1 - [\ctga_1 + \ctg(\beta_1 + \Delta\beta^*)] / (\ctga_1 + \ctg\beta_1)$$

определяется

$$\ctg(\beta_1 + \Delta\beta^*) = (1 - \bar{H}_t^*)(\ctga_1 + \ctg\beta_1) - \ctga_1.$$

Отсюда

$$\Delta\beta^* = \arctg \left\{ 1 / \left[(1 - \bar{H}_t^*)(\ctga_1 + \ctg\beta_1) - \ctga_1 \right] \right\} - \beta_1.$$

С учетом этого в сечениях «вт» (втулочном), «эф» и «к» (концевом) определяются значения $\bar{H}_{tv}$, $\Delta\beta^*$ и оптимальные углы атаки i_v . Кроме того, авторами показано, что в развитие метода Г.А. Быкова [15] базовые зависимости для любой решетки профилей могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned} \bar{H}_t &= \bar{H}_{ty} \left\{ \left(1 - \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ao}} \right) + \Phi_t \left[\left(\frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ao}} \right), \lambda_{w1} \right] \right\} + \bar{H}_{to} \left(\frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ao}} \right), \\ \bar{H}_s &= \bar{H}_{ty} \left\{ \left(1 - \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ao}} \right) + \Phi_s \left[\left(\frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ao}} \right), \lambda_{w1} \right] \right\} + \bar{H}_{so} \left(\frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ao}} \right), \end{aligned}$$

где поправочные функции, учитывающие нелинейность, имеют вид

$$\Phi_t \left[\left(\bar{c}_a / \bar{c}_{ao} \right), \lambda_{w1} \right] = 1,5K_1 (\bar{c}_a / \bar{c}_{ao}) - 1 + \bar{c}_a / \bar{c}_{ao},$$

$$\Phi_S[(\bar{c}_a / \bar{c}_{a0}), \lambda_{w1}] = 1,5K_2(\bar{c}_a / \bar{c}_{a0}) - 1 + \bar{c}_a / \bar{c}_{a0}.$$

При этом использованы введенные Г.А. Быковым универсальные функции $K_1[(\bar{c}_a / \bar{c}_{a0}), \lambda_{w1}]$, $K_2[(\bar{c}_a / \bar{c}_{a0}), \lambda_{w1}]$ (рис. 6). Авторами показано, что в методе Г.А. Быкова режим «о», заявленный как оптимальный, должен рассматриваться как "*"="ном", номинальный, по Хауэллу. При этом доказано, что на номинальном режиме "*" луч из точки $(0, \bar{H}_{\text{ту}})$ на оси ординат после поворота касается линии $\bar{H}_S(\bar{c}_a, \lambda_{w1})$, а с линией $\bar{H}_T(\bar{c}_a, \lambda_{w1})$ луч Хауэлла пересекается в номинальной точке "*". Авторами доказано, что луч из точки x касается линии $\bar{H}_S(\bar{c}_a, \lambda_{w1})$ в точке "opt"="v" (рис. 7). Это позволяет при использовании метода Г.А. Быкова оперативно определять оптимальный режим решеток РК и НА.

Рис. 6. Универсальные функции для элементарных решеток и ступеней по методу Г.А. Быкова в виде $K_1[(\bar{c}_a / \bar{c}_{a0}), \lambda_{w1}]$, $K_2[(\bar{c}_a / \bar{c}_{a0}), \lambda_{w1}]$

Рис. 7. Графоаналитический способ определения точки ms (границы помпажа), номинальной "*" и оптимальной v точек на характеристике ступени, лопаточного венца или элементарной решетки

В приведенном на рис. 7 примере коэффициенты $\bar{H}_T$ и $\bar{c}_a$ рассчитаны для ступени (полных ЛВ РК и НА) в расчете на окружную скорость в концевом сечении u_K : $\bar{H}_T = H_T / u_K^2$ и $\bar{H}_T = c_a / u_K$.

Выводы

Для выбора оптимальных параметров и режимов работы лопаточных венцов ВНА, РК и НА ступеней в составе вентиляторов и многоступенчатых компрессоров ГТД были предложены уточненные зависимости и методики. При этом определяли распределение работы по ступеням, значения густоты, кривизну элементарных решеток профилей и оптимальные углы атаки. Выбор параметров и режимов для каждой элементарной решетки профилей в составе полной ступени производился исходя из достижения максимального КПД решетки, при этом более важно достижение максимального КПД ступени и компрессора в целом. Предложенный подход может сочетаться с использованием экспериментальных данных и результатов 3D-CAD/CAE-моделирования (в системах Ansys CFX и т.д.).

Список литературы

1. Lewis R.I. Turbomachinery performance analysis. – Elsevier, Oxford, 1996. – 328 p.
2. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А., Прокофьев А.Ю. Анализ эффективности элементарных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. – № 1. – С. 13–19.
3. Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.
4. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1959. – 678 с.
5. Кривошеев И.А., Рожков К.Е. Анализ рабочих процессов и характеристик лопаточных машин // Вестник УГАТУ. – 2013. – Т. 14, № 5(40). – С. 3–10.
6. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
7. Boyce Meherwan P. Gas turbine engineering handbook. – Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2012. – 956 p.
8. Фёдоров Р.М. Характеристики осевых компрессоров: монография. – Воронеж: Научная книга, 2015. – 220 с.
9. Комаров А.П. Исследование плоских компрессорных решеток // Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1967. – Вып. 2. – 104 с.
10. Krivosheev I.A., Kozhinov D.G., Rozhkov K.E. Changes in the engineering products performance during operation // Procedia Engineering 2. 2nd International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016. – 2016. – С. 74–80.
11. Бунимович А.И., Орлова Г.С. Сборник аэродинамических характеристик плоских компрессорных решеток / ЦИАМ. – М., 1955. – 70 с.
12. Олыштейн Л.Е., Процеров В.Г. Метод расчета осевого компрессора по данным продувок плоских решеток // Труды ЦИАМ. – 1948. – № 150. – С. 49.
13. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – Самара: Сам. дом печати, 2003. – 344 с.
14. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б. Основы метода отслеживания струй (МОС) // Вестник УГАТУ. – 2015. – Т. 19, № 3(69). – С. 101–213.
15. Быков Г.А. Расчет аэродинамических характеристик осевых компрессорных ступеней на основе обобщенных зависимостей // Теплоэнергетика. – Ноябрь 1965. – № 11. – С. 79–81.

References

1. Lewis R. I. Turbomachinery Performance Analysis. Elsevier, Oxford, 1996, 328 p.
2. Galerkin Yu.B., Popov Yu.A., Prokofyev A.YU. Analiz effektivnosti elementarnykh reshetok osevykh kompressorov po dannym produvok ploskikh reshetok [Analysis of the efficiency of elementary gratings of axial compressors according to the blowing of flat gratings]. *Kompressoraya tekhnika i pnevmatika*, 2005, no. 1, pp. 13-19.
3. Galerkin Yu. B., Kozachenko L. I. Turbokompressor: Ucheb. posobiye [Turbochargers: Tutorial]. St.Peterburg: Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, 2008, 374 p.

4. Ekkert B. Osevyey i tsentrobezhnyye kompressory [Axial and centrifugal compressors]. Moscow: Gosudarstvennoye nauchno tekhnicheskoye izdatel'stvo mashinostroitel'noy literatury, 1959, 678 p.
5. Krivosheyev I.A., Rozhkov K.E. Analiz rabochikh protsessov i kharakteristik lopatochnykh mashin [Analysis of working processes and characteristics of blade machines]. *VestnikUGATU*, 2013, vol. 14, no. 5(40), pp. 3-10.
6. Kholshchevnikov K.V. Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin [Theory and calculation of aircraft blade machines]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1986, 432 p.
7. Boyce Meherwan P. Gas Turbine Engineering Handbook. Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2012, 956 p.
8. Fedorov R.M. Kharakteristiki osevykh kompressorov: monografiya [Characteristics of axial compressors: monograph]. Voronezh: Nauchnaya kniga, 2015, 220 p.
9. Komarov A.P. Issledovaniye ploskikh kompressornykh reshetok [Investigation of flat compressor grids]. Moscow: Mashinostroyeniye, *Lopatochnyye mashiny i struynyye apparaty*, 1967, no. 2, 104 p.
10. Krivosheev I.A., Kozhinov D.G., Rozhkov K.E. Changes in the engineering products performance during operation. *Procedia Engineering* 2. Ser. "2nd International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016" 2016. pp. 74-80.
11. Bunimovich A.I., Orlova G.S. Sbornik aerodinamicheskikh kharakteristik ploskikh kompressornykh reshetok [Collection of aerodynamic characteristics of flat compressor grids]. Moscow: Central Institute of Aviation Motors, 1955, 70 p.
12. Olshteyn L.E., Protserov V.G. Metod rascheta oseвого компрессора по данным продувок плоских решеток [The method of calculating the axial compressor according to the data of blowing flat grids]. *Trudy tsentralnogo instituta aviatsionnogo motorostroeniya*, 1948, no. 150, 49 p.
13. Belousov A.N., Musatkin N.F., Radko V.M. Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin [Theory and calculation of aircraft blade machines]. Samara: Sam. Dom Pechati, 2003, 344 p.
14. Krivosheyev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B. Osnovy metoda otslezhivaniya struy (MOS) [Fundamentals of jet tracking]. *VestnikUGATU*, 2015, vol. 19, no. 3(69), pp. 102-214.
15. Bykov G.A. Raschet aerodinamicheskikh kharakteristik osevykh kompressornykh stupeney na osnove obobshchennykh zavisimostey [Calculation of the aerodynamic characteristics of axial compressor stages based on generalized dependencies]. *Teploenergetika*, 1965, no. 11, pp. 79-81.

Об авторах

Кривошеев Игорь Александрович (Уфа, Россия) – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Авиационные двигатели» Уфимского государственного авиационного технического университета (450000, г. Уфа, ул. К. Маркса, д. 12, корп. 2, e-mail: krivosh@mail.ru).

Рожков Кирилл Евгеньевич (Уфа, Россия) – доцент кафедры «Авиационная теплотехника и теплоэнергетика» Уфимского государственного авиационного технического университета (450000, г. Уфа, ул. К. Маркса, д. 12, корп. 2, e-mail: rke85@mail.ru).

Симонов Николай Борисович (Уфа, Россия) – ассистент кафедры «Авиационные двигатели» Уфимского государственного авиационного технического университета (450000, г. Уфа, ул. К. Маркса, д. 12, корп. 2, e-mail: sventigo@yandex.ru).

About the authors

Igor A. Krivosheev (Ufa, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Aviation Engines, Ufa State Aviation Technical University (12, K. Marx st., Ufa, 450000, Russian Federation, e-mail: krivosh@mail.ru).

Kirill E. Rozhkov (Ufa, Russian Federation) – Associate Professor, Department of Aviation Heat Engineering and Heat Power Engineering, Ufa State Aviation Technical University (12, K. Marx st., Ufa, 450000, Russian Federation, e-mail: rke85@mail.ru).

Nikolay B. Simonov (Ufa, Russian Federation) – Assistant, Department of Aviation Engines, Ufa State Aviation Technical University (12, K. Marx st., Ufa, 450000, Russian Federation, e-mail: sventigo@yandex.ru).

Получено 07.12.2018