

УДК 621.452.3

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СПОСОБА КРЕПЛЕНИЯ ЛОПАТОК СОПЛОВОГО АППАРАТА К СТЕНКАМ КОРПУСА МАЛОРАЗМЕРНОЙ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ НА РЕСУРС ЕГО РАБОТЫ

В. А. Трушин¹, А. Ю. Чечулин², Ю. А. Шабельник³

¹trushinf@ufanet.ru, ²antt2008@yandex.ru, ³cammy@list.ru

¹ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)
²ОАО "УАП "Гидравлика"

Поступила в редакцию 26 февраля 2014 г.

Аннотация. Дан сопоставительный расчетный анализ термонапряженного состояния лопаток двух практически важных конструкций соплового аппарата центростремительной газовой турбины ВСУ: 1) монолитной конструкции; 2) конструкции с лопатками, закрепленными на стенках корпуса лишь одним из торцов. Установлено, что в монолитной конструкции как на стационарных режимах работы турбины, так и на переходных, при реальных значениях окружающей неравномерности температуры за камерой сгорания, возникновение высоких знакопеременных температурных напряжений в лопатках, существенно снижающих ресурс их работы, неизбежно

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; центростремительная турбина; сопловой аппарат; окружающая неравномерность температуры; переходные режимы работы; метод элементарных балансов; температурные напряжения; ресурс работы; параметр Ларсена–Миллера.

Широкое применение малоразмерных центростремительных турбин, как и малоразмерных осевых [1], в различных технических устройствах известно. Они обеспечивают, например, работу турбонаддувных агрегатов поршневых двигателей, малоразмерных автономных электростанций, газотурбинных двигателей наземного транспорта, вспомогательных силовых установок (ВСУ) и т. д. Требование повышения температуры газа перед центростремительной турбиной, с целью повышения эффективности цикла двигателя, приводит к необходимости охлаждать в первую очередь сопловые лопатки турбины, выполняя их полыми, с зарекомендовавшей себя дефлекторной схемой охлаждения.

Проведена оценка термонапряженного состояния соплового аппарата центростремительной турбины с 30 лопатками. Конструктивная схема узла соплового аппарата в системе центростремительной турбины ВСУ представлена на рис. 1.

Геометрия сечения пера полый лопатки схематично представлена на рис. 2, где показано разбиение расчетной области на конечные элементы для расчета температурного состояния ротора разностным методом элементарных

балансов А. П. Ваничева [2, 3]. Достоинство метода, по сравнению с методом конечных элементов (МКЭ), как отмечено в [4, 2], – в малых затратах машинного времени при достаточной точности результатов расчетов нестационарных температур в деталях сложной конфигурации.

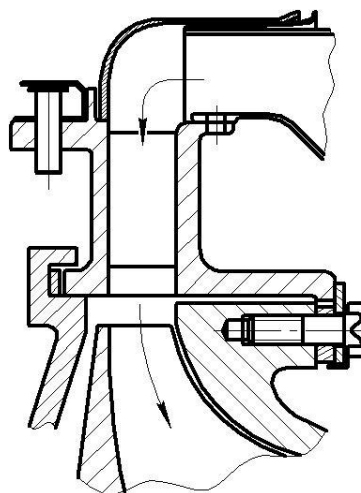


Рис. 1. Конструктивная схема узла соплового аппарата

Это достоинство метода элементарных балансов позволяет применять его на бортовых компьютерах, оценивая остаточный ресурс работы турбины при базировании авиационной техники в полевых условиях.

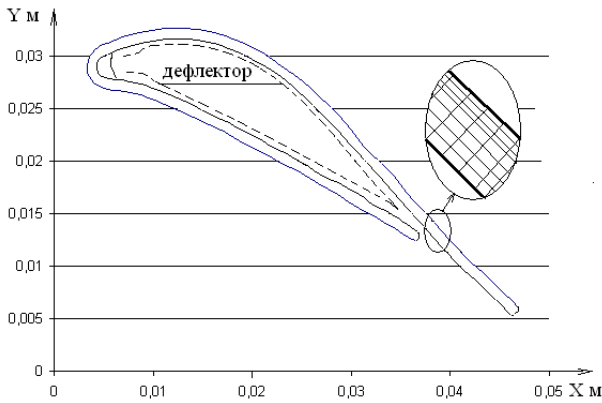


Рис. 2. Разбиение расчетной области на конечные элементы для расчета температурного состояния лопатки методом элементарных балансов

Коэффициенты теплоотдачи на поверхности лопаток соплового аппарата со стороны газа определялись по рекомендациям [5], а в воздушной полости расположения дефлектора – по рекомендациям [6]. Температура пленки на стекателе выходной кромки со стороны корытца определялась на основании экспериментальных данных [7].

Расчет нестационарных температур в элементах лопатки на переходных режимах работы центростремительной турбины, как и в работе [1] для осевой турбины, проводился по неявной схеме Кранка–Николсона по формуле [8]

$$c_i c_i \cdot m_i \cdot \frac{(T_i^{n+1} - T_i^n)}{\Delta \tau} = \sum_j 0.5 \cdot k_{ij}^{n+1} F_{ij} \cdot (T_i^{n+1} - T_i^{n+1}) + 0.5 \cdot k_{ij}^{n+1} F_{ij} \cdot (T_i^n - T_i^n) \quad (1)$$

где c, m – теплоемкость материала элемента и его масса; $\Delta \tau$ – шаг по времени; k – обобщенная тепловая проводимость на контакте элементов по площади F . Надстрочный индекс n относится к начальному моменту времени шага $\Delta \tau$, а подстрочные индексы i и j относятся к расчетному элементу и к соседнему соответственно.

Достоверность результатов расчетов выбранным методом элементарных балансов по схеме Кранка–Николсона обоснована тестовыми сопоставительными расчетами для круглого стержня конечной длины $2L$ и диаметром $2R$, теоретическое решение для которого приведено в [9].

Для бесконечной пластины решение имеет вид

$$T_\tau = T_0 + (T_{\tau=0} - T_0) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \cdot \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n} \times \cos \left(\mu_n \frac{x}{R} \right) \cdot \exp \left(-\mu_n^2 \cdot \frac{a \cdot \tau}{R^2} \right), \quad (2)$$

а для бесконечного цилиндра – вид

$$T_\tau = T_0 + (T_{\tau=0} - T_0) \times \sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0 \left(\mu_n \frac{r}{R} \right) \times \exp \left(-\mu_n^2 \frac{a \cdot \tau}{R^2} \right). \quad (3)$$

Значения A_n, μ_n и функций Бесселя J_0 в зависимости от числа Bi для пластины и для цилиндра соответственно приведены в [10].

Хорошая согласованность конечно-разностных расчетов нестационарных температур по формуле (1) с теоретическими, для элемента на среднем радиусе круглого стержня конечной длины на равных расстояниях от его торцов, видна из рис. 3, где пунктирная линия 1 относится к теоретическому решению, а линия 2 – к конечно-разностному.

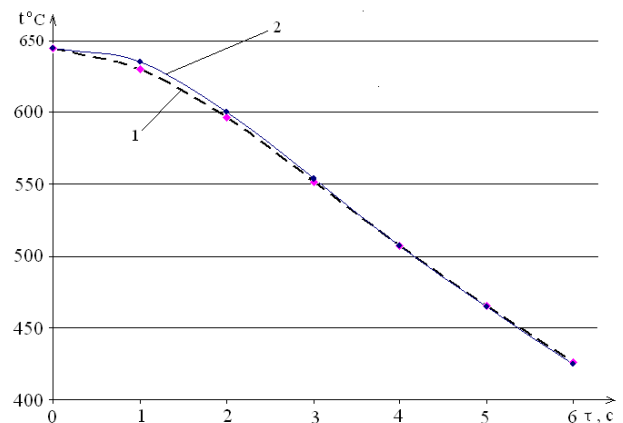


Рис. 3. Сопоставление результатов конечно-разностных расчетов нестационарных температур по формуле (1) с теоретическими для одного из элементов разбиения стержня

Применимость метода МКР для расчетов нестационарных температур в лопатках турбин обоснована также расчетно-экспериментально в [11].

Для стационарных режимов работы турбины уравнение теплового баланса для элемента ротора имеет вид

$$T_{i,j} = \frac{\sum k_{i,j} \cdot T_{i,j} \cdot F_{i,j}}{\sum k_{i,j} \cdot F_{i,j}}. \quad (4)$$

На рис. 4 представлены результаты расчета температур лопаток соплового аппарата турбины

ны на номинальном режиме работы двигателя (линия 1 соответствует температуре газа; линия 2 – воздуха внутри лопатки вокруг дефлектора; линия 3 – поверхности лопатки со стороны газа), а также на режиме повышенной нагрузки (линия 4 соответствует температуре газа; линия 5 – воздуха внутри лопатки вокруг дефлектора; линия 6 – поверхности лопатки со стороны газа). Линия 7 на рис. 4 соответствует температуре поверхности лопатки через 1 секунду после начала перехода от номинального режима работы турбины на режим повышенной нагрузки (наброс нагрузки).

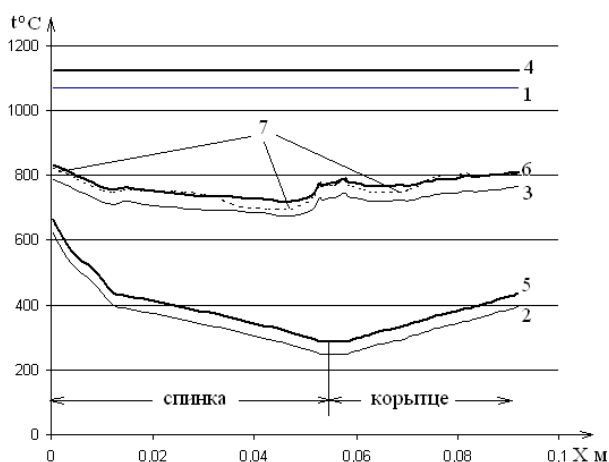


Рис. 4. Температуры газа, воздуха и элементов сопловой лопатки на стационарных и в один из моментов переходного режима работы турбины при набросе нагрузки

На рис. 5 представлены результаты расчета температур лопаток соплового аппарата турбины на режиме повышенной нагрузки работы двигателя (линия 1 соответствует температуре газа; линия 2 – воздуха внутри лопатки вокруг дефлектора; линия 3 – поверхности лопатки со стороны газа), а так же на номинальном (линия 4 соответствует температуре газа; линия 5 – воздуха внутри лопатки вокруг дефлектора; линия 6 – поверхности лопатки со стороны газа). Линия 7 на рис. 5 соответствует температуре поверхности лопатки через 1 секунду после начала перехода от режима повышенной нагрузки работы турбины на номинальный (сброс нагрузки), а линия 8 – через 8 секунд после начала сброса нагрузки.

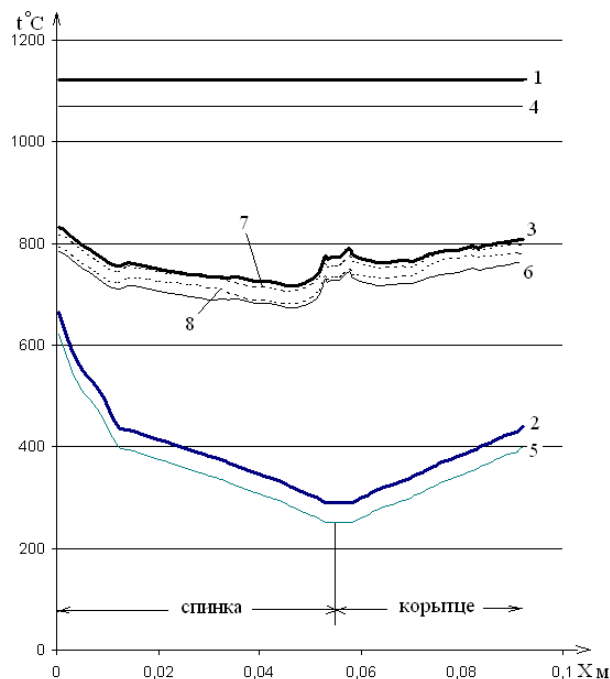


Рис. 5. Температуры газа, воздуха и элементов сопловой лопатки на стационарных и в двух из моментов переходного режима работы турбины при сбросе нагрузки

Расчет нормальных напряжений

В турбинной лопатке нормальные напряжения на элементарной площадке поперечного сечения определяются по формуле [12, 13]:

$$\sigma = E \cdot \left(\frac{N}{\int_F E dF} + \frac{M_\xi \cdot \eta}{\int_F E \cdot \eta^2 dF} - \frac{M_\eta \cdot \xi}{\int_F E \cdot \xi^2 dF} + \frac{\int_F E \cdot \alpha_T \cdot T \cdot dF}{\int_F E \cdot dF} + \eta \cdot \frac{\int_F E \cdot \eta \cdot \alpha_T \cdot T \cdot dF}{\int_F E \cdot \eta^2 \cdot dF} + \xi \times \frac{\int_F E \cdot \xi \cdot \alpha_T \cdot T \cdot dF}{\int_F E \cdot \xi^2 \cdot dF} - \alpha_T \cdot T \right). \quad (5)$$

где α_T и E – коэффициент линейного расширения и модуль упругости материала рассматриваемого элемента, являющиеся функцией его температуры T ; N – растягивающая нормальная сила; M_ξ и M_η – составляющие изгибающих моментов относительно главных центральных осей ξ и η сечения пера лопатки (рис. 6).

Растягивающая нормальная сила от центробежных сил в лопатках ротора на радиусе R определяется по формуле

$$N = \rho \omega^2 \times \int_R^{R_2} F \cdot R dR + \rho_n \cdot \omega^2 \int_R^{R_2} F_n \cdot R dR, \quad (6)$$

где R_2 – периферийный радиус лопатки; F и F_n – площадь поперечного сечения пера лопатки.

ки по металлу и по неметаллическому теплозащитному покрытию; ρ и ρ_n – плотность материала пера лопатки и теплозащитного покрытия; ω – частота вращения ротора.

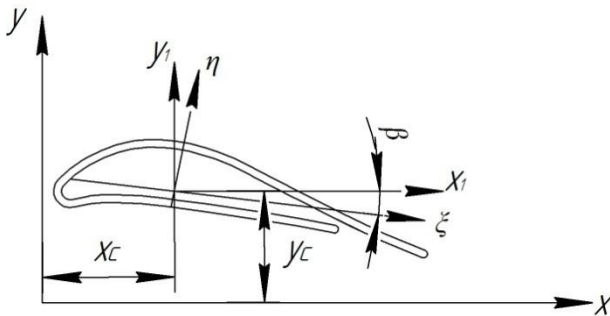


Рис. 6. К определению главных центральных осей ξ и η сечения пера лопатки относительно произвольных координат x и y

Составляющие изгибающих моментов относительно главных центральных осей ξ и η пера лопатки M_ξ и M_η определяются следующим образом: по мощности турбины и ее режимным и геометрическим параметрам определяются изгибающие моменты M_x и M_y в корневом сечении лопатки с радиусом R_1 относительно осей x и y , проходящих через центр тяжести корневого сечения. При этом ось x параллельна оси турбины. Координаты центра тяжести расчетного сечения на радиусе R относительно осей x и y корневого сечения определяются по формулам

$$x_c = \frac{\int_F E \cdot x \cdot dF}{\int_F E \cdot dF}; \quad y_c = \frac{\int_F E \cdot y \cdot dF}{\int_F E \cdot dF}, \quad (7)$$

где x и y – координаты центра тяжести элемента dF .

Через центр тяжести рассматриваемого сечения проходят центральные оси x_1 и y_1 , относительно которых элемент dF имеет координаты

$$x_1 = x - x_c; \quad y_1 = y - y_c. \quad (8)$$

Главные центральные оси ξ и η определяются поворотом осей x_1 и y_1 на угол β (рис. 6), определяемым по уравнению

$$\operatorname{tg} 2\beta = \frac{2 \int_F E \cdot x_1 \cdot y_1 \cdot dF}{\int_F E \cdot x_1^2 \cdot dF - \int_F E \cdot y_1^2 \cdot dF}. \quad (9)$$

Тогда координаты центра тяжести элемента dF относительно главных центральных осей определяются по формулам

$$\xi = x_1 \cdot \cos \beta + y_1 \cdot \sin \beta; \quad (10)$$

$$\eta = -x_1 \cdot \sin \beta + y_1 \cdot \cos \beta, \quad (11)$$

а составляющие изгибающих моментов относительно главных центральных осей определяются по формулам

$$M_\xi = M_x \cdot \cos \beta + M_y \cdot \sin \beta; \quad (12)$$

$$M_\eta = M_x \cdot \sin \beta - M_y \cdot \cos \beta. \quad (13)$$

При отсутствии растягивающей силы N и изгибающих моментов M_ξ и M_η уравнение (5) упрощается. В нем остаются только члены, определяющие термическое напряжение

$$\sigma = E \cdot \left(\frac{\int_F E \cdot \alpha_T \cdot T \cdot dF}{\int_F E \cdot dF} + \eta \cdot \frac{\int_F E \cdot \eta \cdot \alpha_T \cdot T \cdot dF}{\int_F E \cdot \eta^2 \cdot dF} + \xi \cdot \frac{\int_F E \cdot \xi \cdot \alpha_T \cdot T \cdot dF}{\int_F E \cdot \xi^2 \cdot dF} - \alpha_T \cdot T \right). \quad (14)$$

Рассматриваемый сопловой аппарат центростремительной турбины изготовлен из турбинной стали ЖС32-ВИ, для которой [14, 15]:

модуль упругости

$$E = 1,25 \cdot 10^5 \cdot (1 - 2,8 \cdot 10^{-7} \cdot (t^\circ\text{C})^2) \text{ МПа};$$

коэффициент линейного расширения

$$\alpha_T = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot (1 + 4 \cdot 10^{-9} \cdot (t^\circ\text{C})^{2,8}) \text{ 1/К};$$

Результаты расчета термических напряжений в поверхностном слое лопатки соплового аппарата рассматриваемой центростремительной турбины со стороны газа, по температурам в сечении пера лопатки представлены на рис. 7, где линия 1 соответствует напряжениям на номинальном режиме работы турбины, линия 2 – на режиме повышенной нагрузки, а линия 3 – значениям напряжений через 8 секунд после наброса нагрузки (переход от номинального режима).

На рис. 8 представлены для сопоставления результаты расчета термических напряжений в поверхностном слое лопатки со стороны газа (линия 1) и со стороны воздуха (линия 2) в полости дефлектора.

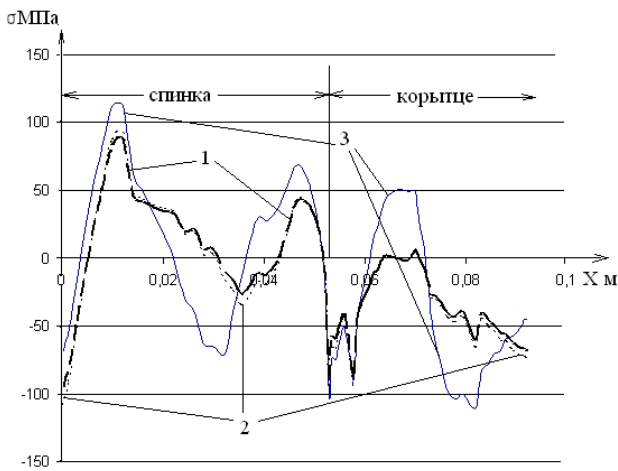


Рис. 7. Результаты расчета термических напряжений в поверхностном слое сопловой лопатки турбины со стороны газа на стационарных режимах работы турбины и в один из моментов наброса нагрузки

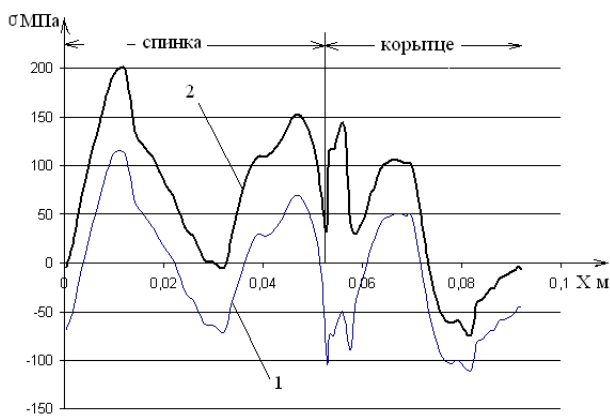


Рис. 8. Результаты расчета термических напряжений в поверхностном слое сопловой лопатки турбины со стороны газа (линия 1) и со стороны воздуха (линия 2) в один из моментов времени при набросе нагрузки

Следует иметь в виду, что на термические напряжения в лопатке от неравномерности температурного поля в сечении ее пера накладываются напряжения от окружающей неравномерности температуры газа на выходе из камеры сгорания (на входе в сопловой аппарат) Θ . Окружающая неравномерность температуры газа определяется формулой

$$\theta = \frac{T_{\max}^* - T_G^*}{T_G^* - T_K^*}, \quad (15)$$

где T_G^* , T_{\max}^* и T_K^* – осредненная температура газа (расчетная), максимальная и температура воздуха за компрессором соответственно.

Для рассматриваемой турбины на номинальном режиме работы двигателя $\Theta = 0,2$; $T_G^* = 1205$ К; $T_K^* = 523$ К, следовательно $T_{\max}^* = 1342$ К (1069° С).

На режиме повышенной нагрузки работы двигателя $\Theta = 0,2$; $T_G^* = 1256$ К; $T_K^* = 562$ К, следовательно, $T_{\max}^* = 1395$ К (1122° С).

Результаты расчета дополнительных термических напряжений в лопатках соплового аппарата по осредненным значениям их температур от окружающей неравномерности температуры газа на входе в сопловой аппарат показали, что эти дополнительные напряжения существенны и могут в 2 раза превышать термические напряжения от неравномерности температурного поля в сечении пера лопатки.

Оценка ресурса работы сопловых лопаток по параметру Ларсена–Миллера [16] проводилась в следующем порядке.

По заданному запасу прочности $K_\sigma = \frac{\sigma_{\tau,t}}{\sigma} = (1,5 \dots 2,5)$ [16] и рассчитанным напряжениям σ определяют предел длительной прочности $\sigma_{\tau,t} = \sigma \cdot K_\sigma$, по которому находится параметр Ларсена–Миллера P для данного материала $P = f(\sigma_{\tau,t})$ для каждого элемента разбиения. Связь P с $\sigma_{\tau,t}$ для турбинной стали ЖС32-ВИ графически представлена на рис. 9.

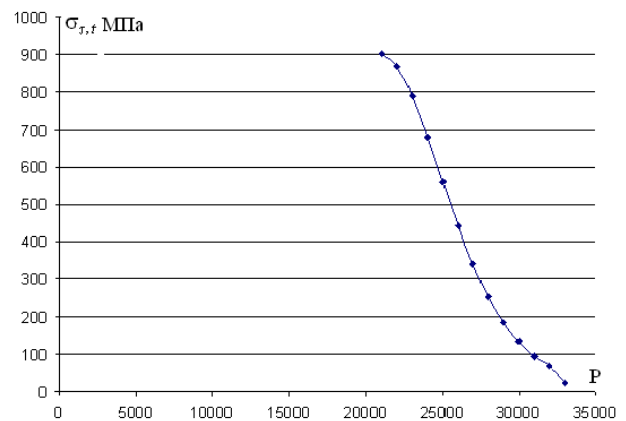


Рис. 9. Связь параметра Ларсена–Миллера P с пределом длительной прочности $\sigma_{\tau,t}$ для турбинной стали ЖС32-ВИ

Параметр P зависит от t ($^\circ$ С) и τ (часы) по формуле [16]:

$$P = (t + 273) \cdot (\lg \tau + 20), \quad (16)$$

откуда ресурс работы лопатки по данному рассматриваемому элементу определится как

$$\tau = 10^{\left(\frac{P}{t+273}-20\right)}, \quad (17)$$

Проведен расчет ресурса работы сопловой лопатки по температурному состоянию элемента на поверхности со стороны газа на конце стекателя спинки лопатки (точка на линии 6 слева на рис. 4, где $t = 831,8^\circ\text{C}$), где термическое напряжение сжатия только от неравномерности температурного поля по обводу профиля лопатки $\sigma = -106,2$ МПа (на рис. 7 на линии 2 точка слева), при запасе прочности $K_\sigma = 2$ предел длительной прочности определится как:

$$\sigma_{\tau,t} = \sigma \cdot K_\sigma = 212,4 \text{ МПа.}$$

Этому значению предела длительной прочности $\sigma_{\tau,t}$ соответствует параметр Ларсена–Миллера $P = 28700$ (рис. 9 для турбинной стали ЖС32-ВИ). Полученное значение параметров соответствует термонапряженному состоянию лопаток в сопловом аппарате немонолитной конструкции, в котором лопатки закреплены в корпусе лишь одним концом и могут свободно удлиняться или сокращаться в соответствии с их осредненной температурой. Расчет ресурса работы τ лопатки по этим параметрам по формуле (17) дает многие тысячи часов.

В монолитной конструкции, в которой оба торца лопаток закреплены на элементах корпуса и не могут свободно удлиняться или сокращаться, на термические напряжения сжатия только от неравномерности температурного поля по обводу профиля лопатки накладываются термические напряжения от окружающей неравномерности температуры газа Θ на входе в сопловый аппарат. При значении $\Theta = 0,2, 30$ лопаток имеют осредненную температуру 586°C , а 6 из них из-за окружающей неравномерности температуры газа – температуру 700°C , дополнительные напряжения сжатия составляют $\sigma = -209,3$ МПа. Суммарно на рассматриваемом элементе стекателя спинки лопатки напряжения сжатия составят

$$\sigma_\Sigma = -209,3 + (-106,2) = -315,5 \text{ МПа,}$$

а ресурс работы τ лопатки по этим параметрам по формуле (17) катастрофически падает до значения менее сотни часов.

ВЫВОДЫ

Исследовано влияние переходных режимов работы центробежной турбины ВСУ на термонапряженное состояние лопаток соплового аппарата, а также влияние окружающей нерав-

номерности температуры газа за камерой сгорания. Расчетно-аналитически установлено существенное влияние окружающей неравномерности температуры газа за камерой сгорания на снижение ресурса работы соплового аппарата центробежной турбины ВСУ монолитной конструкции по сравнению с сопловым аппаратом, у которого лопатки закреплены в корпусе лишь одним концом и могут свободно удлиняться или сокращаться в соответствии с их осредненной температурой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трушин В. А., Чечулин А. Ю. Математическая модель расчета радиального зазора между рабочими лопатками и корпусом турбины // Вестник УГАТУ. Т. 16 № 1 (46), 2012. С. 82–86. [V. A. Trushin, A. Y. Chechulin, "A mathematical model for calculating the radial clearance between the rotor blades and the turbine housing," (in Russian), *Vestnik UGATU*, vol. 16, no. 1 (46), pp. 82-86, 2012.]
2. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: справочник / Под ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. М.: МЭИ, 2000. 528 с. [*Thermal Engineering and Heat Engineering: General questions: Handbook*, Ed. by A. V. Klimenko and V. M. Zorina, (in Russian). Moscow: MEI, 2000.]
3. Ваничев А. П. Приближенный метод решения задач теплопроводности при переменных константах // Изв. АН СССР. Отд-ние техн. наук. 1946. № 12. С. 1767–1774. [A. P. Vanichev, "Approximate method for solving problems of heat conduction with variable constants," (in Russian) *Izvestiya AN USSR, Technical dept.*, no. 12. pp. 1767-1774, 1946.]
4. Эмери А., Карсон В. Оценка применимости метода конечных элементов при расчетах температур. Теплопередача // Тр. Америк. об-ва инж.-механиков / Пер. с англ. 1971. № 2. С. 6–16. [A. Emery and V. Karson, "Assessment of the applicability of finite element method for the calculation of temperatures. heat transfer," (in Russian), *American Society of Mechanical Engineers* (Translate from English), no. 2, pp. 6-16, 1971.]
5. Почуев В. П., Щербakov В. Ф. Исследование локального теплообмена поверхности решеток турбинных лопаток // Теплоэнергетика. 1978. № 10. С. 37–41. [V. P. Pochuev, V. F. Shcherbakov, "Study of local heat transfer surface gratings turbine blades," (in Russian), *Thermal Engineering*, no. 10, pp. 37-41, 1978.]
6. Локай В. И., Бодунов М. Н., Жуйков В. В., Щукин А. В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1993. 288 с. [V. I. Lokai, M. N. Bodunov, V. V. Zuiikov, and A. V. Shchukin, *Heat transfer in detail cooled gas turbine engines of aircraft*, (in Russian). Moscow: Mashinostroyeniye, 1993.]
7. Трушин В.А. Пленочное охлаждение турбинных лопаток. Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1988. 78 с. [V. A. Trushin, *Film cooling of turbine blades*, (in Russian). Ufa: UGATU, 1988.]
8. Чекалин В. В. Разностный метод расчета нестационарного нагрева конструкций // Методы расчетов температурных полей и теплоизоляции летательных аппаратов / Под ред. И. И. Дракина. М.: Машиностроение, 1966. 102 с.

[V. V. Chekalin, "Difference method for calculating unsteady heat production," in *Methods of calculation of temperature fields and thermal insulation of aircraft*, Ed. by I. I. Drakin, (in Russian). Moscow: Mashinostroeniye, 1966.]

9. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с. [V. P. Isachenko, V. A. Osipova, and A. S. Sukomel, *Heat transfer*, (in Russian). Moscow: Energoizdat, 1981.]

10. **Лыков А. В.** Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 600 с. [A. V. Lukov, *Theory of Heat Conduction*, (in Russian). Moscow: Vysshaya Schkola, 1967.]

11. **Трушин В. А., Трушин О. В.** Термобарьерное покрытие турбинной лопатки турбины на переходных режимах работы ГТД // Изв. вузов. Авиационная техника. 2006. № 4. С. 50–52. [V. A. Trushin and O. V. Trushin, "Thermal barrier coating on turbine blade turbine transient operating GTE," (in Russian), *Izvestiya vuzov. Aviacionnaya tekhnika*, no. 4, pp. 50-52, 2006.]

12. **Жирицкий Г. С., Локай В. И., Максимова М. К., Струнkin В. А.** Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1971. 620 с. [G. S. Zhiritsky et al, *Gas turbine aircraft engines*, (in Russian). Moscow: Mashinostroeniye, 1971.]

13. **Третьяченко Г. Н., Кравчук Л. В., Куриат Р. И., Волощенко А. П.** Несущая способность лопаток газовых турбин при нестационарном тепловом и силовом воздействии. К.: Наукова думка, 1975. 295 с. [G. N. Tretyachenko, *at al., Bearing capacity of gas turbine blades under unsteady thermal and force action*, (in Russian). Kiev: Naukova dumka, 1975.]

14. **Кузнецов В. П., Лесников В. П., Конакова И. П.** Структура и свойства жаропрочного никелевого сплава ЖС32-ВИ. Справочник. Екатеринбург: Квист, 2010. 84 с. [V. P. Kuznetsov, *et al., Structure and properties of heat-resistant nickel alloy ZHS32-VI. Handbook*, (in Russian). Ekaterinburg: Kvist, 2010.]

15. **Трушин В. А.** Термонапряженное состояние рабочей лопатки турбины с термобарьерным покрытием на переходных режимах работы ВРД // Изв. вузов. Авиационная техника. 2013. № 4. С. 32–34. [V. A. Trushin, "Thermally stressed state of the working turbine blades with thermal barrier coating on the transient operating GTE," (in Russian), *Izvestiya vuzov. Aviacionnaya tekhnika*, no. 4, pp. 32-34, 2013.]

16. **Термопрочность** деталей машин. (Теория. Экспериментальные исследования. Расчет) / Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. М.: Машиностроение, 1975. 455 с. [*Thermal strength of machine parts. (Theory. Experimental studies. Calculation)*, Ed. by I. A. Birger, B. F. Schorr, (in Russian). Moscow: Mashinostroeniye, 1975.]

ОБ АВТОРАХ

ТРУШИН Владимир Алексеевич, проф. каф. авиационной теплотехники и теплоэнергетики. Дипл. инж.-мех. по авиац. двигателям (УАИ, 1960). Д.-р. техн. наук (УАИ, 1985). Иссл. в обл. моделирования и расчета турбин.

ЧЕЧУЛИН Анатолий Юрьевич гл. конструктор. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1976). Канд. техн. наук по тепл. двиг. (МНПО «Союз», 1989). Иссл. в обл. систем управления авиац. двиг.

ШАБЕЛЬНИК Юлия Андреевна, нач. бюро, асп. каф. авиац. двигателей. Дипл. инж. по авиац. двиг. и энергоустановкам (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. моделир. и расчета турбин.

METADATA

Title: Estimation of influence of fixing method nozzle blade against a housing wall of small centripetal turbine at its service life

Authors: V. A. Trishin, A. Y. Chechulin, Y. A. Shabelnik.

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia. Gidravlika, Russia.

Email: trushinf@ufanet.ru, antt2008@yandex.ru, cammy@list.ru .

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 18, no. 3 (64), pp. ...-..., 2014. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: Comparative analysis of the data estimated thermal stress state of the blades of two structures of the nozzle unit of the centripetal gas turbine APU: 1) of monolithic design, and 2) design with blades attached to the walls of the enclosure only one of the ends. Found that in the monolithic design on stationary modes of operation of the turbine, and the transition, for real values of the circumferential temperature non-uniformity in the combustion chamber, the appearance of alternating high thermal stresses in the blades, substantially reducing their operational life is inevitable.

Key words: gas turbine engine; centripetal turbine; nozzle assembly; peripheral uneven temperature; transient modes; the method of elementary balances; thermal stresses; operating life; Larsen–Miller parameter.

About authors:

TRUSHIN, Vladimir Alekseevich, Prof., Dept. of Aviation Heat-and-Power Engineering. Dipl. Ing. Mech. (USATU, 1960) Dr. of Tech. Sci. (USATU, 1985). Scientific interests: modeling and calculation of turbines

CHECHULIN, Anatolii Yurievich, Chief designer. Dipl. Ing. Mech. (USATU, 1976). Cand. of Tech. Sci. (MNPO "Souz", 1989) Scientific interests: control system of aircraft engine

SHABELNIK, Yuliya Andreevna, Postgrad. (PhD) Student, Dipl. Ing. Mech. (USATU, 2010) Scientific interests: modeling and calculation of turbines