

Расчет и конструирование машин

УДК 621.452.322: 666.64: 539.4: 536.2

Исследование статической прочности замкового соединения керамической лопатки и металлического диска газовой турбины

С.В. Резник, Д.В. Сапронов

Турбинные лопатки, изготовленные из керамического материала, позволяют повысить КПД газотурбинного двигателя за счет увеличения рабочей температуры газа на выходе из камеры сгорания и уменьшения потерь воздуха при охлаждении лопаток, а также существенно снизить массу деталей благодаря низкой плотности керамики, но они очень хрупкие. Исследована статическая прочность замкового соединения типа «елочка» рабочего колеса ступени турбины низкого давления с лопатками из высокопрочного нитридного горячепрессованного материала ОТМ-914; проанализированы две конструкции: с лопатками из высокопрочного нитридного горячепрессованного материала и с металлическими лопатками из серийного жаропрочного никелевого сплава. Для анализа запаса по несущей способности керамического хвостовика предложено использовать расчетный метод, основанный на математическом моделировании методом конечных элементов и критерии хрупкого разрушения. Исследования показали, что при использовании керамических лопаток необходимо проводить оптимизацию конструкции замкового соединения с целью обеспечения прочности.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, турбина, керамическая лопатка, горячепрессованный нитрид кремния ОТМ-914, критерий хрупкого разрушения.

Study of the static strength of a ceramic blade inserted in a gas turbine metal disk

S.V. Reznik, D.V. Sapronov

The use of ceramic turbine blades can increase the efficiency of gas turbine engines due to the increased operating gas temperature at the combustion chamber outlet and the reduced air consumption for cooling the blades, as well as significantly reduce the weight of parts due to the low density of ceramics. The main



РЕЗНИК
Сергей Васильевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

REZNIK
Sergey Vasil'evich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



САПРОНОВ
Дмитрий Владимирович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
(ФГУП ЦИАМ
им. П.И. Баранова)

SAPRONOV
Dmitriy Vladimirovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University,
Central Institute of Aviation
Motors n.a. P.I. Baranov)

disadvantage of ceramic parts is the fragility of the material, which limits their durability. In this study, the static strength of a herringbone-type interlock between a low-pressure turbine wheel and hot-pressed OTM-914 blades is studied. Two designs of blades made of high-strength hot-pressed silicon nitride and a heat-resistant nickel alloy are analyzed. To evaluate the bearing capacity of a ceramic blade root, a calculation method based the finite element method and the brittle fracture criterion is proposed. The results of research show that the interlock structure must be optimized to ensure the required strength of ceramic blades. This study improves our knowledge about the application of ceramic materials in advanced gas turbine engines.

Keywords: gas turbine engine, turbine, ceramic blade, hot-pressed silicon nitride OTM-914, brittle fracture criterion.

Создание новых жаропрочных неметаллических материалов, разработка и внедрение высокотемпературных турбин ведутся в нашей стране и за рубежом еще с 1960-х годов [1–3]. Предполагается, что использование керамических материалов позволит сократить расход топлива (благодаря повышению рабочей температуры деталей и уменьшению потерь воздуха при охлаждении лопаток), снизить массу деталей при высокотемпературных и высокочастотных режимах работы.

Основной неблагоприятный фактор при использовании керамических деталей — хрупкость материала, которая ограничивает их долговечность. Главной проблемой при создании ротора с работающими на растяжение под действием центробежных сил керамическими лопатками является обеспечение прочности замкового соединения [4].

Цель данной работы — сравнение вариантов конструкции узла замкового соединения типа «елочка» диска с керамическими и металлическими лопатками на основе методов численного моделирования статического напряженно-деформированного состояния (НДС) в условиях максимально высоких температур газового потока.

Замковое соединение диска с лопатками газотурбинного двигателя (ГТД) — высоконагруженный элемент сложной формы, в котором под действием центробежных сил рабочего ко-

леса и газовых усилий возникают растягивающие, изгибные, температурные и вибрационные напряжения.

Статическую прочность замковых соединений определяют расчетным путем на моделях, учитывающих номинальные напряжения в опасных сечениях или напряжения в опасных точках. Запасы статической прочности по номинальным напряжениям растяжения, изгиба и среза являются нормируемыми величинами. Существуют рекомендации по допустимым напряжениям смятия для каждого режима работы [5].

Важная характеристика статической прочности — запас по несущей способности (максимальная нагрузка, которую способны выдерживать элементы конструкции). Для рабочего колеса характерной нагрузкой является частота вращения.

Для экспериментального подтверждения статической прочности выступов диска и хвостовиков лопаток проводят испытания с перегрузкой по отношению к эксплуатационным условиям на разгонном стенде. Однако из-за высокой стоимости их проводят только на конечных этапах сертификации двигателей. На начальных этапах проектирования целесообразно использовать численные методы определения НДС [6].

В данной работе проведен расчет НДС замкового соединения рабочего колеса турбины для двух вариантов конструкции с определением запасов местной статической прочности и запасов по разрушающей частоте вращения с использованием критериев разрушения пластических и хрупких материалов для наиболее опасных зон. Выполнена оценка циклической долговечности ступицы диска на базе цикла «0- \max -0» (максимальное нагружение — останов), упрощенно моделирующего полетный цикл.

Постановка задачи. Исследовалось неохлаждаемое рабочее колесо турбины низкого давления типового малоразмерного авиационного двигателя с периферийным диаметром рабочего колеса турбины на выходе 626 мм. Частота вращения 11 460 об/мин соответствовала наиболее тяжелому режиму работы двигателя, максимальная температура достигала 900 °С. В качестве материала лопаток рассматривались горячепрессованный нитрид кремния плотностью 3 450 кг/м³ и серийный

жаропрочный никелевый сплав плотностью 8 400 кг/м³. Механические характеристики материалов были предоставлены ОНПП «Технология» и ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

Основным допущением в работе являлось использование детерминированного подхода при оценке прочности детали из керамического материала. Экспериментальные данные ведущих авиадвигателестроительных фирм показывают, что часть лопаток может разрушаться при меньших напряжениях, чем принятый при расчете предел прочности. В настоящее время недостаточно разработаны модели разрушения керамических материалов. Поэтому необходимо использовать вероятностные методы расчета статической прочности, учитывающие разброс механических свойств материала [7].

Критерии статической прочности для хрупких материалов определяются важным свойством — их прочность при сжатии выше, чем при растяжении. Основной вклад в разрушение вносят нормальные напряжения. Критерий максимального нормального напряжения [8]:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 < \sigma_B, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентное напряжение, МПа; σ_1 — первое главное напряжение, МПа; σ_B — предел прочности материала при одноосном растяжении, МПа.

У пластических материалов разрушение определяется преимущественно касательными напряжениями. Основным критерием разрушения является критерий интенсивности напряжений:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} < \sigma_B. \quad (2)$$

Здесь $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ — нормальные и касательные напряжения в трех взаимно перпендикулярных площадках с нормальми x, y, z , МПа.

Конечно-элементная модель рабочего колеса (РК) ТНД (рис. 1) представляет собой сектор рабочего колеса под одну лопатку.

При расчете принимались следующие граничные условия (рис. 2):

- тепловое поле и частота вращения $\omega = 11\,460$ об/мин, соответствующие наиболее тяжелому режиму работы двигателя, получены из предварительного расчета;

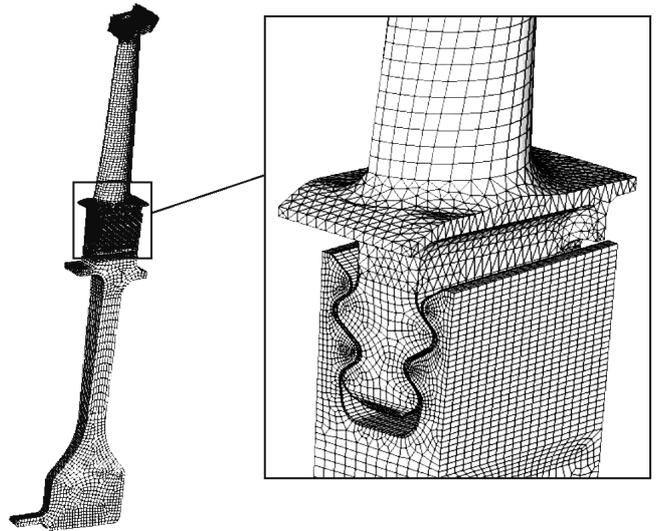


Рис. 1. Конечно-элементная модель РК ТНД

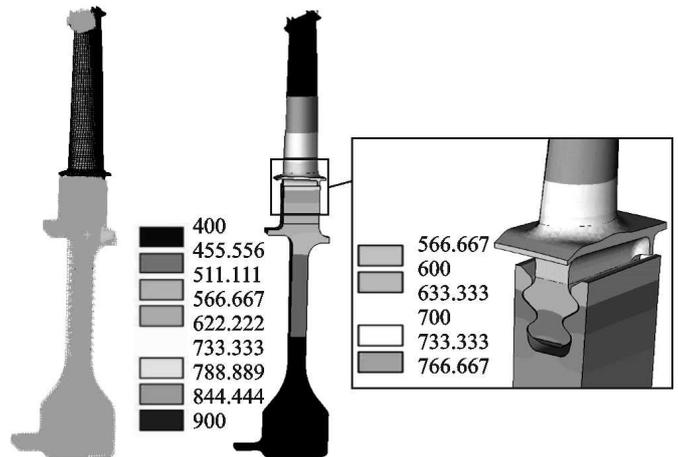


Рис. 2. Граничные условия и тепловое поле, °С, в модели РК ступени ТНД

- условие контакта в замке и между бандажными полками;
- условие циклической симметрии;
- ограничение перемещений нескольких узлов сектора диска в осевом направлении, чтобы исключить перемещение модели как жесткого целого.

Анализ НДС РК с керамическими и металлическими лопатками. Сначала проводился расчет НДС РК. Распределение эквивалентных напряжений в РК при наиболее тяжелом режиме работы с частотой 11 460 об/мин показан на рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений в пазах диска для моделей металлический

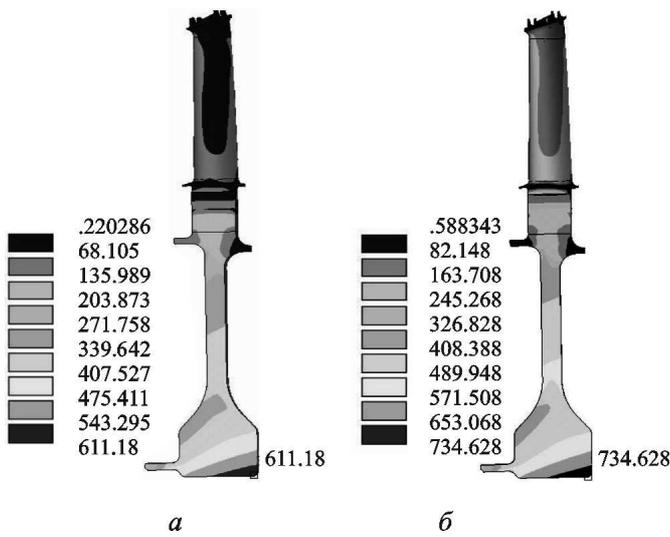


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений, МПа, в модели металлический диск/керамическая лопатка (а) и металлический диск/металлическая лопатка (б) при $\omega = 11\ 460$ об/мин

диск/керамическая лопатка и металлический диск/металлическая лопатка представлено на рис. 4. Распределение первых главных и экви-

валентных напряжений в хвостовике лопатки для моделей металлический диск/керамическая лопатка и металлический диск/металлическая лопатка показано на рис. 5.

Рабочее колесо с лопатками, выполненными из керамического материала ОТМ-914, имеет массу 20 084 г, что на 19,5% меньше массы рабочего колеса с никелевыми лопатками. Уменьшение массы способствует снижению инертности деталей. В модели металлический диск/керамические лопатки максимальное эквивалентное напряжение в ступице диска рабочего колеса ниже на 20,2%. Расчет показал, что в обоих случаях наиболее опасной областью в замковой части диска с точки зрения статической прочности является радиус перехода контактных граней выступа диска в дно паза со стороны входа. Максимальное эквивалентное напряжение по Мизесу в пазах диска модели металлический диск/керамическая лопатка ниже, чем в модели металлический диск/металлическая лопатка на 35%. В хвостовике лопатки наиболее опасными областями являются радиусы пе-

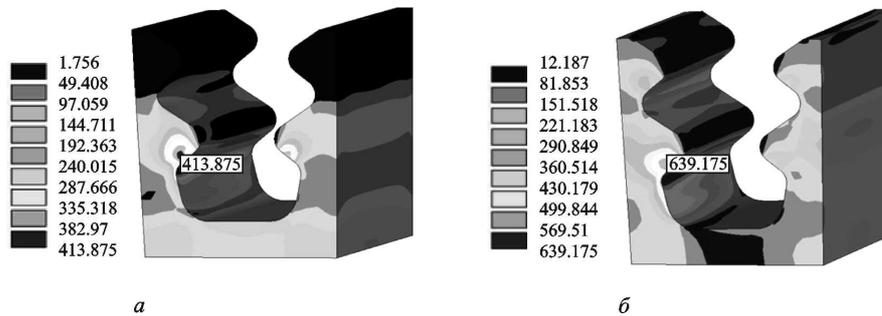


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений, МПа, в пазах диска модели металлический диск/керамическая лопатка (а) и металлический диск/металлическая лопатка (б) при $\omega = 11\ 460$ об/мин

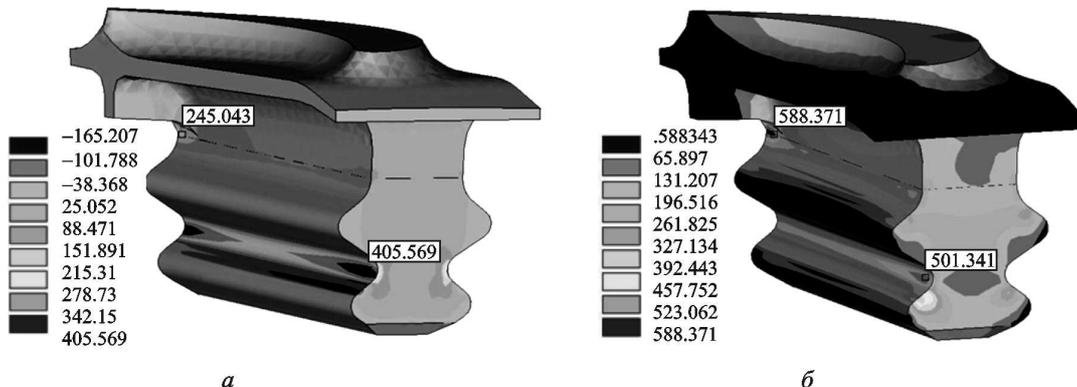


Рис. 5. Распределение первых главных напряжений, МПа, в хвостовике модели металлический диск/ керамическая лопатка (а) и в хвостовике модели металлический диск/металлическая лопатка (б) при $\omega = 11\ 460$ об/мин

рехода от верхнего зуба к нижнему и от контактной грани к ножке лопатки. Максимальное значение эквивалентного напряжения по Мизесу в хвостовике модели металлический диск/металлическая лопатка составляет $\sigma_{\text{экв}}=588$ МПа, а максимальное значение первого главного напряжения в хвостовике модели металлический диск/керамическая лопатка — $\sigma_1=406$ МПа. Контактные давления в модели металлический диск/керамическая лопатка меньше на 38%. Местные запасы статической прочности для наиболее опасных зон при частоте вращения 11 460 об/мин приведены в табл. 1.

Таблица 1

Местный запас статической прочности для наиболее опасных зон при $\omega = 11\,460$ об/мин

Местный запас статической прочности	Модель	
	Металлический диск/керамическая лопатка	Металлический диск/металлическая лопатка
$n_{\text{м.п.д}}$	3,30	2,10
$n_{\text{м.х}}$	1,17	1,80
$n_{\text{м.с.д}}$	2,40	1,90

Примечание. $n_{\text{м.п.д}}$, $n_{\text{м.х}}$, $n_{\text{м.с.д}}$ — местный запас статической прочности соответственно паза диска, хвостовика и ступицы диска.

Полученные местные запасы для наиболее опасных зон диска и металлической лопатки удовлетворяют нормам прочности. Местный запас в опасной зоне хвостовика керамической лопатки близок к единице, что недопустимо при отсутствии опыта эксплуатации подобных конструкций.

Определение несущей способности РК с керамическими и металлическими лопатками. На втором этапе проводилась серия упругопластических расчетов с поступенчатым увеличением частоты вращения рабочего колеса. Такой тип нагружения позволяет имитировать разгонные испытания ступени. Повышение частоты вращения приводит к увеличению напряжений и деформаций в конструкции, а затем к разрушению. Начальная частота вращения составляла 11 460 об/мин, ее увеличение проводилось с произвольным шагом 955 об/мин (менее 10% начальной частоты вращения, что позволило достаточно точно определить изменение компонент тензоров напряжений и де-

формаций) до момента разрушения. Зоны, для которых проводилась оценка несущей способности показаны на рис. 6. При раскрутке опасная зона в пазах диска переходит в радиус перехода контактных граней выступа диска в дно паза со стороны выхода (зона 1). Опасной зоной в хвостовике является радиус перехода от верхнего зуба к нижнему (зона 2).

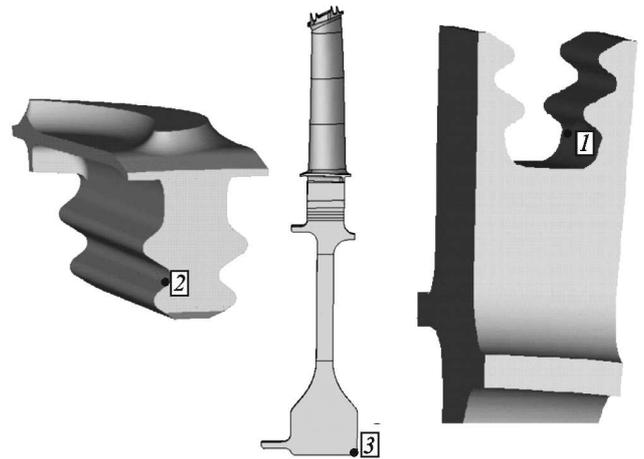


Рис. 6. Опасные зоны в рабочем колесе ТНД

Была оценена несущая способность в опасной зоне ступицы диска (зона 3). Для определения несущей способности в опасных зонах сопоставлялись характерные параметры, изменявшиеся с увеличением частоты вращения, и их критические значения. В качестве критериев оценки запаса прочности по разрушающей частоте вращения зоны 1 и зоны 3 использовался критерий интенсивности напряжений (2). В качестве критериев оценки запаса по разрушающей частоте вращения зоны 2 хвостовиков керамических лопаток применялся критерий максимального нормального напряжения (1), а для хвостовиков никелевых лопаток — критерий интенсивности напряжений (2).

Графические зависимости характерных параметров от отношения частоты вращения диска к частоте вращения на максимальном режиме для критических зон моделей металлический диск/керамическая лопатка и металлический диск/металлическая лопатка представлены на рис. 7–10.

Расчетные запасы по разрушающей частоте вращения в опасных зонах приведены в табл. 2. В рабочем колесе с использованием металличе-

Таблица 2

Расчетные запасы по разрушающей частоте вращения

Запас по разрушающей частоте вращения	Модель	
	Металлический диск/керамическая лопатка	Металлический диск/металлическая лопатка
$n_{п.д}$	2,90	1,90
n_x	1,10	1,90
$n_{с.д}$	1,60	1,40

Примечание. $n_{п.д}$, n_x , $n_{с.д}$ — запас по разрушающей частоте вращения соответственно паза диска, хвостовика и ступицы диска.



Рис. 7. Определение несущей способности зоны 1 (паз диска) в моделях металлический диск/керамическая лопатка по критерию (1) и металлический диск/металлическая лопатка по критерию (2):

- 1 — критическое значение напряжения;
- 2 — эквивалентное напряжение по Мизесу 1;
- 3 — эквивалентное напряжение по Мизесу 2

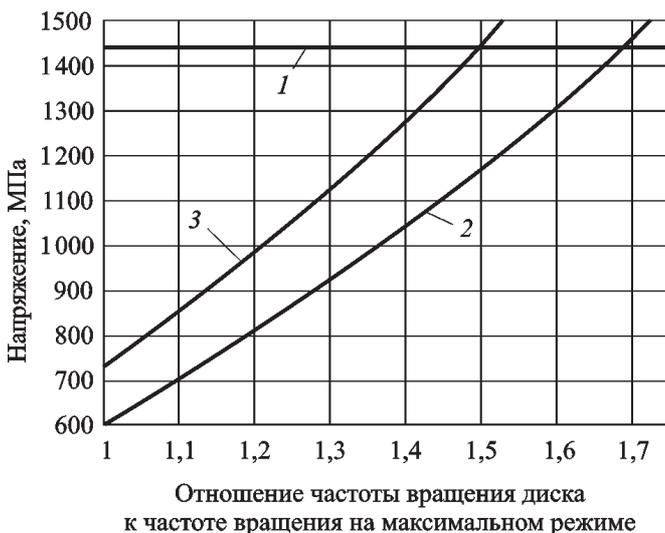


Рис. 8. Определение несущей способности зоны 3 (ступица) в моделях металлический диск/керамическая лопатка и металлический диск/металлическая лопатка по критерию (2):

- 1 — критическое значение напряжения;
- 2 — эквивалентное напряжение по Мизесу 3;
- 3 — эквивалентное напряжение по Мизесу 4

ских лопаток расчетный запас по разрушающей частоте вращения равен 1,4, что удовлетворяет критериям прочности, а в РК с использованием керамических лопаток расчетный запас по разрушающей частоте вращения близок к единице, что недопустимо при отсутствии опыта эксплуатации подобных конструкций.

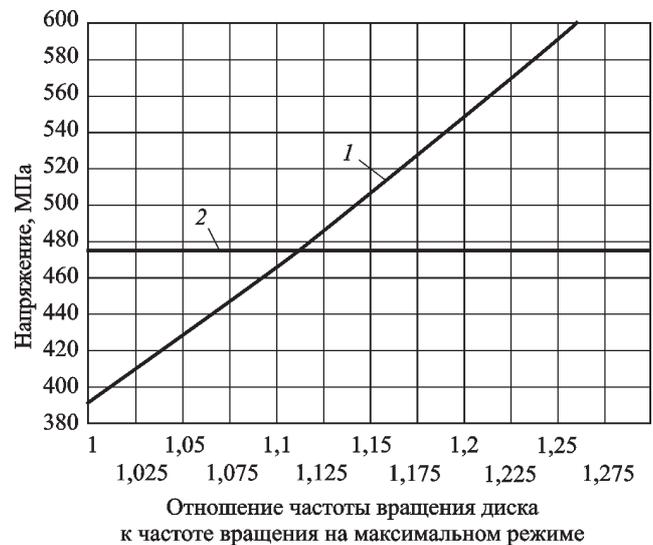


Рис. 9. Определение несущей способности зоны 2 (хвостовик) в модели металлический диск/керамическая лопатка по критерию (1):

- 1 — первое главное напряжение;
- 2 — критическое напряжение

Определение циклической долговечности ступицы диска РК с керамическими и металлическими лопатками. Циклическая долговечность ступицы диска (зона 3) рассчитывалась по формуле Мэнсона, приближенно учитывающей среднее напряжение в цикле нагружения, по циклу «0-max-0» [9]:

$$\Delta \varepsilon_t = \left(\ln \frac{1}{1-\psi} \right)^{0,6} N^{-0,6} + \frac{3,5}{E} (\sigma_b - \sigma_m) N^{-0,12}, \quad (3)$$

где $\Delta \varepsilon_t$ — размах полных деформаций за цикл нагружения, мм/мм; ψ — характеристика пластичности материала; σ_m — среднее напряжение в цикле, МПа; N — прогнозируемая долговечность до появления трещины; E — модуль упругости 1-го рода, МПа.



Рис. 10. Определение несущей способности зоны 2 (хвостовик) в модели металлический диск/металлическая лопатка по критерию (2):

1 — критическое напряжение;
2 — эквивалентное напряжение по Мизесу

Результаты расчета приведены ниже:

Модель	Металлический диск/керамическая лопатка	Металлический диск/металлическая лопатка
Число циклов ...	53 929	15 005

Из анализа полученных результатов следует, что использование керамических лопаток позволяет в несколько раз повысить циклическую долговечность диска.

Таким образом, для прогнозирования циклической долговечности керамических лопаток необходимо создание моделей поведения материалов, учитывающих такие факторы, как наличие исходных дефектов, окисление со стороны окружающей среды, ползучесть [10].

Выводы

1. Проанализирована статическая прочность замкового соединения рабочего колеса ступени ТНД с лопатками из высокопрочного нитридного горячепрессованного материала, выполнено сравнение с подобной конструкцией с использованием металлических лопаток из серийного жаропрочного никелевого сплава. Для анализа запаса по несущей способности керамического хвостовика замкового соединения предложено использовать расчетный метод, ос-

нованный на математическом моделировании методом конечных элементов и критерию хрупкого разрушения.

2. По результатам расчетов установлено, что в рассмотренной конструкции (по уровню нагружения и габаритам являющейся типовым РК ТНД малоразмерных авиационных двигателей) использование керамических лопаток позволяет снизить массу рабочего колеса на 19,5% за счет уменьшения плотности лопаток, снизить уровень напряжений в диске, повысить циклическую долговечность диска рабочего колеса в несколько раз. Однако запасы статической прочности в наиболее опасной зоне керамического хвостовика близки к единице, что недопустимо при отсутствии опыта эксплуатации подобных конструкций.

3. При использовании керамических лопаток требуется проводить оптимизацию конструкции с целью повышения прочности. Необходимо также исследовать контактную задачу металлического материала и керамики, с учетом таких факторов, как шероховатость поверхностей деталей.

Литература

[1] Ferber M., Richerson D., Roode M. *Ceramic Gas Turbine Component Development and Characterization*. New York, ASME PRESS, 2003. 425 p.

[2] Engine design strategies to maximize turbine life and reliability. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, GT2011-46784, 2011, vol. 1, pp. 505-516.

[3] Choi S.R., Rácz Z. Effects of target size on foreign object damage in gas-turbine grade silicon nitrides by steel ball projectiles. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, GT2011-46831, 2011, vol. 1, pp. 517-527.

[4] Оценка напряженно-деформированного состояния, прочности и надежности деталей из керамических материалов. *Тез. докл. XXIII Всесоюз. науч. совещ. по проблемам прочности двигателей*. Москва, АН СССР, 1990. 48 с.

[5] Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Манушин Э.А., Суровцев И.Н. *Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных установок*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 519 с.

[6] Серветник А.Н. Моделирование несущей способности диска турбины АГТД. *Справочник. Инженерный журнал*, 2012, № 10, с. 44-49.

[7] Heinrich J.G., Aldinger F. *Ceramic Materials and Components for Engines*. Weinheim, Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001. 665 p.

[8] Феодосьев В.И. *Сопротивление материалов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 592 с.

[9] Костюк А.Г. *Динамика и прочность турбомашин*. Москва, изд-во МЭИ, 2007. 476 с.

[10] Richerson D.W. Historical Review of Addressing the Challenges of use of Ceramic Components in Gas Turbine Engines. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, GT2006—90330, 2006, vol. 2, pp. 241—254.

References

[1] Ferber M., Richerson D., Roode M. *Ceramic Gas Turbine Component Development and Characterization*. New York, ASME PRESS, 2003. 425 p.

[2] Vick M.J., Jadaan O.M., Wereszczak A.A., Choi S.R., Heyes A.L., Pullen K.R. Engine design strategies to maximize turbine life and reliability. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, GT2011—46784, 2011, vol. 1, pp. 505—516.

[3] Choi S.R., Rácz Z. Effects of target size on foreign object damage in gas-turbine grade silicon nitrides by steel ball projectiles. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, GT2011—46831, 2011, vol. 1, pp. 517—527.

[4] Buturlinova N.A., Karimbaev K.D., Kuznetsov E.G., Navrotskii V.V., Nozhnitskii Iu.A., Fedina Iu.A. *Otsenka napriazhenno-deformirovannogo sostoiianiia, prochnosti i nadezhnosti detalei iz keramicheskikh materialov* [Evaluation of the stress-strain state, strength and reliability of parts of ceramic material]. *Tezisy dokladov 23 vsesoiuznogo nauchnogo soveshchaniia po problemam prochnosti dvigatelei* [23 Abstracts of All-Union

Scientific Meeting on the strength of engines]. Moscow, AN SSSR publ., 1990. 48 p.

[5] Eliseev Iu.S., Krymov V.V., Manushin E.A., Surovtsev I.N. *Konstruirovaniye i raschet na prochnost' turbomashin gazoturbimnykh ustanovok* [Design and strength calculation of turbomachinery gas turbines]. Moscow, Bauman Press, 2009. 519 p.

[6] Servetnik A.N. Modelirovaniye nesushchei sposobnosti diska turbiny AGTD [Load-carrying capability simulation of aviation gas turbine engine disk]. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal* [Handbook. An Engineering journal]. 2012, no. 10, pp. 44—49.

[7] Heinrich J.G., Aldinger F. *Ceramic Materials and Components for Engines*. Weinheim, Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001. 665 p.

[8] Feodos'ev V.I. *Soprotivleniye materialov* [Strength of materials]. Moscow, Bauman Press, 2007. 592 p.

[9] Kostiyuk A.G. *Dinamika i prochnost' turbomashin* [Dynamics and strength of turbomachinery]. Moscow, MPEI publ., 2007. 476 p.

[10] Richerson D.W. Historical Review of Addressing the Challenges of use of Ceramic Components in Gas Turbine Engines. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, GT2006—90330, 2006, vol. 2, pp. 241—254.

Статья поступила в редакцию 10.01.2014

Информация об авторах

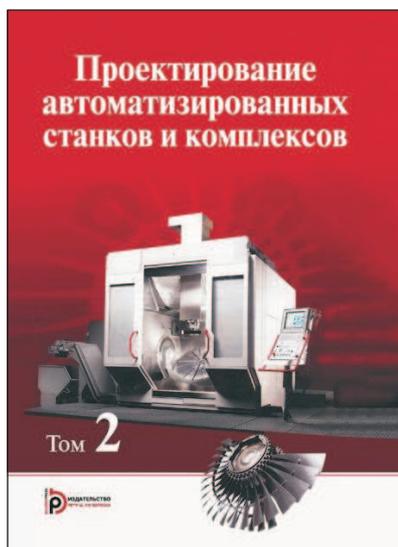
РЕЗНИК Сергей Васильевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Ракетно-космические композитные конструкции». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

САПРОНОВ Дмитрий Владимирович (Москва) — аспирант кафедры «Ракетно-космические композитные конструкции» МГТУ им. Н.Э. Баумана, инженер отдела ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: sapronov.dmitry@gmail.com).

Information about the authors

REZNIK Sergey Vasil'evich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Rocket and Space Composite Structures» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

SAPRONOV Dmitriy Vladimirovich (Moscow) — Post-Graduate of «Rocket and Space Composite Structures» Department. Bauman Moscow State Technical University, Engineer of Central Institute of Aviation Motors n.a. P.I. Baranov (CIAM, Aviamotornaya str., 2, 111116, Moscow, Russian Federation, e-mail: sapronov.dmitry@gmail.com).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышло в свет 2-е издание учебника «Проектирование автоматизированных станков и комплексов». В 2 т. Т. 2, под ред. П.М. Чернянского.

Во втором томе учебника рассмотрены вопросы проектирования и управления, микроэлектронные устройства, а также методы испытаний автоматизированных станков и комплексов. Большое внимание уделено выбору, проектированию и эксплуатации систем ЧПУ, подготовке управляющих программ, оптимизации и средствам автоматизированного проектирования. Содержание учебника соответствует курсам лекций, читаемых авторами в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru