

УДК 621.431.75

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КЕРАМИЧЕСКИХ ЛОПАТОК

©2014 Д.В. Сапронов, С.В. Резник

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Использование керамических деталей в горячей части газотурбинного двигателя позволит повысить КПД благодаря увеличению рабочей температуры газа на выходе из камеры сгорания и уменьшению потерь при охлаждении лопаток, а также снизить массу деталей из-за низкой плотности керамического материала. В зарубежных и отечественных работах было показано, что в настоящее время механические свойства керамики недостаточны для изготовления целого рабочего колеса, однако они достаточны для изготовления лопаток. При создании подобной конструкции основной проблемой является обеспечение прочности замкового соединения металлического диска и керамических лопаток. В предыдущих работах авторов проводилось исследование различных типов замкового соединения керамических лопаток и металлического диска. Данная работа посвящена проектированию рабочего колеса (РК) газовой турбины авиационного газотурбинного двигателя с использованием высокопрочного нитридокремниевое керамического материала. Создан программный код в среде APDL Ansys, позволяющий трёхмерно проводить эскизное проектирование. Проведено исследование на РК турбины высокого давления современного авиационного двигателя. В качестве материала лопаток рассматривался горячепрессованный нитрид кремния, в качестве материала диска - серийный жаропрочный никелевый сплав. Свойства материалов были предоставлены ОНПП «Технология» и ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

*Газотурбинный двигатель, турбина, керамическая лопатка, нитрид кремния.*

**Введение.** Использование лопаток из керамического материала позволит сократить расход топлива благодаря повышению рабочей температуры деталей и уменьшению потерь воздуха при охлаждении, а также снизить массу рабочих колёс. При создании подобных конструкций одной из первостепенных задач является обеспечение прочности замкового соединения. В работах авторов [1, 2], а также в исследованиях отечественных и зарубежных двигателестроительных фирм [3, 4] сделан вывод, что тип соединения «ёлочка» неприменим из-за высокой концентрации растягивающих напряжений в пазах керамического хвостовика. Целесообразно использовать конструктивные решения, позволяющие минимизировать уровень растягивающих напряжений.

В данной работе создан программный код в среде пакета Ansys Mechanical Design Optimization с использованием встроенного языка программирования APDL [5], позволяющий трёхмерно проектировать рабочие колёса газовых турбин с использованием керамических лопаток. Для соединения лопаток и диска использовалась модификация замкового

соединения типа «ласточкин хвост» с удлинённой ножкой лопатки. Исходными являлись 5 параметров, 24 параметра варьировались. Ограничивающим параметром являлось значение эквивалентного напряжения по Мизесу в диске, минимизируемым параметром было значение первого главного напряжения в хвостовике лопатки (рис. 1).

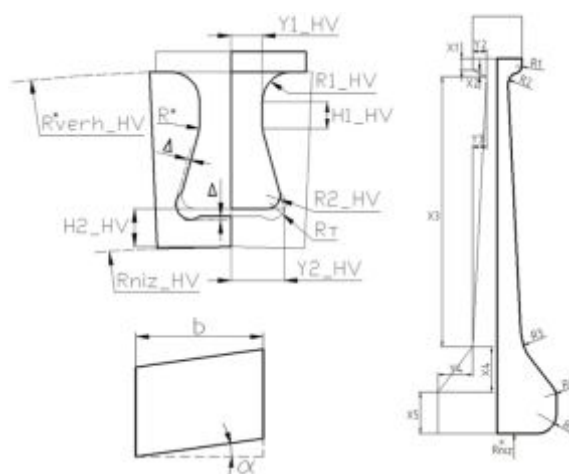


Рис. 1. Трёхмерное проектирование

На базе реальной конструкции на первом этапе проводилось геометрическое построение модели, на втором этапе создавалась конечно-элементная модель и задавались граничные условия, где воз-

действие пера лопатки заменялось распределённой по верхним узлам силой; затем проводился расчёт (рис 2). После получения оптимального варианта расчёт проводился с полной геометрией лопатки.

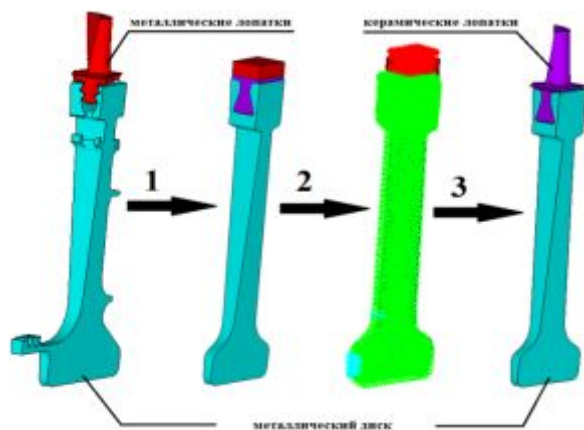


Рис. 2. Этапы проектирования

**Проектирование РК.** Проведено исследование на неохлаждаемом рабочем колесе (РК) турбины высокого давления (ТВД) авиационного газотурбинного двигателя (АГТД) с периферийным диаметром РК на выходе 680 мм, с частотой вращения 13637 об/мин, соответствовавшей наиболее нагруженному режиму. В качестве материала диска рассматривался жаропрочный никелевый сплав с плотностью 8350 кг/м<sup>3</sup>, а в качестве материала лопаток рассматривался горячепрессованный нитрид кремния с плотностью 3450 кг/м<sup>3</sup>. В расчётах принималось, что среднее значение предела прочности на растяжение керамического материала в диапазоне температур от 10°C до 1000°C практически не менялось и составляло 325 МПа, а модуль упругости первого рода снижался от 322 до 261 ГПа.

При помощи созданного кода была получена оптимальная модель РК. В полученной конструкции высота лопатки составила 69 мм. Керамическая лопатка с хвостовиком типа «ласточкин хвост» легче металлического аналога с хвостовиком типа «ёлочка» на 45%. Спроектированное РК с керамическими лопатками легче, чем исходное с металлическими лопатками на 20%. Результаты расчётов (для диска - эквивалентные напряжения по Мизесу, а для

лопатки – первые главные напряжения) приведены на рис. 3.

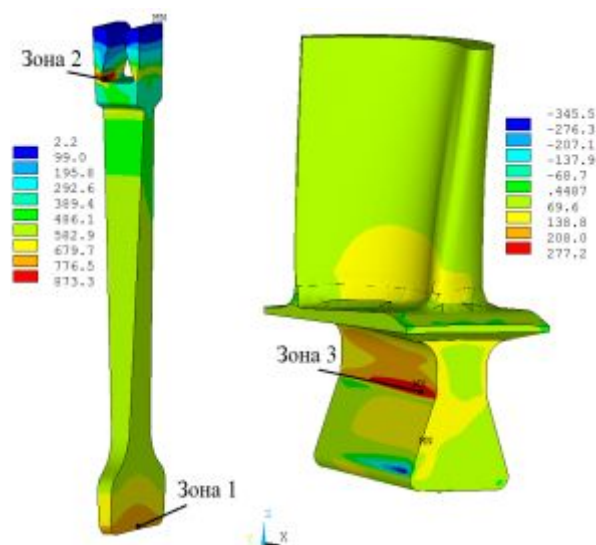


Рис. 3. Напряжения в оптимальной модели, МПа

Наиболее опасными зонами в диске с точки зрения статической прочности являлись ступица (зона 1) и радиус перехода контактных граней выступа диска в дно паза со стороны входа (зона 2). В лопатке наиболее опасной зоной являлась область перехода от контактной грани к ножке лопатки (зона 3) со стороны входа. Местные запасы прочности в зонах 1, 2, 3 составили 1,70, 1,49, 1,17 соответственно. Для металлического диска запасы удовлетворяли нормам прочности деталей авиационных газотурбинных двигателей, а для керамической лопатки необходимо проведение экспериментальных исследований с целью получения данных, требующихся для создания соответствующих норм прочности.

**Расчёт и анализ теплонапряжённого состояния РК.** Для определения теплового поля неохлаждаемого РК принимались тепловые граничные условия третьего рода, полученные из предварительных расчётов (рис. 4).

Полученное тепловое поле при данных граничных условиях приведено на рис 5.

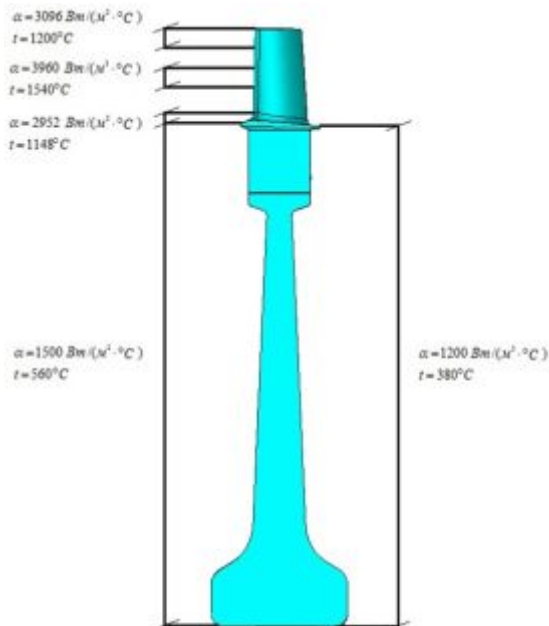


Рис. 4. Тепловые граничные условия для неохлаждаемого РК

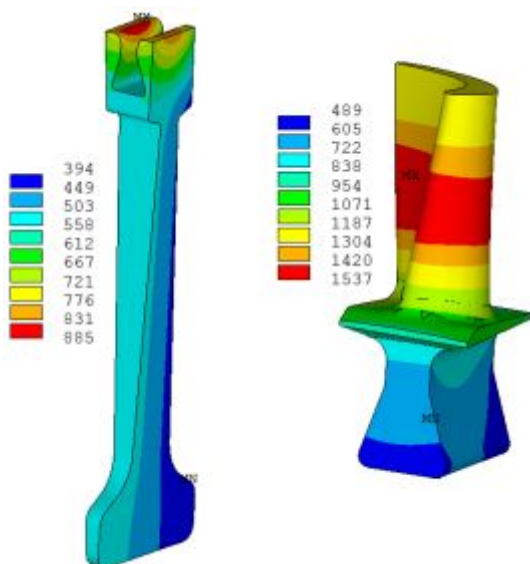


Рис. 5. Тепловое поле в неохлаждаемом РК

При полученном тепловом поле верх обода металлического диска работал при предельно допустимых рабочих температурах материала. Обеспечение прочности подобной конструкции при нагреве представляет собой сложную задачу. На первых этапах необходимо отрабатывать конструкции с использованием упрощённых систем охлаждения.

Результаты расчётов (для диска – эквивалентные напряжения по Мизесу, а для лопатки – первые главные напряжения) при полученном тепловом поле приведены на рис. 6.

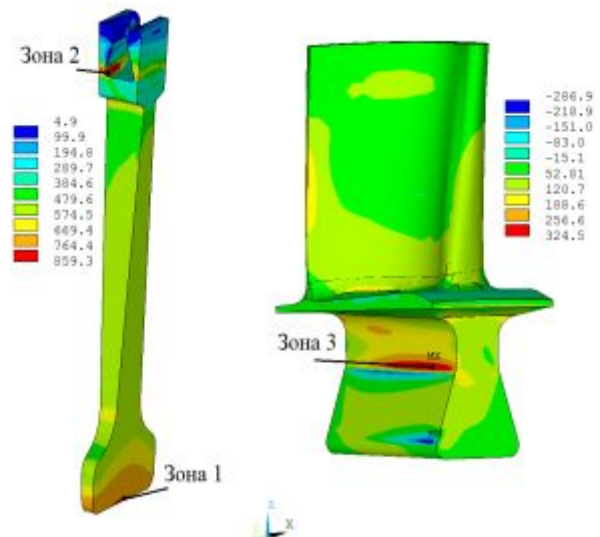


Рис. 6. Напряжения в оптимальной модели с учётом нагрева, МПа

Наиболее опасными зонами в диске с точки зрения статической прочности являлись ступица (зона 1) и радиус перехода контактных граней выступа диска в дно паза со стороны входа (зона 2). Для деталей горячей части двигателя (газогенератор) необходимо проводить оценку длительной прочности. Характеристики длительной прочности принимались из справочника материалов ФГУП ЦИАМ в виде зависимости предела прочности от параметра Ларсона-Миллера  $P_{LM}$ , определяемого из соотношения:

$$P_{LM} = T \cdot (\lg t + 20), \quad (1)$$

где  $T$  – температура детали, К;  $t$  – время, час.

Расчёт проводился для 2000 лётных часов на режиме с максимальным нагревом с двукратным запасом. Местные запасы длительной прочности в зонах 1 (температура  $473^\circ\text{C}$ ), 2 (температура  $578^\circ\text{C}$ ) составили 1,70, 1,26 соответственно. Для металлического диска запасы прочности удовлетворяли нормам прочности деталей авиационных газотурбинных двигателей.

В лопатке наиболее опасной являлась область перехода от контактной грани к ножке со стороны входа (зона 3). Для оценки прочностной надёжности керамических лопаток использовалось двухпараметрическое распределение Вейбулла предела прочности.

Соотношение для функции распределения предела прочности:

$$F(\sigma_B) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_B}{\beta}\right)^\alpha} \quad (2)$$

Соотношение для распределения плотности вероятности предела прочности:

$$f(\sigma_B) = \frac{\alpha}{\beta} \cdot \left(\frac{\sigma_B}{\beta}\right)^{\alpha-1} \cdot e^{-\left(\frac{\sigma_B}{\beta}\right)^\alpha} \quad (3)$$

Для данного керамического материала принималось:  $\alpha = 9$  – модуль Вейбулла;  $\beta = 344$  – масштабный фактор. Данные были предоставлены ОНПП «Технология».

При уровне максимальных растягивающих напряжений в оптимальной модели (277,2 МПа) и в оптимальной модели с учётом нагрева (324,5 МПа) вероятность разрушения составила 13,3% и 44,2% соответственно (рис. 7).

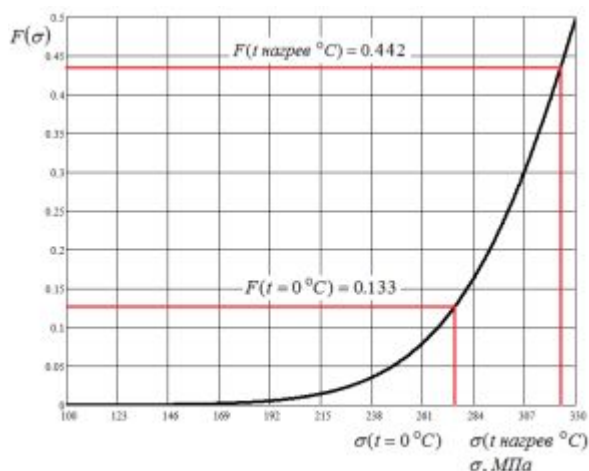


Рис. 7. Определение вероятности разрушения керамической лопатки

Данные значения вероятности разрушения недопустимы для АГТД. Был проведён анализ свойств данного керамического материала, который разрабатывался для создания деталей газотурбинных двигателей.

На рис. 8 показана зависимость вероятности разрушения от модуля Вейбулла при различных пределах прочности на растяжение в случае, когда максимальные

растягивающие напряжения в конструкции составляют 277,2 МПа.

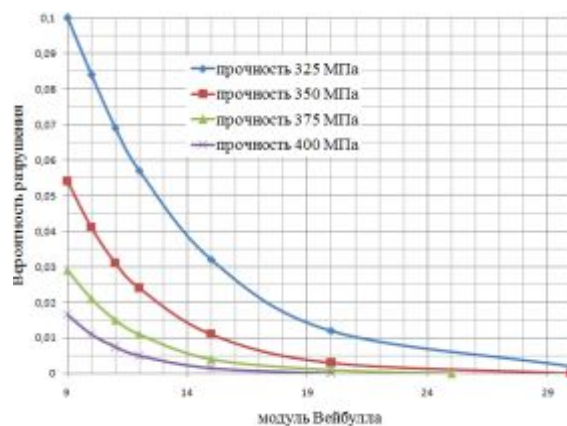


Рис. 8. Связь вероятности разрушения и модуля Вейбулла

На рис. 9 показана зависимость вероятности разрушения конструкции от действующих растягивающих напряжений при различных модулях Вейбулла в случае, когда предел прочности на растяжение составляет 325 МПа.

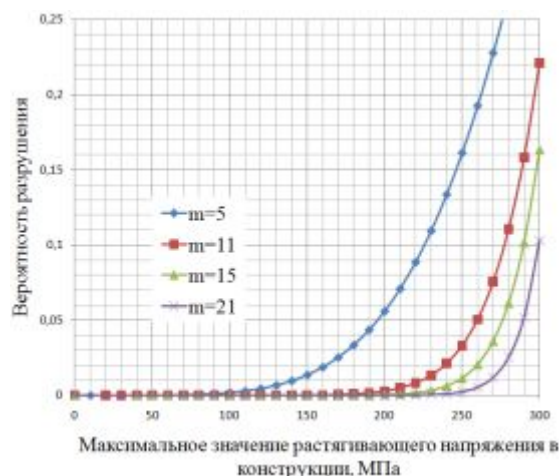


Рис. 9. Связь вероятности разрушения и действующих напряжений

Также проводилась оценка запасов по несущей способности зон 1, 2, 3. Проводилась серия расчётов со ступенчатым увеличением частоты вращения РК [6]. В качестве критериев оценки для зон 1, 2 использовался энергетический критерий, а для зоны 3 – критерий максимального первого главного напряжения. Запасы прочности по несущей способности для зон 1, 2  $>1,40$ , что являлось достаточным

для дисков АГТД. Для зоны 3 запас составил 1,07. Необходимо проводить экспериментальные исследования, чтобы сделать вывод о достаточности запаса по несущей способности в керамической лопатке.

Расчёт циклической долговечности зон 1 и 2 проводился по формуле Мэнсона [7], приближённо учитывающей среднее напряжение в цикле нагружения:

$$\Delta \varepsilon = \left( \ln \frac{1}{1 - \psi} \right)^{0.6} \cdot N^{-0.6} + \frac{3.5}{E} \cdot (\sigma_B - \sigma_m) \cdot N^{-0.12}, \quad (4)$$

где  $\sigma_m$  – среднее напряжение в цикле (определялось по предварительно написанному коду);  $\sigma_B$  – предел прочности материала;  $\Delta \varepsilon$  – размах полных деформаций за цикл нагружения (определялся по предварительно написанному коду);  $\psi$  – характеристика пластичности материала;  $N$  – прогнозируемая долговечность до появления трещины.

Расчётная циклическая долговечность для цикла 0-мах-0 с пятикратным запасом для зоны 1 составила 25827 циклов, а для зоны 2 – 6220 циклов (рис. 10).

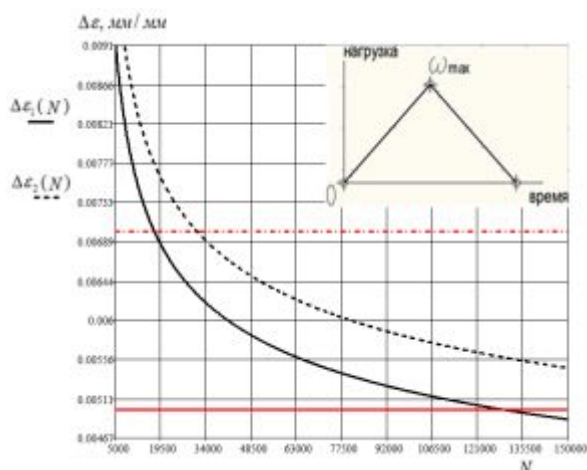


Рис. 10. Определение циклической долговечности зоны 1 (сплошная линия) и зоны 2 (пунктир)

Расчёт долговечности керамической лопатки не проводился.

**Модальный анализ.** Был проведён анализ собственных частот и форм колебаний РК. В данной конструкции с 71 лопаткой

возможное число узловых диаметров составляло 35. Повышенные напряжения при резонансе возбуждаются только теми гармониками, у которых величина амплитуд достаточна для этого, а закон распределения не ортогонален к данной собственной форме колебаний [8]. Наибольшие амплитуды при окружной неравномерности, создаваемые несимметричностью проточной части, имеют низкие гармоники  $k=1, 2, 3$ . Для окружной неравномерности, создаваемой равношаговыми элементами в проточной части, наибольшие амплитуды имеют гармоники с номерами, равными числу этих элементов. В данной работе учитывалось число сопловых лопаток до РК (33) и после РК (36).

Наиболее опасные случаи приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Наиболее опасные случаи

№	1	2
характер	4 - узловой диаметр, 6 гармоника возбуждает 1 форму	35 - узловой диаметр, 36 гармоника возбуждает 1 форму
Значение собственной частоты, Гц	1343,5	7973
Значение частоты возмущающей силы, Гц	1364	8186

Формы колебаний и вид распределения относительных вибронпряжений для наиболее опасных случаев 2, 3 приведены на рис. 11, 12 соответственно.

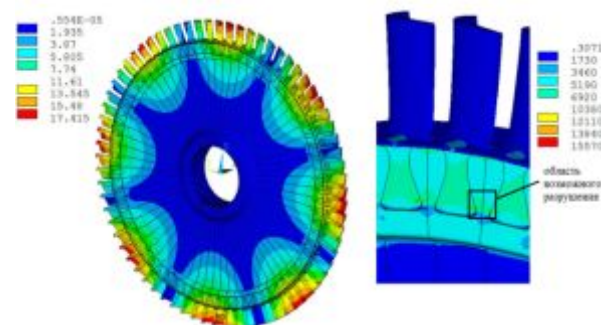


Рис 11. Относительные суммарные перемещения и вибронпряжения : 4 -узловой диаметр, 6 гармоника возбуждает 1 форму

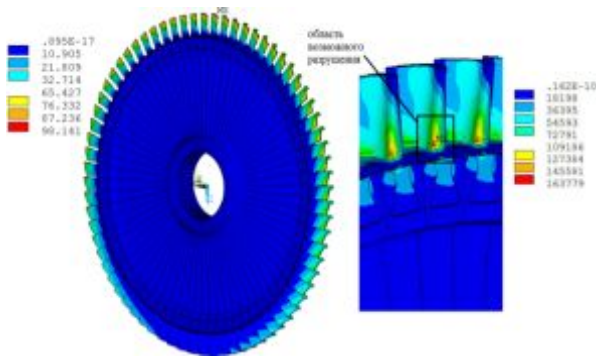


Рис 12. Относительные суммарные перемещения и вибронпряжения: 35 -узловой диаметр, 36 гармоника возбуждает 1 форму

Для получения истинных значений перемещений и напряжений необходимы дополнительные экспериментальные исследования.

Условие резонанса изображается графически при помощи диаграммы Кэмпбелла. В качестве примера на рис. 13. приведена диаграмма Кэмпбелла для 35 узлового диаметра РК.

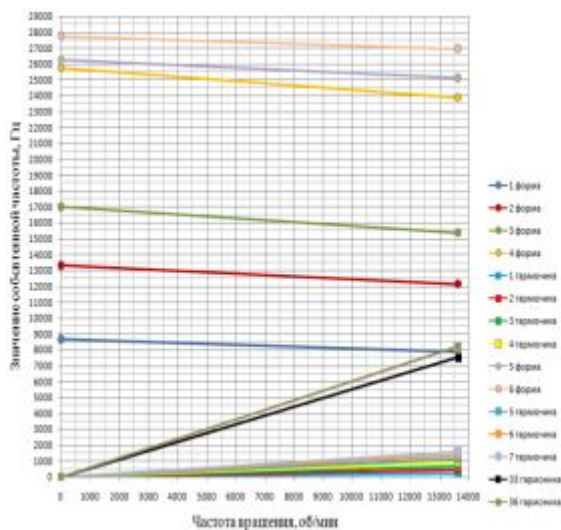


Рис 13. Диаграмма Кэмпбелла для 35 узлового диаметра

Для оценки влияния диска и лопаток на собственные частоты при максимальной частоте вращения была построена дисперсионная диаграмма (рис. 14). Из дисперсионной диаграммы видно, что диск оказывает существенное влияние на первую форму колебаний до 15 узлового диаметра, на вторую и третью формы – до 20 узлового диаметра, на четвертую – до 22, на пятую – до 23 и на шестую – до 25.

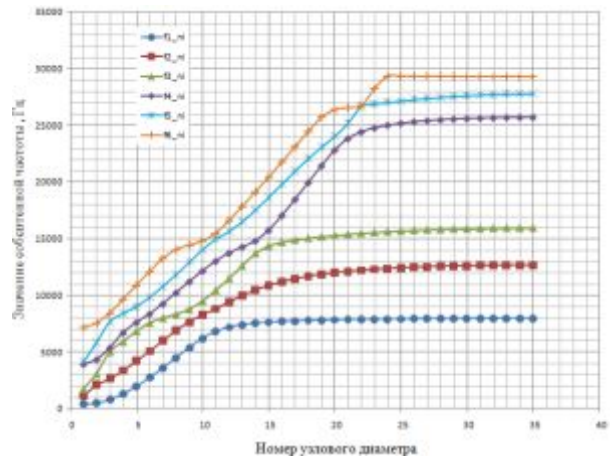


Рис 14. Дисперсионная диаграмма

Следовательно, в первом случае возможно изменение собственной частоты за счёт изменения геометрии диска. Во втором случае возможно использовать демпфирующие элементы, которые позволят отстроиться от 36 гармоника.

**Область контакта.** Распределение контактных напряжений в оптимальной модели с учетом нагрева показано на рис 15. Изучение распределения контактных напряжений – специальная тема исследований. Хрупкость керамического материала и наличие микронеровностей на поверхности контакта, приводящих к возникновению концентрации напряжений, могут существенно повысить вероятность разрушения хвостовика лопатки.

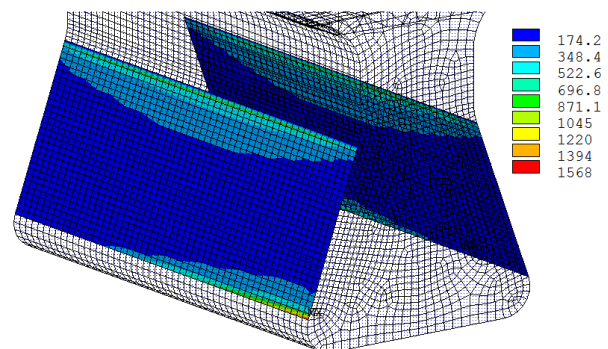


Рис 15. Контактные напряжения, МПа

Одним из решений, уменьшающих влияние краевых эффектов, является применение тонкой пластинки из пластичного материала в зоне контакта хвостовика лопатки и диска. Эффективность подобного

решения была экспериментально подтверждена ведущими двигателестроительными фирмами, в том числе во ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова".

**Выводы.** Из результатов расчёта видно, что в настоящее время механические свойства исследуемого керамического материала недостаточны для создания рабочих лопаток АГТД. Необходимо либо повышать модуль Вейбулла, либо использовать данный материал в конструкциях с

уровнем растягивающих напряжений не более 200 МПа. Также работоспособность спроектированного РК ограничивалась расчётной циклической долговечностью металлического диска 6220 циклов. На первом этапе подобную конструкцию целесообразно отрабатывать в относительно низконагруженных малоресурсных двигателях. Область возможного применения: беспилотные летательные аппараты, стационарные газотурбинные установки.

### Библиографический список

1. Резник С.В., Сапронов Д.В. Исследование статической прочности замкового соединения керамической лопатки и металлического диска газовой турбины // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 4. С. 3-10.
2. Резник С.В., Сапронов Д.В. Проектирование замкового соединения керамической лопатки и металлического диска газовой турбины // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 9. С.29-38.
3. Nozhnitsky Y.A., Fedina Y.A., Rekin A.D. and Petrov N.I. Development and Investigation of Ceramic Parts for Gas Turbine Engines // Proceedings of ASME Turbo Expo. 1997. 97-GT-157.
4. Ferber M., Richerson D., Roode M. Ceramic Gas Turbine Component Development and Characterization. New York: ASME PRESS, 2003. 425 p.
5. Басов К.А. Ansys в примерах и задачах. М.: Компьютерпресс, 2002. 224 с.
6. Серветник А.Н. Моделирование несущей способности диска турбины АГТД // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2012. № 10. С. 44-49.
7. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
8. Бауер В.О., Биргер И.А., Шорр Б.Ф. Динамика авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.

### Информация об авторах

**Резник Сергей Васильевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Ракетно-космические композитные конструкции», Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. Область научных интересов: математическое и физическое моделирование теплофизических процессов в конструкциях и технологических процессах.

**Сапронов Дмитрий Владимирович**, аспирант кафедры «Ракетно-космические композитные конструкции», Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. E-mail: [sapronov.dmitry@gmail.com](mailto:sapronov.dmitry@gmail.com). Область научных интересов: прочностная надёжность турбомашин.

## DESIGN OF THE GAS TURBINE ENGINE ROTOR WHEEL WITH CERAMIC BLADES

©2014 D.V. Sapronov, S.V. Reznik

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

The use of ceramic parts in the hot section of a gas turbine engine will make it possible to increase the engine efficiency due to the increased operating gas temperature at the combustion chamber outlet and reduced air consumption for blade cooling, as well as significantly reduce the weight of the parts due to the low density of ceramics. The main disadvantage of ceramic parts is the brittleness of the material. Mechanical properties of advanced ceramic materials are insufficient for making a whole wheel, however, they are sufficient for making blades. The main problem in making a structure of this kind is ensuring the strength of the interlock between a metal disk and ceramic blades. Previous works of the authors presented analysis of various types of interlocks between ceramic blades and a metal disk. This paper is devoted to the design of an aero engine gas turbine rotor wheel using a high-strength silicon nitride ceramic material. A software code in the APDL Ansys environment is created that makes three-dimensional design definition possible. A rotor wheel with ceramic blades is designed on the basis of a typical aircraft high-pressure gas turbine engine. A commercial heat-resistant nickel alloy is considered as the disk material, while silicon nitride is used for the production of blades. Evaluation of the stress-strain state and strength analysis are conducted, the properties of the ceramic material are analyzed. The results of the research show that it is necessary to make a special cooling system for a metal disk and that the properties of the ceramics presented are to be improved. It is reasonable to apply similar constructions on stationary gas turbine plants.

*Gas turbine engine, turbine, ceramic blade, silicon nitride.*

### References

1. Reznik S.V., Sapronov D.V. Study of the static strength of a ceramic blade inserted in a gas turbine metal disk // Proceedings of higher educational institutions. Machine Building. 2014. No. 4. P. 3-10. (In Russ)
2. Reznik S.V., Sapronov D.V. Designing interlock joints between ceramic blades and a gas turbine metal disk // Proceedings of higher educational institutions. Machine Building. 2014. No. 9. P. 29-38. (In Russ)
3. Nozhnitsky Y.A., Fedina Y.A., Rekin A.D. and Petrov N.I. Development and Investigation of Ceramic Parts for Gas Turbine Engines // Proceedings of ASME Turbo Expo. 1997. 97-GT-157.
4. Ferber M., Richerson D., Roode M. Ceramic Gas Turbine Component Development and Characterization. New York: ASME PRESS, 2003. 425 p.
5. Basov K.A. Ansys v primerakh i zadachakh [Ansys in case studies and applications]. Moscow: Komp'yuterpress, 2002. 224 p.
6. Servetnik A.N. Load-carrying capability simulation of aviation gas turbine engine disk // Handbook. An Engineering journal. 2012. No. 10. P. 44-49. (In Russ)
7. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detaley mashin [Calculation of the strength of machine parts]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1993. 640 p.
8. Bauer V.O., Birger I.A. Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Aviation gas turbine engine dynamic]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. 232 p.

### About the authors

**Reznik Sergey Vasilyevich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Rocket and Space Composite Structures Department, Bauman Moscow State Technical University. Area of Research: mathematical and physical modeling of thermophysical processes in structures and technological processes.

**Sapronov Dmitry Vladimirovich**, postgraduate student, Rocket and Space Composite Structures Department, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: [sapronov.dmitry@gmail.com](mailto:sapronov.dmitry@gmail.com). Area of Research: reliability of turbomachinery.