

УДК 621.452:539.4

А.Л. МИХАЙЛОВ, В.В. КУЧИН, С.В. КРЮКОВ**ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия****ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ ГТД
НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО НДС
СРЕДСТВАМИ ANSYS**

Рассмотрены новые подходы в расчетном определении разрушающих частот вращения деталей рабочего колеса турбины. Для выполнения требований безопасности при эксплуатации ГТД авиационного применения необходимо обеспечить при аварийной раскрутке роторов турбин локализацию фрагментов разрушения деталей внутри двигателя. Предлагается при проектировании применить ранжирование запасов прочности рабочих лопаток и дисков турбин для предотвращения разрушения дисков.

газотурбинный двигатель, ротор силовой турбины, ранжирование запасов статической прочности диска и рабочей лопатки

Введение

Для обеспечения требований нормативных документов (АПЗЗ, FAR и др.) в подтверждение надежности авиационных ГТД требуется проведение многочисленных спец. испытаний с моделированием аварийных ситуаций. Для сокращения времени и затрат на эти испытания целесообразно расширение и совершенствование расчетных методов проектирования деталей и узлов двигателя. Одним из требований при проектировании силовых турбин (СТ) ГТД является обеспечение локализации фрагментов разрушившихся деталей внутри двигателя, чтобы предотвратить катастрофические последствия при несанкционированной раскрутке ротора СТ. Наиболее эффективным способом защиты считается спланированный обрыв рабочих лопаток и останов ротора. Поэтому на стадии проектирования предлагается ввести ранжирование запасов по разрушающей частоте вращения рабочих лопаток и дисков силовых турбин.

1. Формулирование проблемы

Наличие вероятности возникновения аварийной ситуации с несанкционированной раскруткой рото-

ра СТ например, при обрыве вала, требует гарантированной локализации фрагментов разрушения деталей внутри двигателя. Электронная система защиты двигателя, прекращающая подачу топлива в камеру сгорания, должна предотвратить заброс частоты вращения ротора СТ, которая выше предельно допустимой по прочности дисков.

Локализация фрагментов при обрыве лопаток обеспечивается достаточной прочностью корпуса. При разрушении дисков их фрагменты обладают очень большой энергией и не удерживаются корпусами, поэтому ставится задача исключения раскрутки ротора до разрушающих частот вращения дисков, с обеспечением более высокой прочности дисков относительно рабочих лопаток. Ввиду особой ответственности обеспечения безопасности работы ротора турбины на первое место встает вопрос точности определения частоты вращения, при которой произойдет разрушение деталей.

Простой и наиболее распространенный в настоящее время метод расчета разрушающей частоты вращения дисков основан на теории предельного равновесия в предположении идеального жесткопластического поведения материала, то есть полного выравнивания напряжений в сечении диска к мо-

менту разрушения и равенство их значения пределу прочности материала $\sigma_1 = \sigma_b$. Этот метод с достаточной точностью позволяет рассчитывать диски простой формы – постоянной толщины, конические, гиперболические, равного сопротивления. Такие диски разрушаются по радиальному направлению от действия тангенциальных напряжений, при оценке их несущей способности средние тангенциальные напряжения рассчитываются по элементарным формулам [1].

В настоящее время на основании нормативных требований несущая способность дисков ГТД оценивается расчетными запасами, как по разрушающей частоте вращения, так и по напряжениям, определенным по одномерной расчетной модели, в которой диски рассматриваются как круглые пластины переменной толщины.

Для обеспечения необходимой прочностной надежности установлены расчетные запасы по разрушающей частоте вращения K_{B1} и K_{B2} или, как их принято называть, запасы по несущей способности диска, и запасы по местным напряжениям K_m . Запас K_{B1} является мерой безопасности вращающегося диска при его возможном разрушении по меридиональному сечению и определяется следующим образом: $K_{B1} = n_1 / n_{раб}$, где $n_{раб}$ – частота вращения диска на рабочем режиме. Запас K_{B2} является мерой безопасности при разрушении по цилиндрическому сечению: $K_{B2} = n_2 / n_{раб}$, где n_1 , n_2 – расчетные значения разрушающей частоты вращения по меридиональному и цилиндрическому сечениям.

Экспериментальный запас $K_{BЭ}$ диска определяется по соотношению: $K_{BЭ} = n_{экс} / n_{раб}$, где $n_{экс}$ – частота вращения диска при экспериментальной проверке разгонными испытаниями.

Запас по местным напряжениям K_m определяется как: $K_m = \sigma_{дл}^t / \sigma_{max}$, где $\sigma_{дл}^t$ – предел длитель-

ной прочности материала при рабочей температуре в зоне действия максимальных напряжений; σ_{max} – максимальные напряжения в диске, определенные по одномерной расчетной модели с учетом температурных напряжений и напряжений изгиба [2, 3].

Считается, что погрешность расчета разрушающей частоты вращения дисков по одномерной модели не превышает 10%.

Однако, как показал анализ результатов разгонных испытаний дисков, существующие методы прогнозирования несущей способности не всегда и не в полной мере позволяют оценить их работоспособность с учетом конструктивных и технологических особенностей. Отсутствует надежная методика оценки прочности дисков, имеющих сложную геометрию, а также изготовленных из новых материалов, полученных по новым технологиям. Расчетные и экспериментальные запасы являются консервативными и детерминированными величинами, не учитывают рассеяния механических характеристик материала, предельных состояний конструкций и неодинаковые для разных материалов соотношения расчетных и экспериментальных разрушающих частот вращения.

В то же время требования к повышению надежности авиационных ГТД, тенденция к снижению весовых характеристик, приводят к необходимости совершенствования методов расчета, выбора минимальных запасов прочности, создания надежных методик прочностной оценки новых материалов, конструкций и технологий.

В данной работе для оценки разрушающей частоты вращения и определения зоны начала статического разрушения дисков ротора турбины ГТД использован метод конечных элементов ANSYS, который позволил определить трехмерное НДС дисков с учетом реального теплового состояния, особенностей геометрии и взаимодействия с

сопряженными деталями. За момент статического разрушения здесь принята частота вращения, при которой суммарная деформация в наиболее напряженной точке диска достигает некоторого предельного значения, равного относительному удлинению гладкого стандартного образца, вырезанного из данного диска, при соответствующей температуре в зоне с $E_{i \max}$ [4]:

$$E_i = \delta^t. \quad (1)$$

Переход от объемного НДС к размаху продольной деформации гладкого образца выполнен по формуле:

$$E_i = \frac{3}{2(1+\mu)} \cdot E_i^e + E_i^p, \quad (2)$$

где $\mu = 0,5$ – коэффициент Пуассона жаропрочных никелевых сплавов ЭК79ИД и ЭП742ИД в области больших деформаций;

$E_i^e = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(E_{11}^e - E_{22}^e)^2 + (E_{22}^e - E_{33}^e)^2 + (E_{33}^e - E_{11}^e)^2 + \frac{3}{2} \cdot ((E_{12}^e)^2 + (E_{23}^e)^2 + (E_{13}^e)^2)}$ – интенсивность упругих деформаций;

$E_i^p = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(E_{11}^p - E_{22}^p)^2 + (E_{22}^p - E_{33}^p)^2 + (E_{33}^p - E_{11}^p)^2 + \frac{3}{2} \cdot ((E_{12}^p)^2 + (E_{23}^p)^2 + (E_{13}^p)^2)}$ – интенсивность пластических деформаций.

С целью исследования влияния концентраторов напряжений на несущую способность дисков были проведены в частности разгонные испытания натуральных дисков ротора СТ изделия «ТВД-1500» (рис. 1).

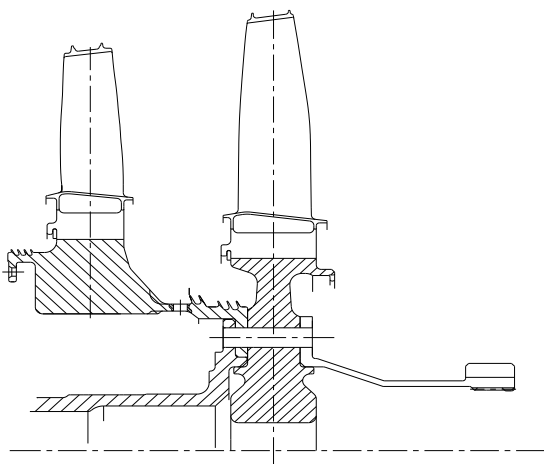


Рис. 1. Конструкция ротора СТ изделия «ТВД-1500»

При испытаниях в составе двигателя разрушился диск 1 ступени СТ.

Материал диска – жаропрочный сплав ЭК79ИД, механические свойства материала диска при $t = 20$ °С:

- предел прочности $\sigma_B = 140$ кг/мм²;
- $\sigma_{0,2} = 97,7$ кг/мм²;
- относительное удлинение – $\delta = 18,8\%$;
- поперечное сужение – $\psi = 21,5\%$.

Расчетная разрушающая частота вращения по теории предельного равновесия (ТПР) $n = 38100$ об/мин. Экспериментальная разрушающая частота вращения $n_{\text{экс}} = 33400$ об/мин.

Погрешность расчета $\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{экс}}}{n_{\text{экс}}} 100\%$ составила 14% (табл. 1).

Для определения разрушающей частоты вращения диска на основе деформационного критерия (1) были проведены упругопластические расчеты на объемной модели с постепенно повышающейся частотой вращения. Расчеты проводились с учетом больших перемещений и деформаций. Математическая трехмерная модель диска, на которую наложена конечно-элементная сетка, и результаты расчета эквивалентных суммарных деформаций приведены на рис. 2 и 3.

Таблица 1
Сравнение расчетных и экспериментальной разрушающей частоты вращения диска

Материал	ТПР, об/мин	МКЭ, об/мин	Эксперимент, об/мин
$n_{\text{разр}}$	38100	33900	33400
$\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{экс}}}{n_{\text{экс}}} 100\%$	14,0	1,5	–

Суммарная эквивалентная деформация в зоне радиального отверстия достигает предельного относительного удлинения δ на частоте вращения, равной 33900 об/мин. Погрешность расчета,

рассчитываемая как $\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{эксп}}}{n_{\text{эксп}}} 100\%$, составила 1,5% (табл. 1).

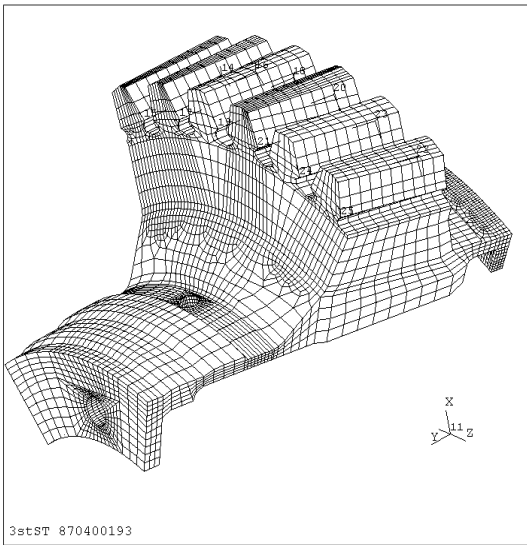


Рис. 2. Конечно-элементная модель диска СТ изд. «ТВД-1500» (18 475 элементов, 23810 узлов)

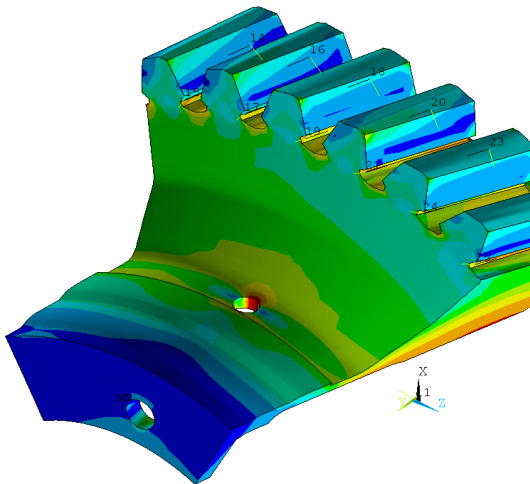


Рис. 3. Распределение эквивалентных суммарных деформаций в диске СТ изд. «ТВД-1500»

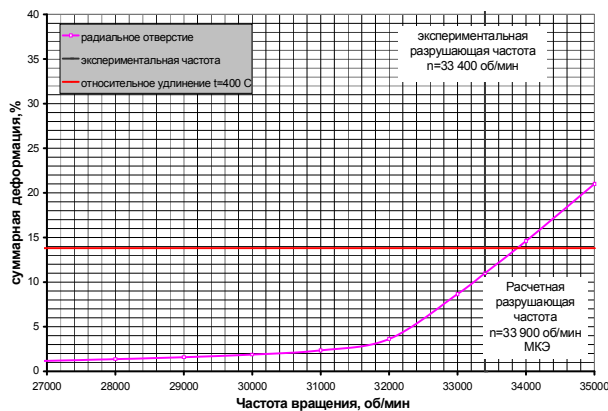


Рис. 4. Зависимости эквивалентных суммарных деформаций от частоты вращения диска

Согласно металлургическим исследованиям разрушение диска началось с радиального отверстия в ступице.

Для лопатки ротора турбины разрушающую частоту вращения можно определить по результатам расчета одномерной модели на несущую способность, т.е. достижение предела прочности по всему расчетному сечению лопатки. Допустимый запас по несущей способности определенный по существующей методике составляет порядка 1,5.

2. Решение проблемы

Для получения меньших запасов прочности рабочих лопаток по сравнению с диском выполнено ослабление хвостовика лопатки первой ступени силовой турбины. На рис. 5 представлена КЭ модель лопатки. Ослабление выполнено за счет введения двух отверстий в удлинительной ножке перпендикулярно оси лопатки. В зоне отверстий введена увеличенная густота элементов. Расчет выполнен в поле центробежных сил. На рис. 6 представлены результаты расчета объемного НДС предлагаемой лопатки. Наибольшая интенсивность напряжений и деформаций находится в зоне отверстий. На рис. 7 показана зависимость суммарной эквивалентной деформации в зоне максимальной концентрации от частоты вращения ротора. Определенная этим методом расчетная разрушающая частота вращения рабочей лопатки составила $n = 30000$ об/мин, что ниже расчетной разрушающей частоты вращения диска ($n = 33900$ об/мин) на 13%.

Сравнение зависимостей суммарных эквивалентных деформаций в зонах максимальной концентрации напряжений диска и лопаток представлено на рис. 7, из которого видно, что определенная этим методом расчетная разрушающая частота вращения рабочей лопатки ниже, чем у диска.

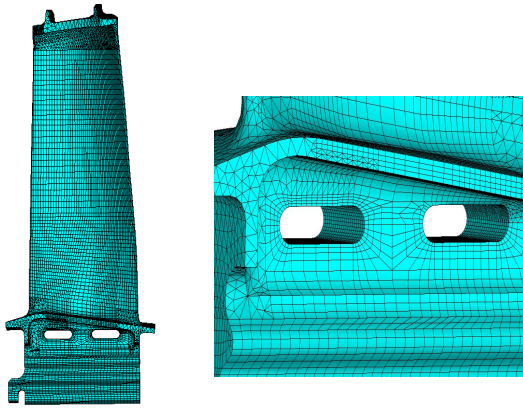


Рис. 5. Модель предлагаемой лопатки

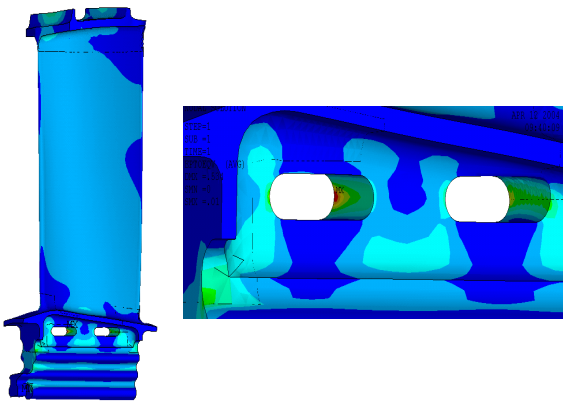


Рис. 6. Распределение эквивалентных суммарных деформаций в лопатке

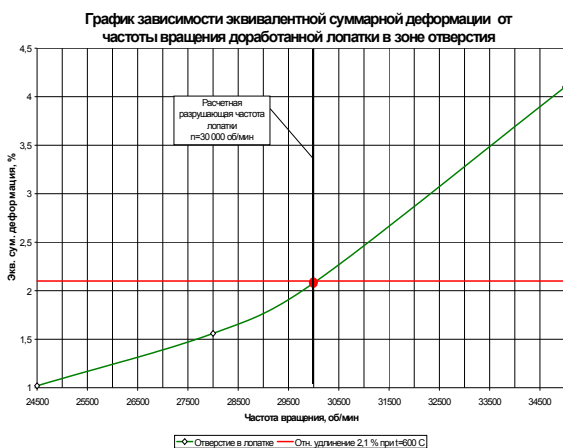


Рис. 7. Зависимости эквивалентных суммарных деформаций от частоты вращения диска

Заключение

Предлагаемая методика расчетного определения разрушающей частоты вращения рабочей лопатки и диска обладает достаточной точностью и позволяет проектировать ротор силовой турбины с

ранжированием запасов. Обрыв рабочей лопатки и последующее снижение частоты вращения гарантирует отсутствие нелокализованных фрагментов при разрушении вала СТ.

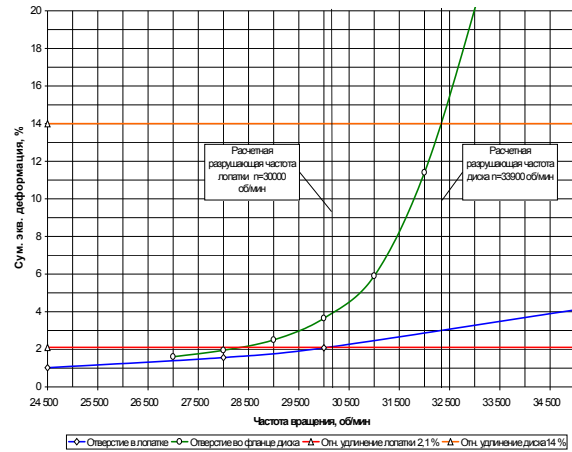


Рис. 8. Зависимости эквивалентных суммарных деформаций от частоты вращения диска, лопатки и разрушающие частоты вращения

Литература

1. Грушко М.Ю., Галкин О.В., Михайлов А.Л. Развитие критериев несущей способности дисков ротора турбины ГТД при расчете НДС на трехмерных моделях // Новые технологические процессы и надежность ГТД. – М.: ЦИАМ. – 2003. – С. 103 – 112.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение. – 1979. – 702 с.
3. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.
4. Михайлов А.Л. Критерии несущей способности дисков ротора турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС // Вестник двигателестроения. – Запорожье. – 2003. – № 2. – С. 105 – 110.

Поступила в редакцию 1.06.2004

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.Н. Вернигор, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева, Рыбинск.