

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКА КОМПРЕССОРА ГТД

Бураго Н.Г., Журавлев А.Б., Никитин И.С.

Институт проблем механики РАН, Москва

Фрактографические исследования поверхностей разрушения элементов конструкций авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) показывают [1], что зарождение усталостных трещин часто происходит в окрестности ребер контактных поверхностей диска компрессора и лопаток. Определение очага зарождения и ориентации усталостных трещин необходимо для исследования их развития в процессе многоциклового эксплуатации. В данной работе построена полная конечно-элементная модель [2] диска с лопатками и иными реальными элементами конструкции (удерживающие штифты, бандажные полки) и модель сектора диска с одиночной лопаткой. Расчетная схема включает комбинацию внешних нагрузок с учетом центробежных сил, распределенных аэродинамических давлений на лопатки [3] и нелинейного контактного взаимодействия диска, лопаток и иных дополнительных элементов конструкции. Результаты расчетов на полной модели использовались при построении более точного решения на подробной сетке со сгущением для сектора с одиночной лопаткой.

Разрушения в ободной части дисков компрессоров из титановых сплавов могут приводить к образованию фрагментов, которые либо остаются в двигателе или выходят за его пределы. Во всех случаях трещины возникают в скруглениях малого радиуса соединения “ласточкин хвост” (межпазовый выступ, см. Рис. 1), и далее могут распространяться в двух направлениях: (1) вдоль радиуса диска, а далее, не доходя до

ступичной части диска, возвращаются к ободу или останавливаются в отверстии в полотне диска; (2) развитие происходит по основанию межпазового выступа.

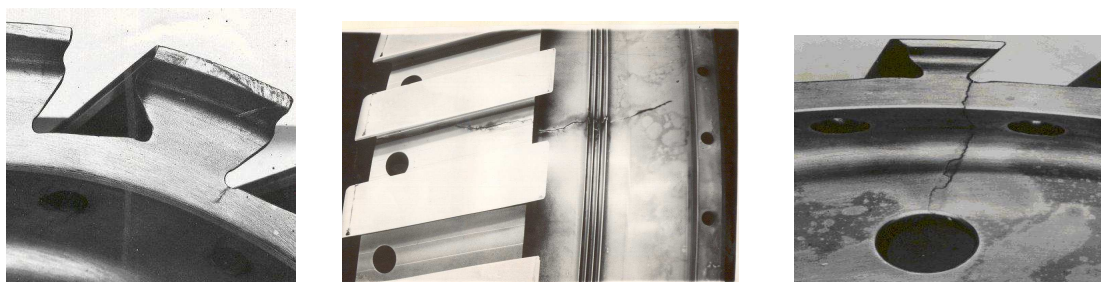


Рис. 1. Фотографии трещин в дисках компрессора

Описанные особенности зарождения трещины вдоль границы паза под лопатку указывают на существенную роль в разрушении диска на начальном этапе нагрузок, которые вызывались контактным воздействием лопатки. Определение очагов зарождения усталостных трещин в дисках и лопатках требует подробного описания полей напряжений и зон их концентрации. Расчетная модель, соответствующая циклу нагружения, должна учитывать два основных фактора нагружения: центробежную силу, соответствующую максимальной частоте вращения диска компрессора, аэродинамические нагрузки на лопатки, соответствующие максимальной (крейсерской) скорости полета, а также нагрузки контактного взаимодействия диска и лопаток.

Напряженно-деформированное состояние системы диск-лопатка определяется системой уравнений для тензора напряжений σ и вектора скоростей \mathbf{v} (или перемещений \mathbf{u} , $\mathbf{v} = d_t \mathbf{u}$) во вращающейся с угловой скоростью ω системе координат

$$\nabla \cdot \sigma + \rho \omega^2 \mathbf{r} = \rho d_t \mathbf{v} \quad d_t \sigma = \lambda(\mathbf{e}^e : \mathbf{I})\mathbf{I} + 2\mu \mathbf{e}^e \quad \mathbf{e} = \mathbf{e}^e + \mathbf{e}^p$$

где область решения имеет вид $V_t = \{(\mathbf{x}, t) : \mathbf{x} \in V, t \geq 0\}$, t - время, \mathbf{x} - лагранжев радиус вектор, начало координат помещено на оси вращения, \mathbf{a} - единичный вектор оси вращения, $\mathbf{r} = \mathbf{x} - (\mathbf{x} \cdot \mathbf{a})\mathbf{a}$ - вектор нормали, опущенной из точки с радиус-вектором \mathbf{x} на ось вращения, d_t - оператор лагранжевой производной по времени, $\mathbf{e} = (\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T)/2$ - тензор скоростей деформации, \mathbf{e}^e и \mathbf{e}^p - тензоры скоростей упругой и неупругой деформации.

Для базовой модели идеальной упругопластичности с условием пластичности Мизеса тензор скоростей неупругой (пластической) деформации исключается из приведенных выше уравнений с помощью соотношений закона пластического течения:

$$\mathbf{e}^p = \Lambda \mathbf{s} \quad \mathbf{s} = \boldsymbol{\sigma} - (\boldsymbol{\sigma} : \mathbf{I})\mathbf{I}/3 \quad \Lambda > 0: \quad \mathbf{s} : \mathbf{s} = 2\tau_0^2 \quad \Lambda = 0: \quad \mathbf{s} : \mathbf{s} < 2\tau_0^2$$

Основными искомыми функциями являются перемещения, скорости и напряжения. Начальные условия имеют вид $t = 0 : \mathbf{u} = 0, \mathbf{v} = 0, \boldsymbol{\sigma} = 0$.

На границе ($S = S_\sigma \cup S_u \cup S_c$) задаются либо силовые граничные условия (участки S_σ), либо кинематические граничные условия (участки S_u), либо контактные условия (участки S_c).

Силовые граничные условия имеют вид

$$\mathbf{x} \in S_\sigma : \quad p_n = p_n^*(\mathbf{x}, t) \quad p_{\tau\alpha} = p_{\tau\alpha}^*(\mathbf{x}, t) \quad (\alpha = 1, 2)$$

где $p_n = \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}$ и $p_{\tau\alpha} = (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \cdot \boldsymbol{\tau}_\alpha$ ($\alpha = 1, 2$) - нормальная и касательные составляющие поверхностной нагрузки, выраженные через тензор напряжений, \mathbf{n} и $\boldsymbol{\tau}_\alpha$ ($\alpha = 1, 2$) - векторы нормали и касательных к граничной поверхности. При аэродинамических нагрузках считается, что касательные нагрузки отсутствуют $p_{\tau\alpha} = 0$, а нормальная $p_n = p_*(\mathbf{x}, t)$ обусловлена аэродинамическим давлением.

Кинематические граничные условия на S_u имеют вид :

$$\mathbf{x} \in S_u : \quad \mathbf{u} = \mathbf{u}_*(\mathbf{x}, t)$$

где $\mathbf{u}_* = \mathbf{u}_*(\mathbf{x}, t)$ - заданная функция координат и времени.

В простейшем случае контактные условия задавались в предположении идеального контакта (полного сцепления):

$$[u_n] = [u_\tau] = [p_n] = [p_\tau]$$

при котором смещения и поверхностные напряжения непрерывны. Здесь квадратные скобки использованы для обозначения скачков.

В общем случае контактные условия допускают проскальзывание с трением и отлипанием, а зона контакта (участки границы с нулевым скачком нормальных перемещений) является переменной во времени.. В зоне контакта условия имеют вид:

$$[u_n] = 0, [v_\tau] = 0 : p_n < 0, |p_\tau| \leq q |p_n|$$

$$[u_n] = 0, [v_\tau] \neq 0 : p_n < 0, p_\tau = q |p_n| [v_\tau] / |[v_\tau]|$$

В зоне отлипания контактные условия имеют вид

$$[u_n] > 0 : p_\tau = p_n = 0$$

При $q = 0$ имеем контакт с отлипанием и проскальзыванием без трения.

Для определения распределенных аэродинамических нагрузок на лопатки принимается гипотеза изолированного профиля [4]. Обозначим: ω - частота вращения диска, x – локальная продольная координата хорды сечения, β - угол между радиальной составляющей скорости и результирующим вектором скорости, $w = \sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2}$ - модуль результирующей скорости, $\gamma(r)$ - переменная крутка сечения, где r - радиальная координата сечения. Локальный угол атаки сечения будет равен: $\alpha = \gamma(r) - \arctg \frac{v_\infty}{\omega r}$. Локальный шаг решетки будет равен: $t = 2\pi r / N$,

где N - число лопаток на диске. Формулы для перепада давлений в случае одной обтекаемой пластины и в случае обтекания решетки пластин, полученные с использованием методов ТФКП [5], имеют следующий вид.

Распределение давлений по поверхности одиночной лопатки:

$$\Delta p(r, x) = \rho (v_{\infty}^2 + \omega^2 r^2) \sqrt{\frac{a-x}{a+x+\delta}} \sin 2 \left(\gamma(r) - \operatorname{arctg} \frac{v_{\infty}}{\omega r} \right)$$

Распределение давлений по поверхности лопатки в решетке:

$$\Delta p(r, x) = \rho (v_{\infty}^2 + \omega^2 r^2) e^{-\frac{aN}{2r}} \sqrt{\frac{\operatorname{sh} \frac{N(a-x)}{2r}}{\operatorname{sh} \frac{N(a+x+\delta)}{2r}}} \sin 2 \left(\gamma(r) - \operatorname{arctg} \frac{v_{\infty}}{\omega r} \right)$$

Точные решения из-за острой передней кромки содержат особенность при $x = -a$, для снятия этой особенности в формулы введен малый радиус скругления передней кромки δ .

Сжимаемость газа можно учесть введением множителя Прандтля-Глауэрта $1/\sqrt{1-M^2}$, где $M = w/c = \sqrt{v_{\infty}^2 + \omega^2 r^2} / c$ - число Маха набегающего потока, $p_{\pm}^c(r, x) = p_{\pm}(r, x) / \sqrt{1-M^2}$, $\Delta p^c(r, x) = \Delta p(r, x) / \sqrt{1-M^2}$, c - скорость звука. Данное рассмотрение справедливо при выполнении условия дозвукового обтекания $\sqrt{v_{\infty}^2 + \omega^2 r^2} < c$ для любого сечения лопатки. Полученные распределения давлений по поверхности лопатки можно использовать в качестве внешних нагрузок для расчета напряженно-деформированного состояния контактной системы диск-лопатка ГТД.

Для исследования выбран диск с лопатками компрессора двигателей серии Д30. Для этого объекта имеется наибольшее количество данных о происшествиях, дефектах и случаях разрушения, а также фрагментов, изученных методом фрактографии поверхностей излома, зон зарождения усталостных трещин, накопления усталостных бороздок и т.п.

Анализ напряженно-деформированного состояния контактной системы диск-лопатка ГТД с учетом дополнительных элементов конструкции требует создания полной геометрической и расчетной модели. Результат этого построения с использованием программного комплекса [2] представлен на Рис. 2 и 3. Геометрическая полная модель с конечно-элементным разбиением приведена на Рис. 4.

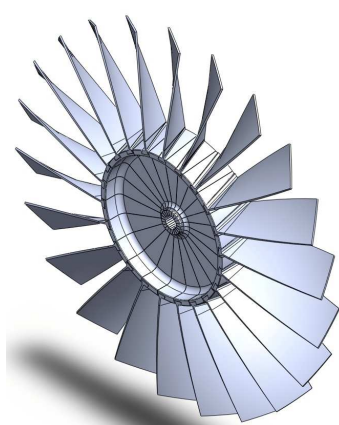


Рис. 2. Модель без бандажа

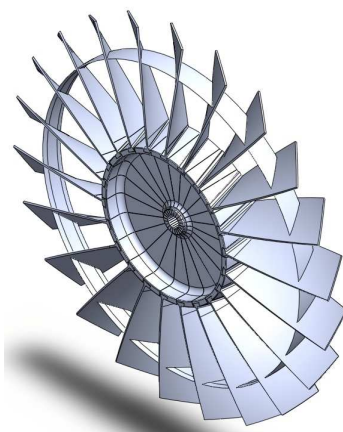


Рис. 3. Модель с бандажом

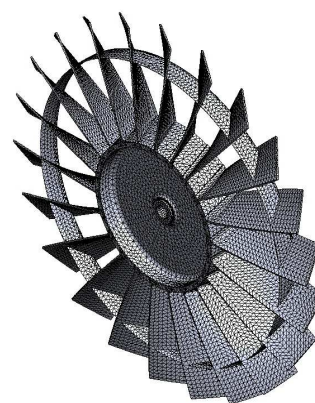


Рис. 4. Сетка

В представленных ранее [3] решениях задач о вращении диска компрессора со свободной лопастью лопатки, Рис. 2, были получены высокие уровни перемещений конца лопатки, вызванные изгибом лопасти в результате внешних воздействий. Реальная конструкция снабжена т.н. бандажной полкой, Рис. 3, представляющей собой обруч, соединяющий лопасти лопаток. Бандажная полка должна препятствовать свободному изгибу лопастей, повышая жесткость конструкции.

Численное решение полномасштабной задачи не может быть получено с использованием современного персонального компьютера по следующим причинам. Расчетная модель сектора диска с одной лопаткой требует для удовлетворительного разрешения области концентрации напряжений (основание лопатки и крепежный вырез) создания расчетной сетки, содержащей до 100000 элементов. Время решения такой задачи, в

основном за счет обработки контактных условий, составляет от 1 до 1.5 часов.

Таким образом, аналогичная сетка для полномасштабной задачи будет содержать $2 \cdot 10^6 \div 3 \cdot 10^6$ элементов. С учетом нелинейной зависимости времени вычислений от количества элементов, решение вряд ли будет получено в обозримые сроки. Кроме того, объем оперативной памяти, необходимый для обработки такой задачи существенно превышает возможности персональных компьютеров. С учетом сказанного, был реализован вариант решения задачи для отдельного сектора диска с одной лопаткой, показанного на Рис. 5.

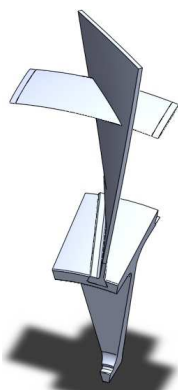


Рис. 5

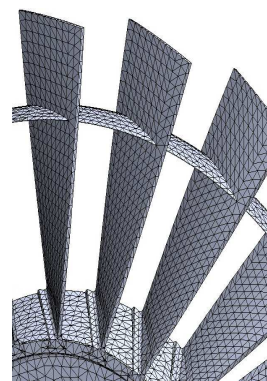


Рис. 6

В расчете отдельного углового сектора возникает проблема постановки граничных условий на левой и правой плоскостях, вырезающих этот угловой сектор. Корректная постановка задачи для отдельного сектора должна содержать фактические перемещения бандажной полки в качестве граничных условий на отсекающих сектор поверхностях. Эти перемещения могут быть получены только из решения полномасштабной задачи. Поскольку решение такой задачи на качественной сетке с учетом контактных условий пока технически невозможно, то расчет был выполнен на сетке без существенного сгущения и при условиях полного сцепления контактных поверхностей. Фрагмент сетки изображен на Рис. 6.

Приведем результаты сопоставления решения с учетом бандажной полки с решением без учета бандажной полки. Предполагается, что диск компрессора ГТД, оснащенный лопатками, вращается в набегающем потоке с угловой скоростью $\omega = 300$ рад/с (2865 об/мин). Скоростной напор на бесконечности равен $\frac{1}{2}\rho \cdot V^2 = 20000$ н, что соответствует скорости потока 200 м/с при плотности 1 кг/м^3 . На Рис. 7 и 8 представлены уровни перемещения на деформированной форме модели (для наглядности перемещения увеличены в 5 раз). Видно, что бандажная полка существенно препятствует изгибу лопаток.

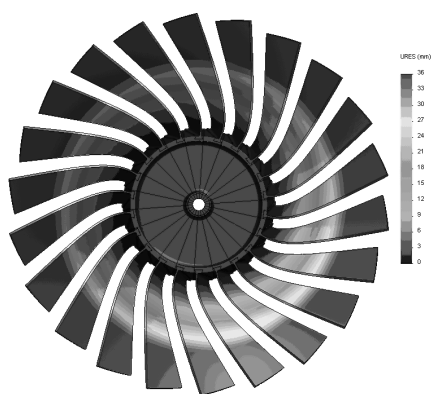


Рис. 7

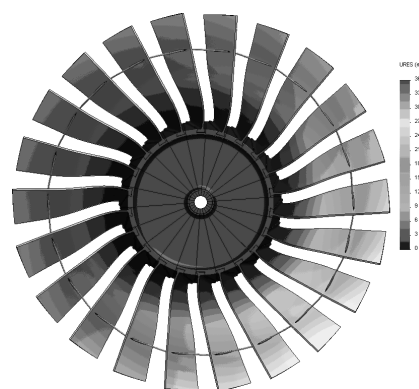


Рис. 8

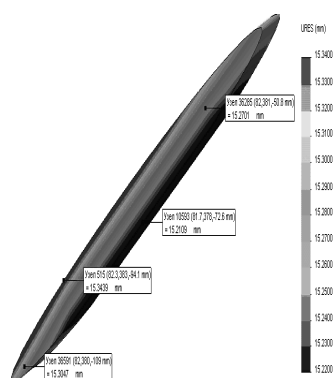


Рис. 9

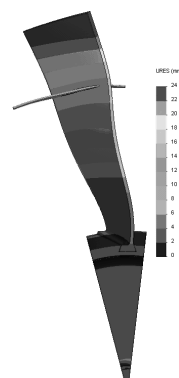


Рис. 10

Найдем перемещения бандажной полки в сечениях, соответствующих торцам отдельного сектора. Поскольку перемещения почти однородны по сечениям (см. Рис. 9), искомые значения можно определить из их распределений вдоль круговой кромки бандажной полки.

Обозначим u_r , u_θ и u_z проекции перемещений в цилиндрической системе координат, связанной с осью вращения. Граничные перемещения равны: $u_{r1} \approx u_{r2} \approx 0.4$ мм, $u_{\theta 1} \approx u_{\theta 2} \approx 15.2$ мм, $u_{z1} \approx u_{z2} \approx 5$ мм. Здесь индексы 1 и 2 выделяют перемещения, соответствующие левому и правому торцу. Граничные условия на левом и правом торцах отдельного сектора для компонент перемещений принимались в виде $u_k \Big|_j = u_{kj}$ ($j=1,2$).

На Рис. 10 показаны уровни перемещения на деформированной форме модели (перемещения увеличены в 5 раз). Профиль имеет перегибы в нижней части лопасти (ниже бандажной полки). Это является следствием ограничения перемещения по радиусу.

Рассмотрим детально область концентрации напряжений. Увеличим развертку уровней до 100÷340 МПа и выполним зондирование значений в отдельных точках области (Рис. 11, 12).

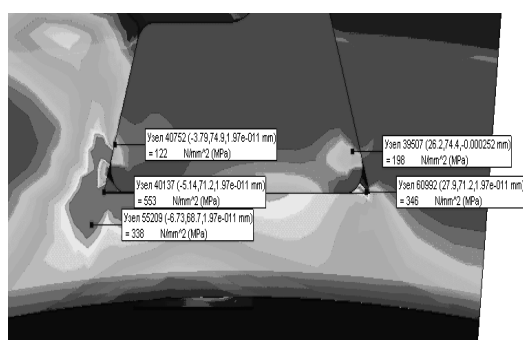


Рис. 11. Интенсивность напряжений

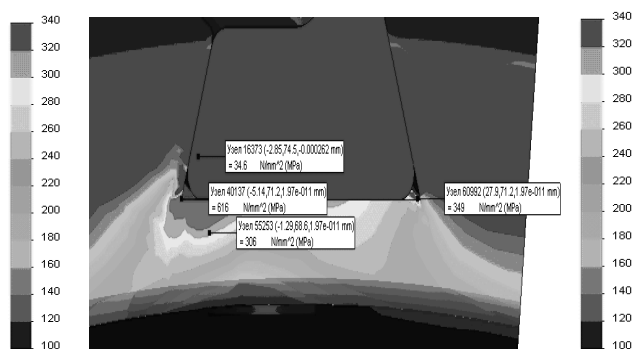


Рис. 12. Максимальное главное напряжение

Наибольшие напряжения развиваются в левом углу выреза. Их значения $\sigma_i^{\max} = 553$ МПа и $\sigma_1^{\max} = 616$ МПа сопоставимы с пределом текучести титанового сплава $\sigma_T^{\text{ТИ}} = 937$ МПа. Напряжения в основании лопатки существенно ниже, однако в отдельных точках превосходят предел текучести алюминиевого сплава $\sigma_T^{\text{ал}} = 69$ МПа.

Хотя на основании значений напряжений в отдельных узлах нельзя делать вывод о возникновении зон разрушения, обнаруженные зоны концентрации напряжений являются потенциально опасными с точки зрения малоциклового усталости (для полетного цикла нагружения). Исследование напряженного состояния в этих зонах на основе критериев многоосного усталостного разрушения позволит оценить долговечность рассматриваемого элемента конструкции ГТД.

Данная работа выполнена в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009-2013 годы и гранта НШ-3288.2010.1.

Литература

1. Шанявский А.А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций: Монография. - Уфа: Издательство научно-технической литературы «Монография», 2003. - 802с.
2. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике: Монография / Алямовский А.А. [и др.] - СПб.: БХВ-Петербург, 2005. - 799с.
3. Исследование напряженного состояния элементов конструкции ГТД / Бураго Н.Г. [и др.] - М.: ИПМех РАН, 2010. Препринт №959. - 32с.
4. Мхитарян А.М. Аэродинамика. М.: Машиностроение, 1976. - 447с.
5. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика в 2 ч. Ч. 1. - М.: Физматгиз, 1963. - 584с.