

УДК 539.3

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОНТАКТНОЙ СИСТЕМЫ «ДИСК–ЛОПАТКА» ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Н.Г. Бураго¹, А.Б. Журавлев², И.С. Никитин³¹*Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН, Москва, Россия*²*Объединенный институт высоких температур РАН, Москва, Россия*³*МАТИ – Российский государственный технологический университет им. К.Э. Циолковского, Москва, Россия*

Разработана расчетная модель системы «диск–лопатка» газотурбинного двигателя (ГТД) с учетом центробежных сил, распределенных аэродинамических нагрузок и нелинейных контактных условий. Изучено влияние центробежных и аэродинамических нагрузок и контактных условий на формирование зон концентрации напряжений в окрестности соединения диска и лопатки.

Ключевые слова: концентрация напряжений, расчетная модель, диск ГТД, центробежные силы, распределенная аэродинамическая нагрузка, нелинейные контактные условия

ANALYSIS OF STRESS STATE OF GTE CONTACT SYSTEM «DISK-BLADE»

N.G. Burago¹, A.B. Zhuravlev² and I.S. Nikitin³¹*Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics RAS, Moscow, Russia*²*Joint Institute for High Temperatures RAS, Moscow, Russia*³*MATI – Russian State Technological University, Moscow, Russia*

In this paper we present a mathematical model of the system “disk–blade” of a gas-turbine engine (GTE), which takes into account centrifugal forces, distributed aerodynamic loads and nonlinear contact conditions. The influence of centrifugal and aerodynamic forces and contact conditions on formation of stress concentration zones near the disk and blade junction is studied numerically.

Keywords: stress concentration, mathematical model, GTE disk, centrifugal forces, distributed aerodynamic loads, nonlinear contact conditions

1. Введение

Расчет вращающихся дисков компрессоров и турбин на прочность и усталостное разрушение является важнейшей задачей при определении долговечности и параметров безопасной эксплуатации турбореактивных двигателей. Обширный обзор методов, библиография и результаты аналитических, численных и экспериментальных исследований в этой области приведены в работах [1, 2]. Подробное изложение наглядных и сравнительно несложных методов раздельного расчета дисков и лопаток на долговечность при комбинированном действии ползучести и малоциклового усталости сделано в [3]. Общие схемы расчета систем диска и лопаток ГТД с интегральной оценкой силовых, моментных и контактных факторов нагружения описаны в монографии [4].

Результаты двумерных и трехмерных конечно-элементных расчетов напряженного состояния дисков компрессоров и турбин приведены в различных статьях. Например, в [5] рассчитана окрестность контактной зоны «елочного» замка диска турбины, в [6]

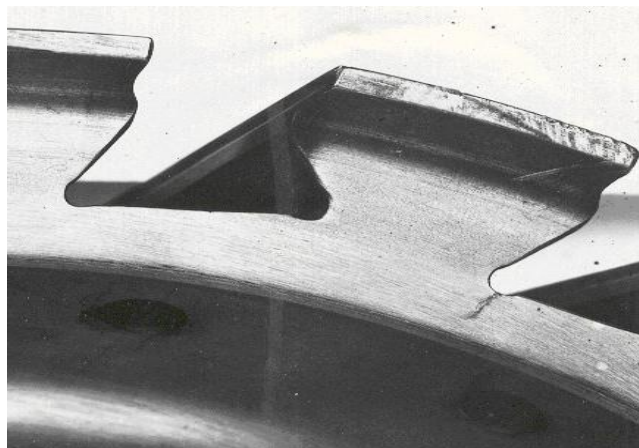


Рис. 1. Усталостная трещина в соединении «ласточкин хвост»

определены зоны максимальных напряжений в диске компрессора под действием центробежных нагрузок, в [7] изучено влияние концентратора в диске на рост усталостной трещины, в [8] исследованы термоупругопластические поля напряжений в лопатках диска турбины под действием характерного спектра нагрузок и проведены оценки времени многоциклового усталостного разрушения.

Эксперименты показывают, что зарождение усталостных трещин происходит в зонах концентрации напряжений в окрестности отверстий и вырезов в ступичной и ободной частях, предназначенных для крепления вала и лопаток (Рис. 1). Разрушения ободной части дисков компрессоров из титановых сплавов сопровождаются образованием фрагментов, которые, обладая высокой скоростью, производят разрушения окружающих элементов конструкции, вызывая катастрофические последствия.

Наиболее существенную роль в формировании зон разрушения в системе «диск–лопатка» ГТД играют контактные взаимодействия, поэтому в постановке задачи должны быть приняты во внимание:

- контактное взаимодействие лопатки с диском при различных условиях контакта: полное сцепление, гладкое проскальзывание, трение с отлипанием;
- контактное взаимодействие системы «диск–лопатка» с закрепляющими штифтами из более прочного материала;
- дополнительные к центробежным силам аэродинамические нагрузки на лопатку, которые передаются на диск через контакт с лопатками и закрепляющими штифтами.

Для определения зон концентрации напряжений требуется решение связанной контактной задачи взаимодействия диска и лопатки, которое можно получить только численно. В настоящем исследовании такое решение получено. Изучены поля напряжений и зоны их концентрации в окрестности контактных граней и ребер ободной части вращающегося диска. Определены зоны максимальных растягивающих главных напряжений и ориентация плоскостей их действия, то есть определены места зарождения и ориентация усталостных трещин. Выявлены расчетные контактные условия, обеспечивающие наиболее приемлемое соответствие расчетных и экспериментальных данных.

Учет аэродинамических нагрузок в рамках общего подхода, требующего совместного решения газодинамической и прочностной задач, в нашем случае нецелесообразен, так как в условиях сложной трехмерной геометрии пришлось бы использовать грубые сетки, которые не могут обеспечить достаточную точность численного решения. Поэтому в настоящем исследовании расчет аэродинамических нагрузок выполнен аналитически на основании ряда упрощающих гипотез и известных решений задач об обтекании решетки профилей.

Поскольку проводимый в настоящей работе анализ напряженно-деформированного состояния дисков ГТД не учитывает влияние температурных воздействий, то полученные результаты пригодны в полной мере только для низкотемпературных процессов разрушения дисков компрессоров первых ступеней, то есть компрессоров низкого давления.

2. Постановка задачи

Напряженно-деформированное состояние контактной системы «диск–лопатка» определяется системой уравнений [9]:

$$\rho d\mathbf{v}/dt = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{g}, \quad d\boldsymbol{\sigma} / dt = \lambda(\mathbf{e} : \mathbf{I})\mathbf{I} + 2\mu\mathbf{e}, \quad \mathbf{e} = (\nabla\mathbf{v} + \nabla\mathbf{v}^T)/2, \quad d\mathbf{u}/dt = \mathbf{v}, \quad (1)$$

включающей уравнения движения, продифференцированный по времени закон упругости Гука и кинематические соотношения, связывающие скорость деформации \mathbf{e} , векторы перемещения \mathbf{u} и скорости \mathbf{v} . Здесь \mathbf{I} — единичный тензор, λ и μ — константы упругости Ламе, $\boldsymbol{\sigma}$ — тензор напряжений Коши, $\rho\mathbf{g}$ — центробежная сила, ρ — плотность, индекс «Т» обозначает операцию транспонирования.

Граница области решения V представляется объединением частей границы трех типов $S = S_p \cup S_v \cup S_c$, на которых задаются внешние нагрузки, скорости и условия контакта соответственно. Для границ S_p и S_v условия имеют вид:

$$\begin{aligned} t \geq 0, \quad \mathbf{x} \in S_p: \quad & \sigma_n = (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \cdot \mathbf{n} = p_n^*, \quad \sigma_{n\alpha} = (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \cdot \boldsymbol{\tau}_\alpha = T_\alpha^*, \\ t \geq 0, \quad \mathbf{x} \in S_v: \quad & \mathbf{v} = \mathbf{v}_*, \end{aligned} \quad (2)$$

где \mathbf{x} — граничная точка, \mathbf{n} и $\boldsymbol{\tau}_\alpha$ ($\alpha = 1, 2$) — орты нормали и касательных к границе, p_n^* — аэродинамическое давление; величины со звездочками полагаются заданными. При аэродинамических поверхностных нагрузках $T_\alpha^* = 0$.

Контактные условия различных типов задаются на контактных поверхностях S_c и записываются с учетом обозначений $[\mathbf{v}_{\tau\alpha}]$ ($\alpha = 1, 2$) и $[u_n]$ для скачков касательных скоростей и нормальных смещений соответственно; считается, что нормальные и касательные напряжения непрерывны на контактных границах $[\sigma_n] = [\sigma_{n\alpha}]$; полагается, что коэффициент трения q не зависит от направления касательной и неотрицателен.

Рассматриваются следующие типы контактных условий (для всех случаев $t \geq 0$):

– проскальзывание с трением

$$\begin{aligned} \mathbf{x} \in S_c: \quad & \sigma_n < 0, \quad |\sigma_{n\alpha}| < q|\sigma_n|, \quad [\mathbf{v}_{\tau\alpha}] = 0, \quad [u_n] = 0 \text{ для трения покоя,} \\ \mathbf{x} \in S_c: \quad & \sigma_n < 0, \quad \sigma_{n\alpha} = q|\sigma_n|[\mathbf{v}_{\tau\alpha}]/\|\mathbf{v}_{\tau\alpha}\|, \quad [\mathbf{v}_{\tau\alpha}] \neq 0, \\ & [u_n] = 0 \text{ для трения скольжения} \end{aligned} \quad (3)$$

(здесь индекс $\alpha = 1, 2$; при $q = 0$ имеет место случай проскальзывания без трения — гладкий контакт);

– отлипание

$$\mathbf{x} \in S_c: \quad [u_n] \geq 0, \quad \sigma_{n\alpha} = \sigma_n = 0 \quad (\alpha = 1, 2); \quad (4)$$

– полное сцепление — идеальный контакт

$$\mathbf{x} \in S_c: \quad [\mathbf{u}] = [\sigma_n] = [\sigma_{n\alpha}] = 0 \quad (\alpha = 1, 2). \quad (5)$$

Начальные условия имеют вид:

$$t = 0, \mathbf{x} \in V: \quad \mathbf{u} = 0, \quad \mathbf{v} = 0, \quad \boldsymbol{\sigma} = 0 \quad (6)$$

Таким образом, в области решения V с границей S требуется решить систему уравнений (1) с граничными условиями (2)–(5) и начальными условиями (6).

3. Расчет аэродинамической нагрузки

Для расчета напряженно-деформированного состояния рассматриваемой контактной системы, характерной для авиационного двигателя, необходимо учитывать аэродинамические нагрузки, действующие на поверхности вращающихся лопаток в набегающем потоке газа. Задание аэродинамических нагрузок в виде интегральных величин аэродинамических сил и моментов является недостаточным, поскольку для установления очагов зарождения усталостных трещин в дисках и лопатках требуется подробный анализ полей напряжений и зон их концентрации. Поэтому в настоящей работе учитывается детальное распределение аэродинамических давлений по поверхности лопаток, определяемое на основе классических решений [10], описанных в монографиях [11, 12].

3.1. Распределенная нагрузка на одиночную лопатку

Для расчета обтекания отдельной лопатки принимается гипотеза изолированного профиля [13]. Сечение лопатки с переменной круткой считается пластинкой длиной $2a$. Вначале решается задача распределения давления на пластинку, обтекаемую под углом атаки α потоком идеального несжимаемого газа, имеющим скорость на бесконечности [10]. При этом разность давлений Δp на противоположных сторонах пластинки вычисляется по формуле:

$$\Delta p = \rho v_\infty^2 \sin 2\alpha \sqrt{(a-x)/(a+x)}, \quad (7)$$

где v_∞ , p_∞ и ρ — скорость, давление и плотность газа на бесконечности, x — координата точек пластинки, $|x| \leq a$.

3.2. Распределенная нагрузка на лопатку в решетке

Задача дозвукового обтекания решетки пластинок с периодом d в общем виде решена в [10]. На основе построенного там комплексного потенциала течения может быть получена формула для квадрата скорости обтекания:

$$v_\pm^2 = v_\infty^2 g_\pm(\varphi).$$

Здесь знаки «+» и «-» относятся, соответственно, к верхней и нижней сторонам пластинки;

$$g_{\pm}(\varphi) = \left[\left(1 - \frac{4\varepsilon}{(1+\varepsilon)^2} \sin^2 \alpha \right) + \left(1 - \frac{2(1+\varepsilon^2)}{(1+\varepsilon)^2} \sin^2 \alpha \right) \cos \varphi \pm \frac{2(1-\varepsilon)}{(1+\varepsilon)} \sin \alpha \cos \alpha \sin \varphi \right] / (1 + \cos \varphi),$$

где $\varepsilon = \text{th}((\pi a)/(2d))$, $\cos \varphi = \text{cth}(\pi a/d) \text{th}(\pi x/d)$.

Использование интеграла Бернулли для несжимаемого потока приводит к выражению для распределения давления p_{\pm} на обеих сторонах пластинки в решетке вида:

$$p_{\pm} = p_{\infty} + \rho v_{\infty}^2 (1 - g_{\pm}(\varphi)) / 2.$$

Окончательная формула для разности давлений на сторонах пластинки Δp выглядит следующим образом:

$$\Delta p = \rho v_{\infty}^2 \exp(-\pi a/d) \sin 2\alpha \sqrt{\text{sh} \frac{\pi(a-x)}{d} / \text{sh} \frac{\pi(a+x)}{d}}. \tag{8}$$

При $d \rightarrow \infty$ эта формула для решетки пластинок переходит в формулу для одной пластинки (7).

Угол атаки набегающего потока зависит от r — расстояния от оси вращения до соответствующего поперечного сечения лопатки, закручивающегося на угол $\gamma(r)$. На рисунке 2, а схематично показаны вырезанный сектор диска с одной лопаткой и обтекание некоторого поперечного сечения лопатки (Рис. 2, б). На рисунке приняты следующие обозначения: ω — частота вращения диска, x — продольная координата хорды поперечного сечения лопатки, $w = \sqrt{v_{\infty}^2 + \omega^2 r^2}$ — модуль результирующей скорости, β — угол между окружной составляющей скорости и результирующим вектором скорости, $\alpha(r) = \gamma(r) - \arctg(v_{\infty}/(\omega r))$ — локальный угол атаки сечения, $d = 2\pi r/N$ — шаг решетки, N — число лопаток на диске.

Поскольку из-за острой передней кромки данные решения содержат математическую особенность при $x = -a$, то для ее устранения в формулы вводится

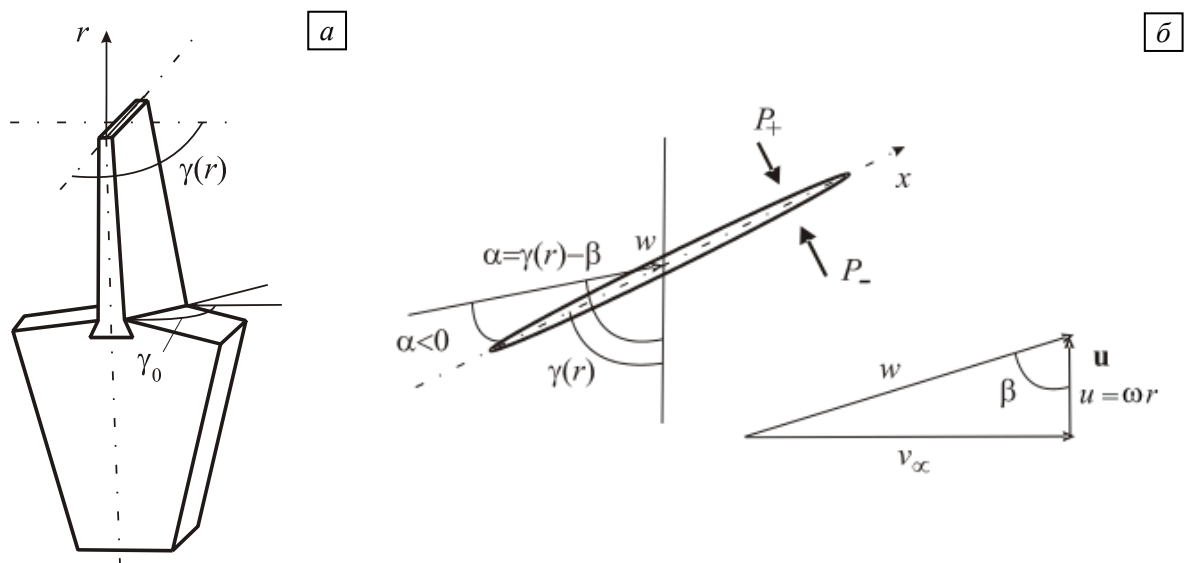


Рис. 2. Схематичное изображение сектора диска с одной лопаткой (а) и обтекания локального сечения лопатки (б)

малый радиус скругления передней кромки δ . С учетом этого перепад давлений на поверхности одиночной лопатки удовлетворяет соотношению:

$$\Delta p(r, x) = \rho(v_\infty^2 + \omega^2 r^2) \sqrt{(a-x)/(a+x+\delta)} \sin 2\alpha(r), \quad (9)$$

а перепад давления на лопатке в решетке определяется формулой

$$\Delta p(r, x) = \rho(v_\infty^2 + \omega^2 r^2) \exp((-aN)/(2r)) \sin 2\alpha(r) \sqrt{\operatorname{sh}\left(\frac{N(a-x)}{2r}\right) / \operatorname{sh}\left(\frac{N(a+x+\delta)}{2r}\right)}. \quad (10)$$

Сжимаемость газа можно учесть введением множителя Прандтля–Глауэрта $1/\sqrt{1-M^2}$, где M — число Маха набегающего потока, $M = w/c = \sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2}/c$, c — скорость звука [13]. Тогда

$$p_\pm^c(r, x) = p_\pm(r, x) / \sqrt{1-M^2}, \quad \Delta p^c(r, x) = \Delta p(r, x) / \sqrt{1-M^2}. \quad (11)$$

Очевидно, что данный анализ справедлив при выполнении условия дозвукового обтекания для любого сечения лопатки: $\sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2} < c$.

Полученные распределения давлений по поверхности лопатки (9–11) в дальнейшем используются в качестве внешних нагрузок при расчете напряженно-деформированного состояния контактной системы «диск–лопатка» авиационного двигателя.

4. Расчетная модель контактной системы

Ввиду сложной геометрии лопатки и сложного распределения действующих на нее центробежных и аэродинамических сил свести контактную задачу для системы «диск–лопатка» к простой задаче нагружения диска внешними нагрузками не представляется возможным. Поэтому геометрическая модель диска, построенная средствами программного комплекса SolidWorks [14] дополнена геометрической моделью «лопатки» (см. Рис. 3). Условия на контактных поверхностях допускают скольжение и отлипание, поэтому геометрическая модель включает также цилиндрический крепежный штифт, ограничивающий смещения лопатки (реальный элемент конструкции).

Наличие сложных контактных условий в соединении «ласточкин хвост» и ожидаемое возникновение концентраторов напряжений в области контакта приводит к необходимости значительного локального сгущения расчетной сетки. Триангуляция с достаточной степенью подробности приводит в полномасштабной модели к количеству элементов $\sim 10^6$. С учетом значительного времени обработки каждого контактного условия такая задача не может быть решена с использованием персонального компьютера. В то же время фрагментация модели контактной системы и последующее рассмотрение одиночного сектора оставляют открытым вопрос о граничных условиях на его боковых поверхностях. Кроме того, вследствие разворота лопаток относительно оси вращения, задача не является осесимметричной.

Для разрешения указанных проблем в данной работе предлагается поэтапная схема расчета. Сначала для полной расчетной модели «диск с 22 лопатками» с помощью программы CosmosWorks [14] создается сетка с умеренным сгущением (Рис. 4, а; количество элементов составляет $\sim 2 \cdot 10^5$). Полученные из расчета полной модели

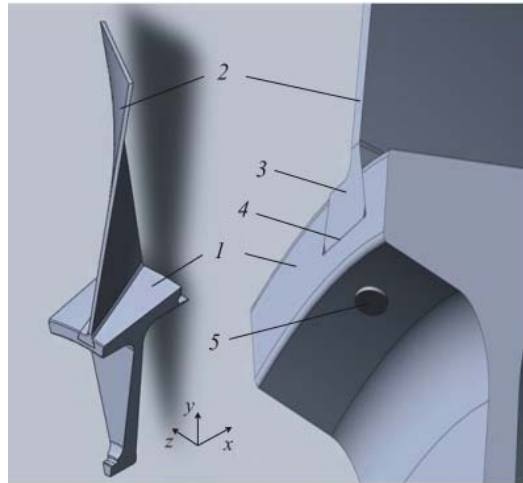


Рис. 3. Геометрическая модель элемента диска ГТД: обод (1), лопатка (2), основание лопатки (3), подошва контактного выреза (4), крепежный штифт (5)

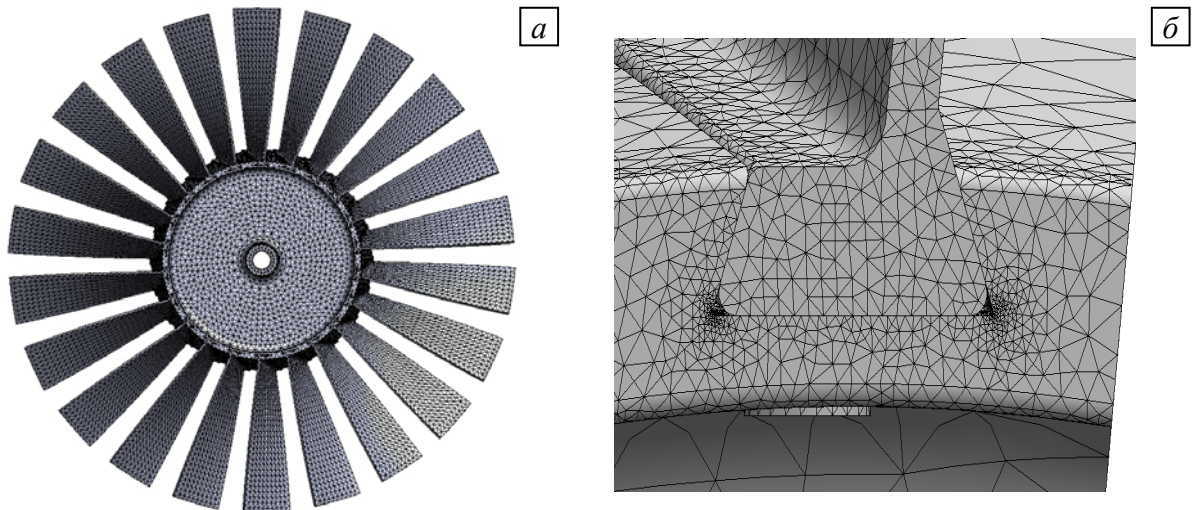


Рис. 4. Полная дискретная модель контактной системы (а) и уточненная в местах возможных концентраторов напряжений сетка (б)

перемещения используются далее для постановки граничных условий на боковых поверхностях сектора диска с одиночной лопаткой, который рассчитывается на уточненной сетке. Сгущенная в окрестности ожидаемых концентраторов напряжений сетка показана на рисунке 4, б. Общее количество элементов при уточняющем расчете сектора диска с лопаткой составляет примерно 10^5 , что вполне приемлемо для вычислений на персональном компьютере.

Таблица. Физико-механические характеристики материалов элементов контактной системы

Деталь	Материал	Свойства материалов					
		Модуль упругости E , ГПа	Коэффициент Пуассона ν	Модуль сдвига G , ГПа	Плотность ρ , кг/м ³	Предел текучести σ_T , МПа	Предел прочности $\sigma_{пр}$, МПа
Диск	Титановый сплав	120	0,32	46	4370	910	937
Лопатка	Алюминиевый сплав	69	0,33	26	2700	75	85
Штифт	Сталь высокопрочная	207	0,27	80	7860	292	685

Свойства материалов приведены в Таблице. Исследовались различные условия на контактных границах. Применялись упрощенные условия идеального контакта (полного сцепления) и общие условия, допускающие переменную зону контакта, отлипание, проскальзывание и трение (см. соотношения (3)–(5)). Контактными поверхностями являлись: боковые и нижняя поверхности крепежного выреза диска; боковые и нижняя поверхности основания лопатки; верхняя торцевая поверхность штифта и подошва посадочного выреза в лопатке; боковая цилиндрическая поверхность штифта и цилиндрические стенки посадочного выреза в лопатке и диске.

5. Результаты

Решения задачи определения напряженно-деформированного состояния диска компрессора ГТД получены с помощью программы SolidWorks/CosmosWorks. Считалось, что диск компрессора, оснащенный лопатками, вращается в набегающем потоке газа с угловой скоростью $\omega = 314$ рад/с (3000 об/мин). Скоростной напор на бесконечности составлял $\rho v^2/2 = 26000$ Н/м², что соответствовало скорости потока 200 м/с при плотности 1,3 кг/м³. Влияние статического давления набегающего потока не учитывалось, давление на лопатки принималось равным дополнительному давлению (9)–(11).

Расчет проводился в два этапа. На первом этапе при упругом поведении материала на грубой сетке определялись деформации всего диска компрессора вместе с лопатками (Рис. 4, а), в результате становились известными перемещения на границе сектора диска с одиночной лопаткой (Рис. 3). На втором этапе проводился уточненный расчет сектора диска с одной лопаткой на измельченной сетке при граничных перемещениях, полученных на первом этапе. Наличие цилиндрического штифта, фиксирующего соединение каждой лопатки с диском (Рис. 3), учитывалось на обоих этапах расчета. Для учета взаимовлияния аэродинамических нагрузок и деформированного состояния системы «диск–лопатка» оба этапа вычислений включались в итерационный процесс поочередного уточнения нагрузок и деформированного состояния. Для достижения приемлемой точности порядка 1% требовалось 3–4 итерации.

Уточнение величины нагрузки приводило к уменьшению перемещений и, таким образом, к меньшему изгибу лопатки. Эффект взаимовлияния деформации лопаток и аэродинамической нагрузки становился заметнее с увеличением скоростей обтекания, угловых скоростей вращения и углов разворота основания лопаток относительно оси вращения.

Далее подробно рассматривается влияние условий контакта системы «диск–лопатка–штифт» на решение задачи о диске с лопатками, вращающемся в набегающем потоке. Сравниваются два случая: первый — условие полного сцепления (идеальный контакт) и второй — малое трение (коэффициент трения $k = 0,1$) при сжимающих нормальных напряжениях с возможностью отлипания (контакт не выдерживает растягивающих напряжений). Результаты вычислений изображены на рисунке 5. Уровни максимального главного напряжения показаны для условий полного сцепления (Рис. 5, а) и малого трения (Рис. 5, б).

Для наглядной демонстрации разницы НДС приведены распределения вертикального перемещения в области контактной границы (у основания лопатки) при условиях полного сцепления (Рис. 5, в) и малого трения (Рис. 5, г). При полном сцеплении на границах лопатки и диска перемещения непрерывны: детали деформируются как единое целое. При малом трении (Рис. 5, г) более жесткий материал диска остается слабо деформированным, в то время как в основании лопатки имеют

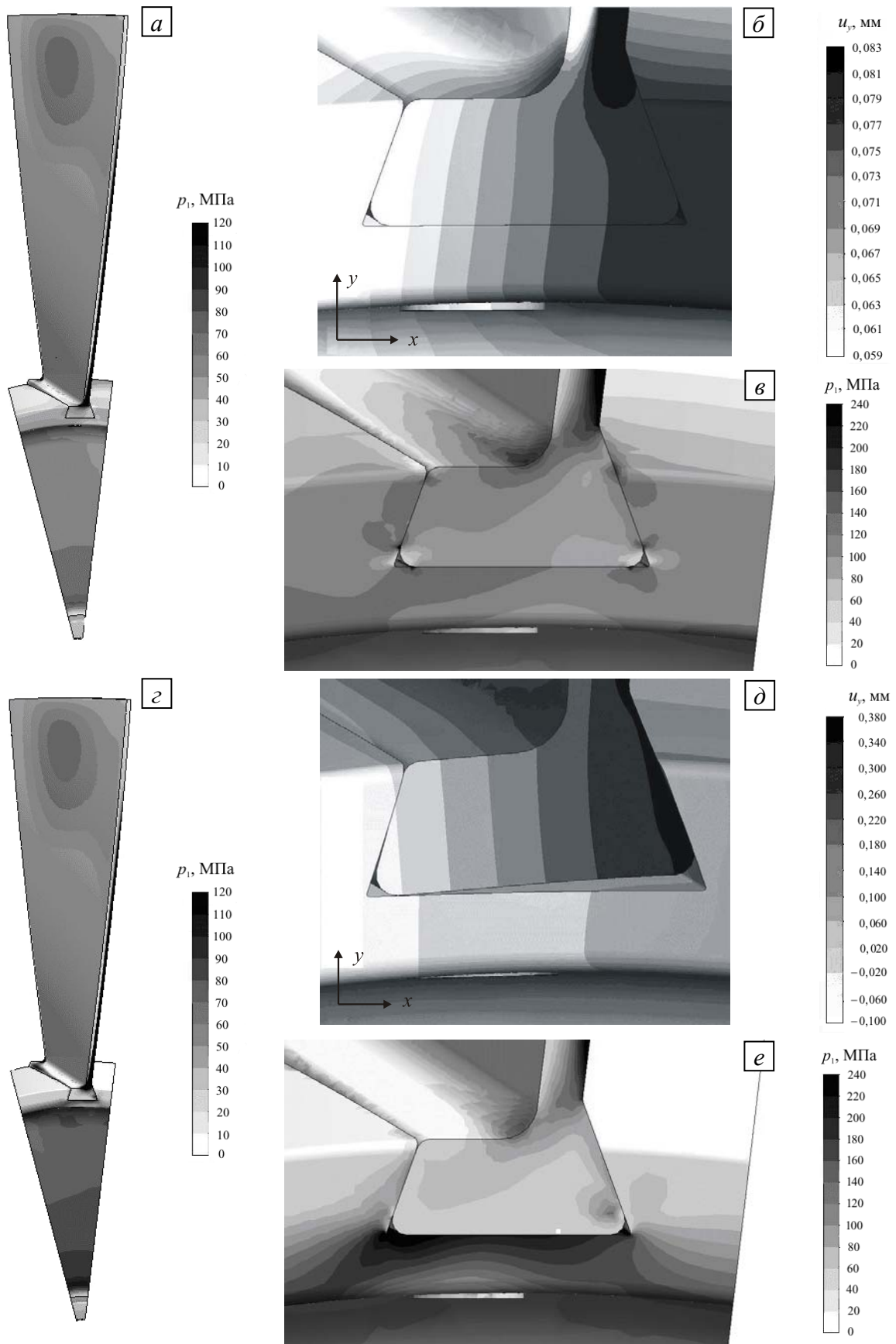


Рис. 5. НДС в контактной системе «диск–лопатка–штифт» при полном сцеплении (*а, б, в*) и малом трении (*г, д, е*): максимальное главное напряжение в целом (*а, г*); вертикальное перемещение (*б, д*) и максимальное главное напряжение (*в, е*) в окрестности основания лопатки

место значительные градиенты перемещений. На контактной границе хорошо виден скачок перемещений. В целом при условии малого трения уровень перемещений значительно выше, чем в модели полного сцепления. Основное отличие решений заключается в том, что при полном сцеплении (Рис. 5, б) кромки выреза и основания лопатки деформированы практически одинаково, а при малом трении кромка лопатки деформирована значительно больше и имеет отличную от кромки выреза диска форму. Уровни вертикального перемещения (Рис. 5, б, д) дают представление о характере взаимного смещения основания лопатки и крепежного выреза. В обоих случаях контактного условия наблюдается тенденция поворота основания внутри выреза против часовой стрелки. При полном сцеплении контуры деталей деформируются совместно, а при отлипании появляется возможность расхождения берегов контакта на подошве. При полном сцеплении правая боковая стенка основания лопатки давит на стенку выреза, порождая в ней напряжения сжатия, при этом верхняя правая кромка выреза, склеенная с поворачивающимся основанием, испытывает растяжение. При контакте с проскальзыванием эта же граница не подвергается существенной перегрузке, но в то же время в окрестности левого нижнего угла имеются близко расположенные концентраторы растяжения (раскрывающийся угол выреза) и сжатия (точка, вокруг которой поворачивается основание, см. Рис. 5, д).

На рисунках 5, в, е изображены распределения максимального главного напряжения в окрестности основания лопатки для условий полного сцепления и малого трения соответственно. При этом максимальное главное напряжение является растягивающим. На рисунках видно, что при малом трении диск испытывает значительные напряжения в области соединения «ласточкин хвост». Напряжения по всей поверхности контакта распределяются неравномерно. Так, например, при полном сцеплении возникает их концентрация в месте контакта левой фаски основания лопатки и боковой поверхности выреза. Это следствие раскрытия угла выреза в монолите. Поскольку условия малого трения допускают проскальзывание и отлипание вдоль поверхностей контакта, концентраторы напряжений в этом случае определяются поворотом основания лопатки внутри выреза.

Зона повышенной концентрации растягивающих напряжений в левом нижнем углу соединения «ласточкин хвост» в случае контакта с малым трением и отлипанием совпадает с расположением усталостной трещины в реальной конструкции, показанной на рисунке 1. Знание НДС в этой части диска компрессора позволяет в дальнейшем оценить его долговечность на основе одного из обобщенных критериев многоосного усталостного разрушения [15].

На рисунках 6 и 7 изображены распределения максимального главного напряжения в крепежном вырезе диска в целом и в сечении, проходящем через его середину, соответственно. В условиях полного сцепления сильно нагружена только середина правой кромки выреза: здесь из-за изгиба лопатки материал работает на разрыв (Рис. 6, а и 7, а). При этом штифт практически не нагружен, детали удерживаются за счет идеального контакта. При малом трении детали удерживаются штифтом, и около него имеется сильная концентрация напряжений (Рис. 6, б и 7, б).

Проведенный сравнительный анализ двух решений указывает на значительное влияние контактных условий на напряженно-деформированное состояние системы «диск–лопатка». При этом напряжения отличаются не только количественно, но и распределяются различным образом. Неправильно поставленное условие контакта может привести к «потере» важного концентратора или к обнаружению несуществующего.

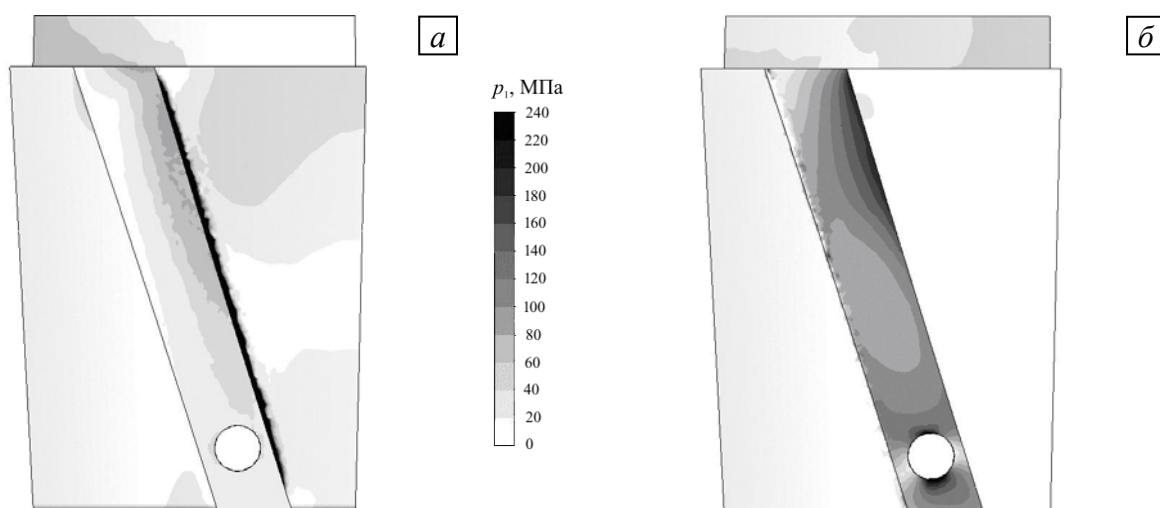


Рис. 6. Распределения максимального главного напряжения в крепежном вырезе диска в целом в условиях полного сцепления (а) и малого трения (б)

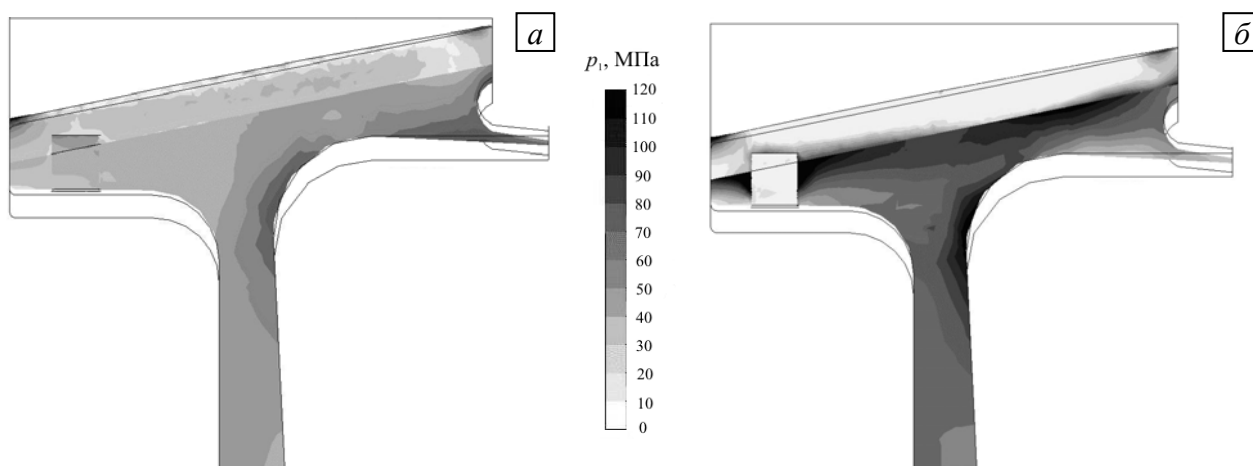


Рис. 7. Максимальное главное напряжение в среднем сечении крепежного выреза в условиях полного сцепления (а) и малого трения (б)

6. Выводы

С использованием конечно-элементного пакета Solid/CosmosWorks созданы трехмерные геометрические модели и изучены зоны концентрации напряжений, вызывающие зарождение усталостных трещин, в ободной части сложной контактной системы «диск–лопатка–закрепляющий штифт» компрессора газотурбинного двигателя.

Проведены расчеты НДС в рассматриваемой системе с учетом взаимовлияния совместно действующих центробежных и аэродинамических нагрузок и при контактных условиях полного сцепления, свободного скольжения, скольжения с трением и отлипанием. Установлено местонахождение концентраторов напряжений и изучена концентрация напряжений в окрестности соединительных элементов диска, лопатки и закрепляющего штифта.

Показана необходимость учета скольжения с трением и отлипанием для согласования расположения расчетных зон концентрации напряжений с реально наблюдаемыми зонами усталостного разрушения.

Работа выполнена в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» (2009–2013 годы).

Литература

1. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.
2. Шаняевский А.А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. – Уфа: Изд-во науч.-техн. лит. «Монография», 2003. – 802 с.
3. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476 с.
4. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2008. – 204 с.
5. Meguid S. A., Kanth P. S., Czekanski A. Finite element analysis of fir-tree region in turbine discs // Finite Elements in Analysis and Design. – 2000. – V. 35, Issue 4. – P. 305-317.
6. Wen Xue Qian, Li Yang Xie, Xiao Wei Yin. Finite Element Analysis of a Compressor Disk // J. Advanced Materials Research. – 2010. – V. 118. – P. 49-53.
7. Zhuang W. Z. Prediction of crack growth from bolt holes in a disc // Int. J. of Fatigue. – 2000. – V. 22. – P. 241-250.
8. Jiang-jiang Zhu, Zi-chun Yang, Thermo-elasto-plastic Stress and Strain Analysis and Life Prediction of Gas Turbine Blade // Int. Conf. on Measuring Technology and Mechatronics Automation, (ICMTMA), March 13–14, Changsha, China – 2010. – V. 3. – P. 1019-1022.
9. Бураго Н.Г., Кужуджанов В.Н. Обзор контактных алгоритмов // Изв. РАН. МТТ. – 2005. – № 1. – С. 45-87.
10. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика: В 2-х ч. – М.: Физматгиз, 1963. – Ч.1. – 584 с.
11. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: Физматгиз, 1962. – 515 с.
12. Гостелову Дж. Аэродинамика решеток турбомашин. – М.: Мир, 1987. – 391 с.
13. Мхитарян А.М. Аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1976. – 447 с.
14. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 799 с.
15. Vonnand V., Chaboche J.L., Cherouali H., Kanoute P., Ostoja-Kuczynski E., Vogel F. Investigation of multiaxial fatigue in the prospect of turbine disc applications: Part II – Fatigue criteria analysis and formulation of a new combined one. // Proc. the 9-th Int. Conf. of Multiaxial Fatigue and Fracture (ICMFF9), Parma, Italy, 7 - 9 June, 2010. – P. 691-698.

Поступила в редакцию 17.08.10

Сведения об авторах

Бураго Николай Георгиевич, дфмн, внс, Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН (ИПМех РАН), 119526, Москва, пр. Вернадского, д. 101-1; E-mail: burago@ipmnet.ru

Журавлев Алексей Борисович, кфмн, снс, Объединенный институт высоких температур РАН (ОИВТ), 125412, Москва, ул. Ижорская, д. 13/19; E-mail: zhuravlev.alex2010@yandex.ru

Никитин Илья Степанович, дфмн, проф., МАТИ – Российский государственный технологический университет им. К.Э. Циолковского, 121552, Москва, ул. Оршанская, д. 3; E-mail: i_nikitin@list.ru