

4. Камал. Уплотнение с высоким давлением в зазоре. - Проблемы трения и смазки, 1968, т. 90, № 2, с. III-III6.
5. А.с. 972170 (СССР). Торцовое гидростатическое уплотнение /А.И.Белоусов, В.А.Зредов, С.В.Фалалеев. - Опусл. в БИ, 1982, № 41.
6. Кодвир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. - М.: Машиностроение, 1976. - 304 с.
7. Борисов В.А. Выбор эмпирической формулы для описания деформации сжатия материала МР. - В сб.: Материалы научно-технической конференции. Тезисы докладов.-Куйбышев: КуАИ, 1972, с. 252-253.
8. Бросайле А.М., Равикович Ю.А. Исследование динамических характеристик вкладышей из материала МР упругодемпферных гидростатических подшипников. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1984, с.34-42.
9. Белоусов А.И., Зредов В.А., Фалалеев С.В. Теоретическое и экспериментальное исследование торцовых гидростатических уплотнений из пористого упругодемпфирующего материала МР. - В сб.: Диссоциирующие газы как теплоносители и рабочие тела АЭС.-Минск: ИЭА АН БССР, 1982, ч. I, с. 149-157.

УДК 539.375

В.П.Иванов, О.Ф.Борискин, В.В.Персиянов

**ИССЛЕДОВАНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ
В РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ КОМПРЕССОРА ГТД
С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ**

В процессе эксплуатации ГТД наблюдаются повреждения рабочих лопаток осевого компрессора посторонними предметами. Образовавшиеся концентраторы напряжений (забоины, вмятины, вырвы, вылучивания) изменяют динамическую и усталостную прочность лопаток. Существующие нормы на повреждения не позволяют оценить срок службы лопаток. Это повышает стоимость эксплуатации и ремонта двигателя.

Имеется достаточно много работ, где исследуется влияние отверстий, вырезов, трещин на прочность конструкций и определяется коэффициент концентрации напряжений при действии статических нагрузок.

В работе [1] экспериментально определены динамические напряжения и дана методика расширения норм на повреждения для некоторых

лопаток. Большой интерес с точки зрения исследования распространения трещин в лопатках представляет работа [2]. Но эти работы экспериментальные, их реализация требует больших материальных затрат.

В настоящее время в связи с широким использованием ЭВМ в инженерных расчетах и научных исследованиях находят большое применение и численные методы.

В данной статье для расчета собственных частот, собственных форм колебаний и вибронпряжений в лопатках с учетом эксплуатационных повреждений предлагается использовать метод конечных элементов (МКЭ), где вместо реальной континуальной системы рассматривается ее упругий эквивалент, составленный из отдельных элементов.

Для инженерного анализа концентрации напряжений находит распространение прямой метод расчета напряжений, основанный на размещении большого числа конечных элементов там, где происходит быстрое изменение напряженного состояния (повреждение) и постепенное увеличение размеров конечных элементов в направлении снижения градиентов напряжений.

В рамках такой постановки наиболее часто используется метод перемещений, требующий построения матрицы жесткости системы.

Для расчета концентрации динамических напряжений в рабочих лопатках с повреждением на базе автоматизированной системы расчета колебаний (АСРК) [3,4] разработана конечноэлементная программа. В качестве конечного элемента взят мембранно-пластинчатый элемент переменной толщины, изменяющейся по закону плоскости.

В случае плосконапряженного состояния перемещения каждого узла элемента определены в виде

$$q_i^T = \{u_i, v_i, w_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi}\}, \quad (1)$$

$$\text{где } \theta_{xi} = \left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)_i; \quad \theta_{yi} = \left(-\frac{\partial w}{\partial x}\right)_i; \quad \theta_{zi} = \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)_i.$$

Для аппроксимации мембранных и пластинчатых перемещений использованы аппроксимирующие функции, выраженные через ℓ - координаты, приведенные в работе [5].

Матрицы жесткости и массы для такого элемента получены суперпозицией соответствующих матриц для растяжения и изгиба.

Вибронпряжения для каждого элемента определены из следующего выражения:

$$\sigma = [\sigma] \times q_i, \quad (2)$$

где φ_c - вектор собственных перемещений; $[O]$ - матрица напряжений (приведена в работе [5]). Значения вибронпряжений помещены в центре тяжести элемента.

С целью повышения точности расчета напряжений в зоне повреждения предлагается способ, заключающийся в выделении подобласти с повреждением и решении системы статических уравнений, правая часть которой определяется следующим образом:

$$([K] - \omega^2 [M]) \times \delta' = R, \quad (3)$$

где $[K]$ - матрица жесткости и $[M]$ - матрица масс ансамбля конечных элементов выделенной подобласти; ω - собственная частота колебаний лопатки; δ' - вектор граничных перемещений выделенной подобласти.

Обозначим через $[D]$ выражение

$$[K] - \omega^2 [M] = [D]. \quad (4)$$

Учет граничных перемещений в динамической матрице $[D]$ осуществляется известным способом [5].

Тогда система статических уравнений для подобласти будет иметь вид

$$[D]' \times \delta_c = \begin{bmatrix} R \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где $[D]'$ - динамическая матрица с учетом граничных перемещений; δ_c - искомый вектор для подобласти.

Решение системы (5) производится методом Гаусса. Значения напряжений найдем из выражения (2). Последовательно выделяя подобласти путем приближения к месту повреждения, найдем уточненные значения вибронпряжений.

Как известно, уменьшение размеров конечных элементов, аппроксимирующих конструкции, увеличивает точность результатов расчета. Но с другой стороны, сгущение сетки конечных элементов приводит к получению больших систем уравнений, решение которых на ЭВМ среднего класса весьма затруднительно.

С целью преодоления этих трудностей предлагается способ расчета колебаний и вибронпряжений, основанный на использовании суперэлементов. Суть этого способа заключается в анализе подструктур системы и получении собственных форм колебаний системы как синтеза форм собственных колебаний аппроксимирующих ее подструктур [6].

Суперэлементный подход в решении данной задачи позволяет произвести исследование напряжений в месте повреждения в объемно-напряженном состоянии.

Возьмем систему, состоящую из двух суперэлементов a и e . Уравнение движения каждого суперэлемента можно записать в виде

$$[M]\ddot{q} + [K]q = 0, \quad (6)$$

где $[M]$ и $[K]$ — матрицы массы и жесткости суперэлемента, определенные при использовании МКЭ-программы. Решение уравнения (6) путем использования стандартных подпрограмм [7] дает собственные значения $\omega_n^2 = (\omega_1, \omega_n)$ и соответствующую матрицу собственных форм колебаний Δ .

Полный вектор действительных перемещений системы с учетом расчленения ее на подструктуры (суперэлементы) запишем следующим образом:

$$\begin{bmatrix} q_a \\ q_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{2,a} \\ q_{1,a} \\ q_{1,e} \\ q_{2,e} \end{bmatrix}, \quad (7)$$

где $q_{1,a}$ и $q_{1,e}$ — граничные, а $q_{2,a}$ и $q_{2,e}$ — внутренние перемещения суперэлементов a и e . Объединение суперэлементов a и e осуществляется посредством наложения связей на граничные перемещения в общих узлах

$$q_{1,a} = q_{1,e}. \quad (8)$$

Преобразование связей между обобщенными перемещениями q_a и q_e с учетом выражения (8) представим в виде

$$\begin{bmatrix} q_{2,a} \\ q_{1,a} \\ q_{1,e} \\ q_{2,e} \end{bmatrix} = [T_1] \begin{bmatrix} q_{2,a} \\ q_{1,a} \\ q_{2,e} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

где

$$[T_1] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Для каждого анализируемого суперэлемента введем новую систему координат η . Используем в качестве базиса усеченную матрицу L собственных форм колебаний данного суперэлемента, тогда вектор обобщенных перемещений с учетом выражения (8) будет иметь следующий вид:

$$\begin{bmatrix} q_{2,a} \\ q_{1,a} \\ q_{2,e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{2,a} & 0 \\ L_{1,a} & 0 \\ 0 & L_{2,e} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \eta_a \\ \eta_e \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Обозначим через $[T_2]$ выражение

$$[T_2] = \begin{bmatrix} L_{2,a} & 0 \\ L_{1,a} & 0 \\ 0 & L_{2,e} \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Подставляя выражения (10) и (11) в (9), получим преобразование связей между обобщенными перемещениями q_a и q_e в несвязанных координатах суперэлементов в координаты связанной системы в виде

$$\begin{bmatrix} q_{2,a} \\ q_{1,a} \\ q_{1,e} \\ q_{2,e} \end{bmatrix} = [T_3] \times \begin{bmatrix} \eta_a \\ \eta_e \end{bmatrix}, \quad (13)$$

где $[T_3]$ - матрица преобразования координат, равная

$$[T_3] = [T_1] \times [T_2] = \begin{bmatrix} L_{2,a} & 0 \\ L_{1,a} & 0 \\ L_{1,a} & 0 \\ 0 & L_{2,e} \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Выражения для суммарной потенциальной и кинетической энергии системы представим в следующем виде:

$$u_{a,e} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} q_a \\ q_e \end{bmatrix}^T \times \begin{bmatrix} K_a & 0 \\ 0 & K_e \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} q_a \\ q_e \end{bmatrix}; \quad (15)$$

$$w_{a,e} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{q}_a \\ \dot{q}_e \end{bmatrix}^T \times \begin{bmatrix} M_a & 0 \\ 0 & M_e \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{q}_a \\ \dot{q}_e \end{bmatrix}.$$

Используя выражение (13) и преобразование координат (14), определяем u и w в связанной системе:

$$u_{a,e} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \eta_a \\ \eta_e \end{bmatrix}^T \times [\bar{K}] \times \begin{bmatrix} \eta_a \\ \eta_e \end{bmatrix}; \quad w_{a,e} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{\eta}_a \\ \dot{\eta}_e \end{bmatrix}^T \times [\bar{M}] \times \begin{bmatrix} \dot{\eta}_a \\ \dot{\eta}_e \end{bmatrix}, \quad (16)$$

где $[K]$ и $[M]$ - модальные матрицы жесткости и масс;

$$[K] = [T_3]^T \begin{bmatrix} K_a & 0 \\ 0 & K_e \end{bmatrix} \times [T_3]; \quad (17)$$

$$[M] = [T_3]^T \begin{bmatrix} M_a & 0 \\ 0 & M_e \end{bmatrix} \times [T_3].$$

Динамическое уравнение, описывающее поведение всей системы, принимает вид

$$[M] \begin{bmatrix} \ddot{\eta}_a \\ \ddot{\eta}_e \end{bmatrix} + [K] \begin{bmatrix} \eta_a \\ \eta_e \end{bmatrix} = 0. \quad (18)$$

Решая уравнение (18), найдем вектор собственных частот $\omega_n^T = (\omega_1 \dots \omega_n)$ и матрицу обобщенных форм собственных колебаний системы \bar{L} :

$$\begin{bmatrix} \eta_a \\ \eta_e \end{bmatrix} = \bar{L} \xi, \quad (19)$$

где ξ - вектор координат, полученный в результате введения модальных координат.

Формы собственных колебаний отдельных суперэлементов получены из уравнения (13) с использованием (19):

$$\begin{bmatrix} q_a \\ q_e \end{bmatrix} = [T_3] \times \bar{L} \xi. \quad (20)$$

В первом приближении расчет произведен по конечноэлементной программе.

За расчетную модель принята лопатка четвертой ступени компрессора высокого давления авиационного двигателя.

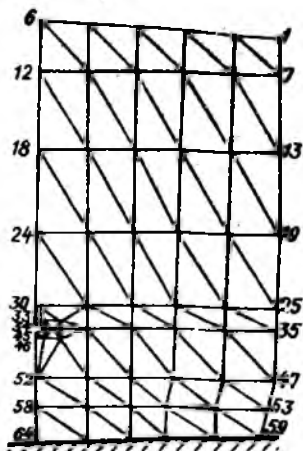
Конечноэлементная аппроксимация лопатки без повреждения содержит 96 элементов с числом неизвестных 372.

В месте предполагаемого дефекта осуществлялось сгущение конечноэлементной сетки так, чтобы можно было смоделировать эксплуатационное повреждение (забоина, вырыв). Повреждение моделировали путем разрыва связи между конечными элементами 36 и 52 (рис. 1).

Расчет трех первых форм собственных колебаний показал, что собственные частоты лопатки без повреждения и с повреждением по каждой форме практически одинаковы (см. таблицу).

Вибронапряжения σ_x по первой изгибной форме колебаний претерпевают изменения только вблизи зоны повреждения (рис. 2). По второй и третьей формам колебаний наблюдается аналогичный характер изменения напряжений.

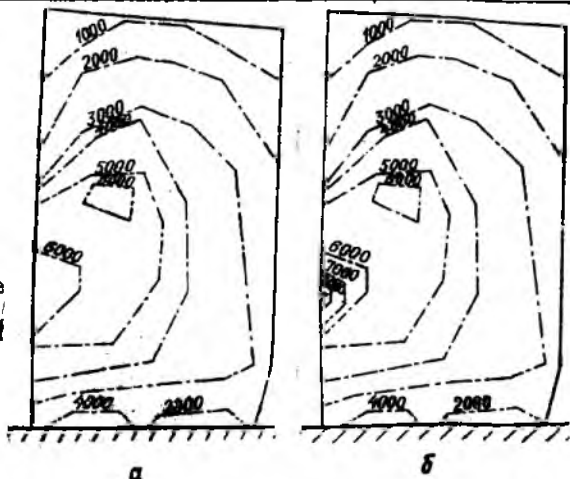
Р и с. 1. Расчетная модель лопатки с повреждением



Сопоставление теоретических и экспериментальных собственных частот (Гц) лопатки компрессора высокого давления без повреждения и при моделировании повреждения

Частоты колебаний	Исходная модель		Модель с повреждением
	Расчет	Эксперимент	Расчет
f_0	325,1	348	324,8
f_1	966,6	955	966,2
f_2	1416,6	1404	1416,1

Р и с. 2. Распределение линий уровня относительных вибрационных напряжений σ_x в лопатке: а - без повреждения; б - с повреждением



Это позволяет сделать следующие выводы:

1. Результаты расчета подтверждают экспериментальные результаты о неизменности частоты собственных колебаний лопатки при получении ее повреждения.

2. Изменение вибронпряжений в лопатке с повреждением носит локальный характер.

3. С помощью МКЭ и метода суперэлементов имеется возможность теоретически оценивать величины вибронпряжений и соответственно коэффициенты концентрации динамических напряжений в рабочих лопатках компрессора ГТД с повреждением.

Л и т е р а т у р а

1. Иванов В.П., Белоусов Г.Г., Пивоваров В.А. Экспериментальное определение допустимой величины повреждений рабочих лопаток компрессоров на высокочастотных формах колебаний. - В кн.: Динамика, выносливость и надежность авиационных конструкций. - М.: МИИГА, 1980, с.3-9.

2. Прокопенко А.В. Экспериментальное определение коэффициента интенсивности напряжений для трещин с криволинейным фронтом в сложных деталях (лопатках ГТД). - Проблемы прочности, 1981, № 4, с.105-117.

3. Борискин О.Ф., Губанов В.И. Эффективность разработки автоматизированных систем расчета динамики и прочности конструкций методом конечных элементов. - В кн.: Оценка эффективности новой техники: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. совещания. Иркутск: Иркутск. гос. ун-т, 1981, с. 28-31.

4. Борискин О.Ф., Казьмин В.В. Исследование прочности и динамики сложных барабанно-дисковых роторов турбомашин методом конечных элементов. - В кн.: Машинное проектирование, усадка и воспроизведение сложных деталей в авиационном. - Иркутск: Иркутск. политехн. ин-т, 1978, с. 153-159.

5. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. - М.: Мир, 1975. - 541 с.

6. Пржемыцкий И.З. Матричный метод исследования конструкций на основе анализа подструктур. - Ракетная техника и космонавтика, 1963, т. 1, № 1, с. 165-174.

7. Сборник научных программ на фортране. Матричная алгебра и линейная алгебра /Пер. с англ. С.Я.Виленикина. - М.: Мир, 1974, вып. 2. - 223 с.

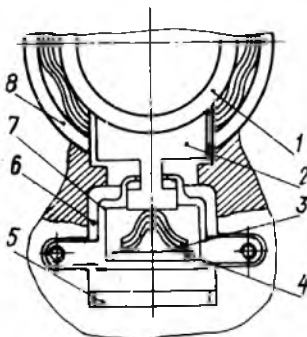
8. Вольмир А.С., Ермекбаева Е.Ш., Терских В.Н. Метод суперэлементов в приложении к задачам динамики пластин и оболочек. - В кн.: Тру-

УДК 534.1, 620.178.3

В.И.Иващенко, И.Д.Зокин

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ДЕМПФЕРОВ ОПОР РОТОРОВ

В тех случаях, когда требуемая жесткость демпфера невелика, действие силы веса ротора может вызывать недопустимо большое смещение вибратора. С целью разгрузки демпфирующего элемента от веса ротора и для его центрирования в опоре в конструкцию демпфера вводят разгрузочное устройство (рис.1), содержащее башмак 2, опирающийся на пружину 3 и отжимающий вибратор 1 в направлении, противоположном действию силы веса ротора. Пружина 3, выполненная в виде многослойного однопролетного гофрированного пакета, установлена на прокладку 4 в опоре 7, смонтированной в корпусе 6, запрессованном в опору ротора. Размеры опоры 7 обеспечивают при полном выбранном рабочем зазоре в демпфере гарантийный зазор между башмаком 2, размещенным в прорези корпуса демпфера 8, и опорой. Это позволяет, ввинчивая отжимные винты в резьбовые отверстия фланца опоры 7, демонтировать пружину 3 без разборки опоры ротора. Требуемая деформация пружины обеспечивается предварительной тарировкой и подбором такой прокладки 4, которая бы отжимала башмак силой, равной силе веса ротора, приходящейся на опору. Центрирование ротора в опоре осуществляется подбором прокладки 5. Башмак 2 может поворачиваться в плоскости, перпендикулярной оси ротора, без скольжения по верхине гофра. Поэтому пружина 3 работает на поперечное сжатие.



Р и с.1. Схема демпфера опоры с разгрузочным устройством