

УДК 629.7.036:539.4

А.В. ПЕТРОВ

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАНДАЖИРОВАННЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД С УЧЕТОМ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В СОЕДИНЕНИЯХ

Представлена методика расчета собственных частот, форм колебаний и динамических напряжений при вынужденных нелинейных колебаниях бандажированных рабочих лопаток вентиляторов авиационных ГТД, позволяющая учитывать контактное взаимодействие в соединениях antivибрационных полок. Приведено сравнение результатов, полученных по данной методике с другими расчетными методиками и экспериментальными данными.

рабочая лопатка вентилятора, контактное взаимодействие, вынужденные нелинейные колебания, демпфирование, авиационный ГТД, модель трения, формы колебаний, динамические напряжения

Введение

При проектировании и доводке лопаток вентиляторов авиационных ГТД проблема достоверности расчетного определения динамических характеристик является актуальной для обеспечения их прочностной надежности и снижения затрат на экспериментальную отработку.

Особое значение имеет решение данной проблемы для бандажированных рабочих колес вентиляторов ТРДД, поскольку достоверность моделирования контактного взаимодействия в разъемных стыках antivибрационных полок (АВП) существенно влияет на частоты, формы колебаний и распределение динамических напряжений в лопатках [1 – 3].

В литературе описаны различные подходы к моделированию контактного взаимодействия в бандажных соединениях при колебаниях лопаток турбомашин: моделирование соединений как неразъемных или учет их жесткости при помощи коэффициентов совершенства связей [1]; применение граничных условий, допускающих взаимное проскальзывание полок или введение слоя специальных элементов с изменяемой жесткостной характеристикой [2]; элементов типа шарниров [3]; пружин или фрикционных демпферов [4]. Однако, применение упрощенных подходов к моделированию контактно-

го взаимодействия, особенно в рамках линейной теории колебаний, может приводить к несоответствию расчетных динамических характеристик с данными эксперимента в различных точках на лопатке и при различных формах колебаний [3].

1. Описание методики

Решение данной задачи возможно при применении подхода, основанного на моделировании вынужденных нелинейных колебаний лопаток в трехмерной конечноэлементной постановке с моделированием контактного взаимодействия типа «поверхность – поверхность» [5, 6].

Предлагаемая методика расчёта вынужденных нелинейных колебаний лопаток ГТД включает в себя этапы, показанные на рис. 1.

Для решения поставленной задачи используется основное уравнение движения при вынужденных колебаниях [8]:

$$[M] \cdot \{\ddot{U}\} + [C] \cdot \{\dot{U}\} + [K] \cdot \{U\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[K]$ – матрица жесткости; $[C]$ – матрица коэффициентов демпфирования; $\{\ddot{U}\}$, $\{\dot{U}\}$, $\{U\}$ – вектора узловых ускорений, скоростей и перемещений соответственно; $\{F(t)\}$ – вектор возбуждающих сил.

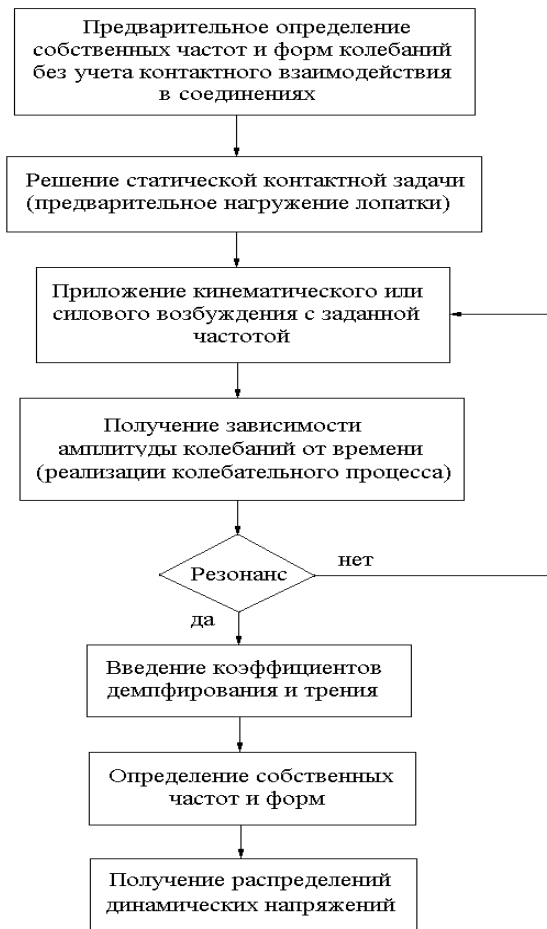


Рис. 1. Схема методики расчета

В случае отсутствия расчетных данных по определению возбуждающих сил, на этапе проектирования допускается заменять их кинематическим возбуждением. В этом случае результаты получают и анализируются в относительном сравнении при одинаковом уровне возбуждения.

Основное уравнение движения (1) решалось методом прямого интегрирования Ньюмарка. Нелинейные явления, связанные с контактом учитывались при помощи метода Ньютона – Рафсона. Нормальная и тангенциальная контактные жесткости определялись по методу множителей Лагранжа.

Решение данной задачи для всего рабочего колеса требует значительных вычислительных ресурсов и затрат машинного времени. Однако, размерность этой задачи можно существенно сократить при сохранении достаточного для практики уровня точности путем применения следующего подхода.

Известно, что при колебаниях бандажированных рабочих колес, лопатки испытывают преобладающее движение изгиба в пучностях и кручение – на узловых диаметрах. В предлагаемой расчетной схеме (рис. 2) рассматриваются колебания сектора, состоящего из нескольких лопаток: крайние лопатки лежат между двух узловых диаметров, а промежуточные – в пучности. Для обеспечения возможности кручения крайних лопаток в них закреплены только те узлы, которые лежат на серединах хорд сечений профильной части. Возбуждающая сила прикладывается в центре пучности в районе АВП. Между полками лопаток моделируется контактное взаимодействие при помощи контактных элементов “поверхность-поверхность”, допускающих проскальзывание и трение.

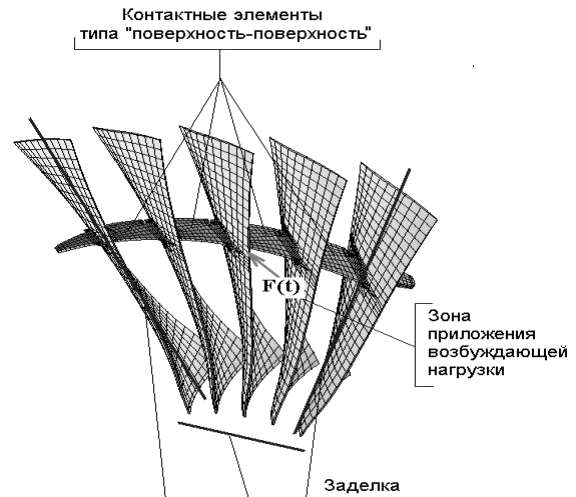


Рис. 2. Расчетная схема

Для верификации предложенной расчетной схемы были проведены сравнительные расчеты модального анализа и вынужденных колебаний. Для корректности сравнения в обоих методах расчета АВП представлялось как сплошное кольцо. Результаты представлены в виде распределения относительных динамических перемещений и напряжений (рис. 3). При этом, относительная погрешность не превышает 1 – 2%, что говорит о правильности выбора граничных условий, способа возбуждения и расчетной схемы в целом для моделирования вынужденных колебаний бандажированных рабочих колес вентиляторов.

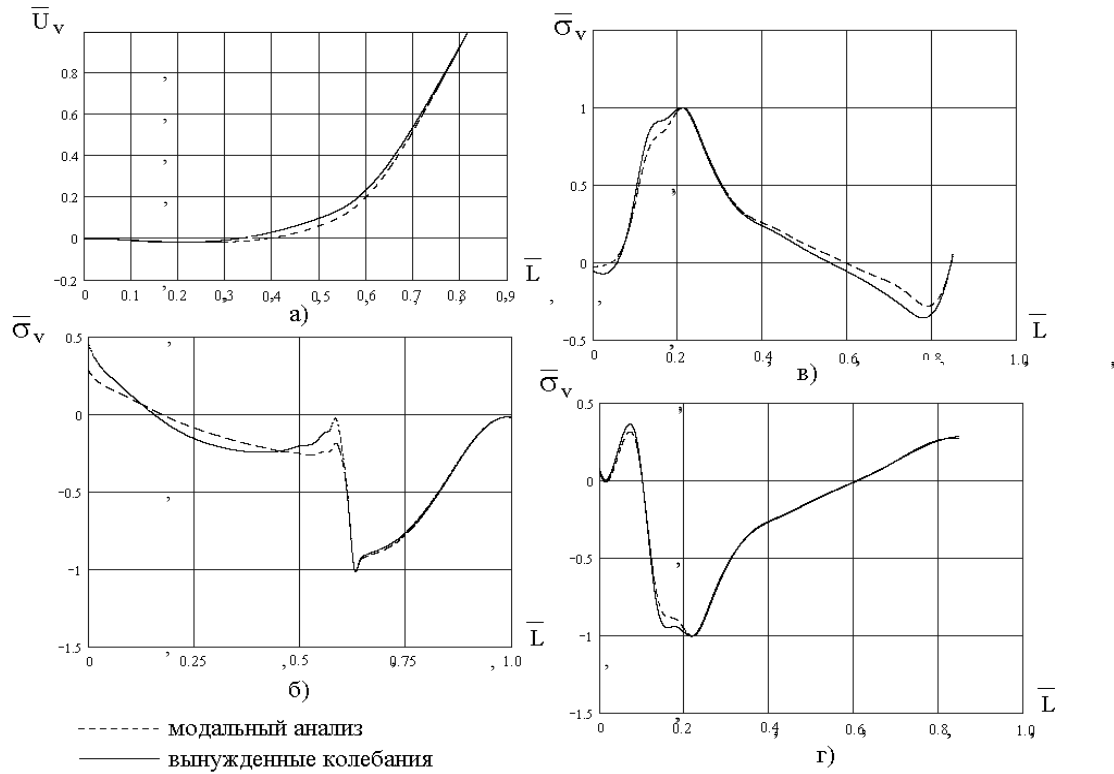


Рис. 3. Верификация расчетной схемы

Предварительное тестирование данной методики проводилось путём сравнения данных эксперимента при колебаниях рабочей лопатки компрессора на вибростенде и расчёта методами модального анализа и вынужденных колебаний по первым четырём формам собственных колебаний (рис. 3) [5].

В первом приближении оценка демпфирования может проводиться по ширине резонансного пика на экспериментальной амплитудно – частотной характеристике данной или подобной ей лопатки. При этом декремент колебаний вычисляется как [1]:

$$\delta = \frac{\pi}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\Delta n}{n} \cdot \left(1 - \frac{B}{k^2}\right), \quad (2)$$

где n , Δn – резонансная частота вращения и разность частот вращения, соответствующих половинным амплитудам до и после прохождения резонанса; B – коэффициент, учитывающий повышение частот в поле центробежных сил:

$$f_{дин}^2 = f_{ст}^2 + B \cdot n^2, \quad (3)$$

где $f_{ст}$ – собственная частота без учёта вращения; $f_{дин}$ – собственная частота на определённой частоте вращения n .

В данной методике расчета используется модель трения Venson и Hallquist [7], в соответствии с которой коэффициент трения изменяется в зависимости от относительной скорости скольжения контактирующих тел и определяется выражением:

$$\mu(v) = \mu_{дин} + (\mu_{стат} - \mu_{дин}) \cdot e^{-C|v|}, \quad (4)$$

где $\mu(v)$ – коэффициент трения; $\mu_{дин}$ – динамический коэффициент трения.

Статический коэффициент трения (трения покоя)

$$\mu_{стат} = R_f \cdot \mu_{дин}, \quad (5)$$

где R_f – коэффициент отношения статического и динамического трения; C – коэффициент затухания; v – относительная скорость скольжения.

2. Постановка задачи

По предложенной расчетной методике и выбранной расчетной схеме были проведены расчеты частот, форм и относительных динамических напряжений при вынужденных нелинейных колебаниях бандажированного рабочего колеса вентилятора ТРДД с моделированием контактного взаимодействия в разъемных стыках АВП, демпфирования и трения в системе. Расчеты были выполнены для резонансного режима рабочего колеса вентилятора по первой форме колебаний бандажированного лопаточного венца с кратностью возбуждения $K=3$.

В данных расчетах величина демпфирования составляет $\delta = 1,483E-04$.

Для рассматриваемых частоты и амплитуды колебаний, относительная скорость проскальзывания рабочих поверхностей АВП составляет $v = 0,18$ м/с, при этом, коэффициент трения, рассчитанный по формуле (4), будет практически равен статическому, т.е. для данных расчетов можно принять $\mu(v) \cong \mu_{стат} = 0,4$ для титановых сплавов [7].

3. Результаты исследования

В результате проведенных расчетов были получены реализации колебательного процесса (рис. 4) для первых восьми периодов колебаний, представляющие собой графики изменения по времени амплитуды колебаний периферийного сечения лопатки. Начальный переходный процесс на реализациях колебаний вызван одновременным колебанием с вынужденной и собственной частотами. В дальнейшем собственные колебания затухают вследствие демпфирования и остаются только вынужденные колебания лопатки [8].

На рис. 5 показаны результаты расчетов в виде распределения относительных динамических напряжений при колебаниях рабочего колеса вентилятора ТРДД по первой форме бандажированного венца с тремя узловыми диаметрами и контактным взаимодействием в АВП и экспериментальные дан-

ные.

Также на рис. 5 представлены результаты, полученные в рамках линейной теории колебаний, при этом контактное взаимодействие моделировалось при помощи следующих упрощенных подходов:

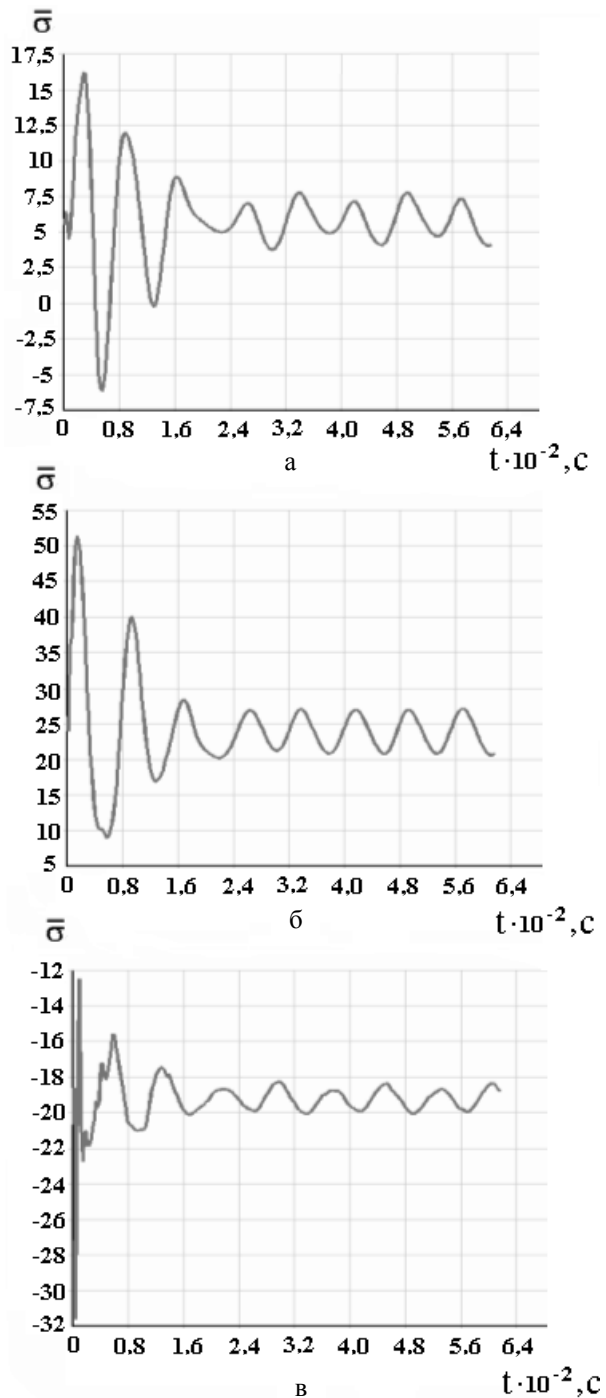


Рис. 4. Расчетные реализации относительных динамических напряжений:
а – в надполочной части пера;
б – в корневой части пера; в – в АВП

- АВП представлялись как сплошное кольцо;
- задавалось условие совместности перемещений в двух парах узлов посередине АВП.

На рис. 5 представлены экспериментальные данные двух видов: черная линия соответствует результатам измерения распределения вибрационных напряжений на работающем двигателе, и представляют собой единичный эксперимент. Вертикальные линии

соответствуют диапазонам экспериментально замеренных напряжений в точках их максимальных значений, полученных по данным значительного числа экспериментов при доводке двигателя. При этом распределения динамических напряжений, полученные с контактным взаимодействием в АВП, наиболее близко лежат к экспериментально замеренным.

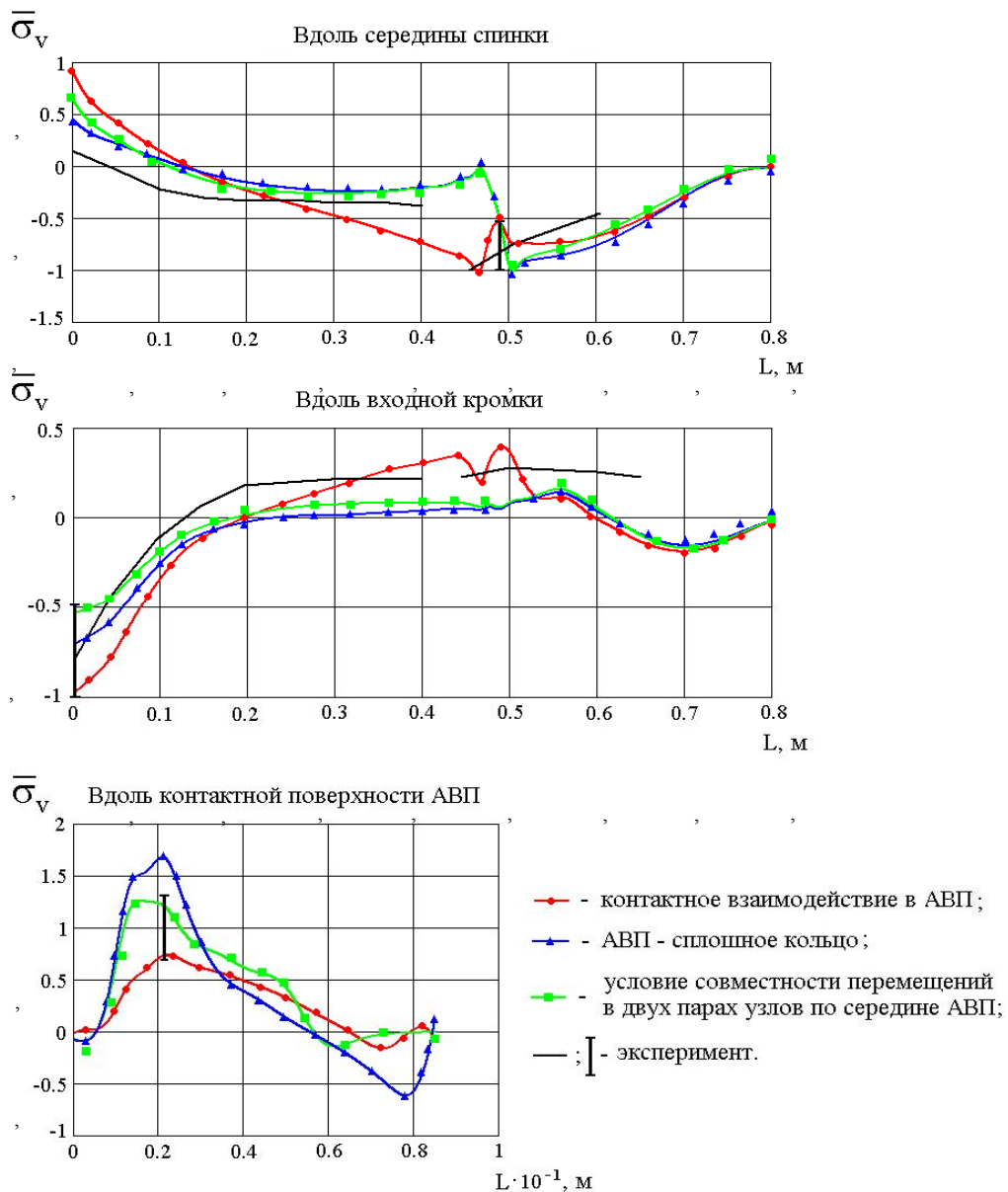


Рис. 5. Распределение относительных динамических напряжений при колебаниях рабочего колеса вентилятора по первой форме бандажированного венца с тремя узловыми диаметрами

Выводы

1. Применение упрощенных подходов к моделированию условий работы разъемных соединений бандажированных лопаток вентиляторов существенным образом влияют на формы колебаний и распределения динамических напряжений и может приводить к несоответствию с экспериментальными данными.

2. Для наиболее точного моделирования форм колебаний и распределений динамических напряжений при колебаниях бандажированных рабочих колес вентиляторов ТРДД необходимо применять расчетные методики, позволяющие учитывать контактное взаимодействие в бандажных соединениях.

3. Наиболее целесообразно применение расчетной схемы, моделирующей контактное взаимодействие типа “поверхность-поверхность” при вынужденных нелинейных колебаниях бандажированных лопаток вентиляторов.

4. Применение предложенной методики расчета способствует повышению прочностной надежности лопаток вентиляторов и снижению затрат на экспериментальную отработку за счет более достоверного определения их динамических характеристик при проектировании.

Литература

1. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.

2. Воробьев Ю.С., Канило С.П., Янецки С. Колебания лопаток турбомашин с межлопаточными

связями // Вторая Междунар. конф. «Динамика роторных систем». – Каменец-Подольский. – 1998. – С. 133-136.

3. Борискин О.Ф., Кулибаба В.В., Репецкий О.В. Конечноэлементный анализ колебаний машин. – Иркутск: Изд-во Иркут. ун-та, 1989. – 144 с.

4. Szwedowicz J., Sextro W., Visser R., Masserey P.A. «On Forced Vibration of Shrouded Turbine Blades», Proceedings of ASME Turbo Expo, GT-2003-38808.

5. Петров А.В., Шереметьев А.В. Методика расчета динамических характеристик лопаток авиадвигателей при вынужденных нелинейных колебаниях // Вібрації в техніці та технологіях. – 2004. – № 6 (38). – С. 58-61.

6. Расчетное исследование вынужденных нелинейных колебаний лопатки компрессора. / А.В. Петров // Авиационно - космическая техника и технология. – 2003. – № 5 (40). – С. 91 -95.

7. Benson, David J. and Hallquist, John O. A Single Surface Contact Algorithm for the Post-Buckling Analysis of Shell Structures // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1990. – Vol. 78, No. 2. – С. 254-265.

8. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.

Поступила в редакцию 9.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.