

## ТРЕХМЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОК КОМПРЕССОРОВ СОВРЕМЕННЫХ ГТД

©2011 В.В. Веденеев<sup>1</sup>, М.Е. Колотников<sup>2</sup>, П.В. Макаров<sup>2</sup>, В.В. Фирсанов<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Механико-математический факультет МГУ им. М.В. Ломоносова

<sup>2</sup>ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют", г. Москва

<sup>3</sup>Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет)

Предложен метод моделирования флаттера лопаток компрессоров ГТД в 3-D постановке на основе энергетического метода. Получены результаты расчетов на флаттер рабочих колес (РК) 1-й и 2-й ступеней вентилятора по низшим формам колебаний на различных режимах и при разных условиях опирания лопаток по бандажным полкам. Результаты верифицированы экспериментальными данными. Предлагаемый метод применим для отстройки РК компрессоров от флаттера при проектировании новых конструкций ГТД.

*Флаттер, устойчивость, нестационарные аэродинамические силы, лопатка, узловой диаметр.*

### Введение

В настоящее время в практике российского авиадвигателестроения расчетное прогнозирование флаттера лопаток ГТД базируется преимущественно на вероятностно-статистическом подходе, суть которого заключается в обобщении экспериментальных данных методами математической статистики и построении областей флаттера и устойчивости в многомерном пространстве диагностических факторов [1]. Такой подход достаточно хорошо себя зарекомендовал главным образом для схем компрессоров с рабочими лопатками, имеющими антивибрационные полки, для которых накоплен большой объем экспериментальных данных. Однако в случае его использования применительно к лопаткам широкохордных высоконапорных вентиляторов без бандажных связей между лопатками, т.е. проведения экстраполяции за пределы области параметров, не охватываемой имеющимися сегодня экспериментальными данными, результат представляется далеко не очевидным.

В работе [2] показано, что с помощью экспериментального стенда для исследования нестационарных явлений в аэродинамических решетках турбомашин, определив для периферийного сечения лопатки коэффициенты нестационарных аэродинамических характеристик, перекрестных аэродинамических характеристик, взаимных аэродинамических связей, возможно осуществить подход к численному прогнозированию решетчатого флаттера лопаток как в услови-

ях их безотрывного, так и срывного обтекания.

В работе [3] предложено выполнять оценку коэффициента аэродинамического демпфирования лопатки путем численного решения уравнений Навье-Стокса для плоского сечения, соответствующего 90% высоты лопатки. Такой подход, однако, существенно упрощает расчетную модель, т.к. используются 2D расчеты и, как нам кажется, не может быть в полной мере применим для лопаток компрессоров ввиду различной закрутки сечений и кривизны профиля.

Также следует отметить, что это периферийное сечение в работах [2, 3] выбрано преимущественно на основе статистических данных для эксплуатируемых компрессоров с рабочими лопатками, имеющими антивибрационные полки.

В настоящей работе для прогнозирования флаттера используется метод 3D расчета работы нестационарных аэродинамических сил, действующих на колеблющиеся в потоке лопатки, позволяющий напрямую оценивать количество подводимой энергии к рабочей лопатке компрессора и её знак (т.е. направление подвода — от потока к лопатке или от лопатки к потоку) и прогнозировать области её неустойчивости к флаттеру.

### 1. Методика проведения расчётов

В настоящей работе будем исходить из предположения о том, что влияние потока на собственные формы и частоты колебаний

лопатки невелико. Это предположение справедливо в случае, когда лопатки жёсткие и возмущения, вызываемые в потоке колебаниями лопаток, не оказывают существенного обратного действия на лопатки. Таким образом, поток воздуха приводит лишь к малому дополнительному демпфированию колебаний (в случае устойчивости) или, наоборот, к дополнительной подкачке энергии из потока (в случае флаттера), но не к изменению форм и частот колебаний.

Запишем уравнение изменения кинетической энергии лопатки в системе координат, связанной с вращающимся диском:

$$\frac{dE(t)}{dt} = A(t), \quad (1)$$

где  $E(t)$  — суммарная кинетическая энергия,  $A(t)$  — работа всех внутренних и внешних сил. Пренебрегая конструкционным демпфированием лопатки, работа совершается лишь силами давления, распределёнными по её поверхности. Тогда изменение кинетической энергии за период колебаний определяется так:

$$\Delta E = W = \int_{t_0}^{t_0+T} \int_S \vec{p}(x, y, z, t) \cdot \vec{v}(x, y, z, t) ds dt, \quad (2)$$

где  $T=1/\omega$  - период колебаний лопатки ( $\omega$  - частота колебаний),  $S$  - поверхность лопатки,  $p$  - вектор давления в потоке,  $v$  - скорость движения точек лопатки.

Далее, поскольку влияние потока на колебания мало, то работа, совершаемая на истинных (усиливающихся или затухающих) колебаниях лопатки в потоке мала:

$$|W| \ll I. \quad (3)$$

Работа, совершаемая на гармонических колебаниях, отличается от истинной работы лишь на величину второго порядка малости, которой будем пренебрегать. Гармонические колебания — собственные колебания лопатки в пустоте — рассчитываются в стандартных прочностных пакетах и считаются известными. Работа стационарной составляющей давления на гармоническом колебании равна нулю, поэтому под давлением  $p$  в (2) будем подразумевать его нестационарную часть.

Таким образом, предлагаемый подход состоит в определении интегральной величины работы, совершаемой нестационарным давлением на заданных перемещениях лопатки за один цикл колебаний.

Критерием неустойчивости к флаттеру является неравенство

$$W > 0, \quad (4)$$

что соответствует положительной работе, совершаемой силами давления на периоде собственных колебаний лопатки.

Процедура вычисления работы нестационарных сил давления базируется на газодинамическом расчете всего компрессора (вентилятора) на этапе аэродинамического проекта. Рассматривается конечно-объёмная модель газодинамического тракта одного, трех или пяти подряд стоящих профилей рабочих лопаток одной ступени (рис. 1). Для проведения нестационарного расчета обтекания профилей используются граничные условия на входе и выходе в данную ступень из стационарного газодинамического расчета всего компрессора (вентилятора) с осреднёнными по окружности параметрами. Осреднение параметров проводится для исключения влияния аэродинамических следов направляющих аппаратов (резонансных колебаний). При этом каждому профилю задаются перемещения для соответствующей расчетной формы колебаний с определенным значением узловых диаметров:

$$\vec{u}(x, y, z, t) = A \cdot \sin \omega t \cdot (L_n(x, z)), \quad (5)$$

где  $A$  и  $\omega$  — амплитуда и частота колебаний лопатки,  $L_n(x, z)$  — интерполяционный многочлен Лагранжа 10-й степени, построенный для собственной формы колебаний (с помощью этого многочлена происходит передача рассчитанной формы колебаний в CFD-расчёт).

Для задания впередбегущей волны деформаций, присущей решетчатому флаттеру [4], для соседних с центральной лопаткой профилей учитываются соответственно запаздывания  $\sin \omega t - \alpha$  и опережения  $\sin \omega t + \alpha$  по времени изменения амплитуд колебаний в соответствии с характерным для данного узлового диаметра сдвигом фаз.

В соответствии с изложенной методикой процедура расчёта на флаттер разбивается на следующие этапы:

1. Расчёт собственных частот и форм колебаний и построение интерполяционных многочленов для каждой формы.

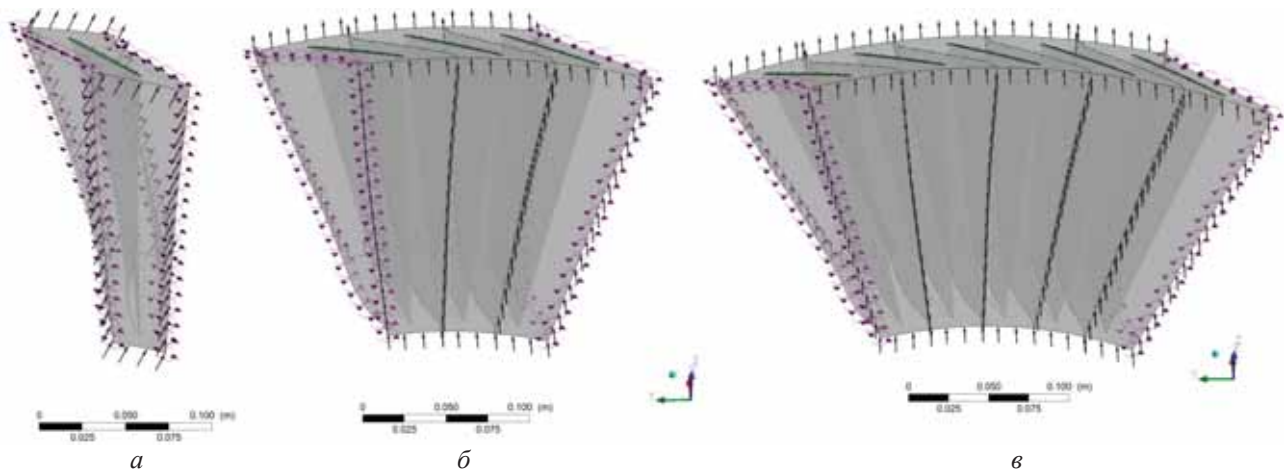


Рис. 1. Модели одной (а), трёх (б) и пяти (в) подряд стоящих лопаток

2. Расчёт стационарного течения в компрессоре.
3. Нестационарный расчёт течения при колебаниях лопаток (поверхности газодинамической сетки) по заданному закону.
4. Вычисление работы нестационарных сил давления (2) и проверка критерия (4).

Пункты 3 и 4 выполняются для каждой формы колебаний, потенциально неустойчивой к флаттеру. Для получения чисто гармонического отклика потока на колебание лопатки работа вычислялась на последнем из нескольких просчитанных периодов колебаний. Как правило, трёх периодов колебаний достаточно для получения гармонического отклика (см. п. 2.4).

Расчёты собственных частот и форм выполняются в пакете Ansys Mechanical, газодинамические расчёты — в Ansys CFX. Решаются уравнения Навье-Стокса, осреднённые по Рейнольдсу, с моделью турбулентности  $k-\varepsilon$ . Для построения интерполяционных многочленов и вычисления работы сил давления было создано специализированное программное обеспечение.

В настоящей работе представлены результаты, полученные на моделях РК первой и второй ступеней эксплуатируемого вентилятора. Каждое из РК исследовано в двух модификациях:

- РК 2-й ступени — в бандажированном и небандажированном (без опирания по бандажным полкам) вариантах. При испытаниях бандажированное колесо показало устойчивость к флаттеру, на небан-

дажированном колесе наблюдался флаттер лопаток в широком диапазоне частот вращения ротора. Моделирование проводилось на одной частоте вращения ротора — 80%.

- РК 1-й ступени — бандажированное. Исследование проводилось на приведенных частотах вращения 77 и 100%. При натурных испытаниях на 77 % (94 % физической частоты вращения) зафиксирован флаттер лопаток, на 100% — устойчивость.

На моделях РК 2-й ступени проводилось исследование сходимости метода и особенности его реализации (число моделируемых лопаток, амплитуды колебаний и др.). Также проведено сравнение с экспериментальными данными. Эти результаты, представленные в настоящей работе, в целом являются законченными.

На моделях РК 1-й ступени проводилось исследование влияния физических факторов: формы колебаний лопаток, влияние монтажного натяга в бандажных полках, торцевого зазора, угла атаки входного потока и др.

## 2. Исследование сходимости и влияния параметров расчёта

Исследование сходимости и влияния параметров численного решения проводилось на модели одной лопатки консольной ступени. На границах расчётной области, сопрягаемых с соседними лопатками, задавалось условие циклической симметрии.

В качестве “базовых” параметров расчёта были приняты следующие. Вычисления

проводились с обычной точностью (все величины хранятся в переменных типа float). Шаг по времени задавался так, чтобы на один период колебаний приходилось 100 шагов. Рассчитывались три периода, на последнем из которых (т.е. на шаге 200...300) вычислялась работа. Среднеквадратичная невязка (RMS) при решении системы уравнений на каждом шаге по времени равна  $5 \cdot 10^{-5}$  (максимальная невязка при этом была порядка  $10^{-3}$ ). Число внутренних итераций на каждом шаге по времени было не менее 10 и не более 100. Размер сетки – около 200000 контрольных объёмов.

Работа, вычисленная при указанных параметрах для первой формы колебаний (рис. 2), показана на рис. 3 под номером 1. В процессе исследования сходимости проводились вычисления с одним из параметров, взятым с более высокой точностью. Работа, вычисленная на последнем периоде колебаний при разных параметрах расчёта, приведена на рис. 3 под номерами 2...8.

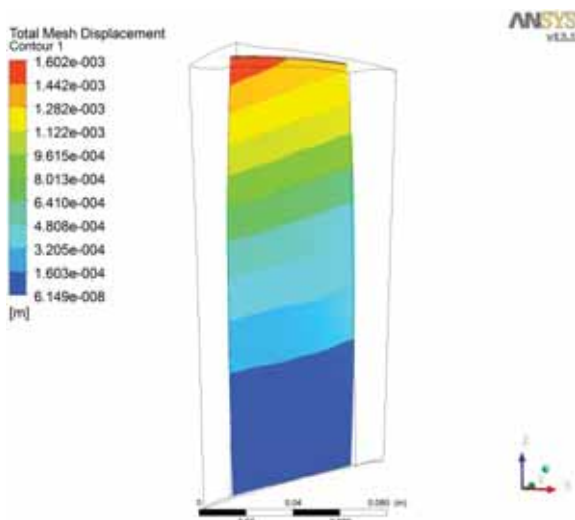


Рис. 2. Первая собственная форма колебаний консольного РК 2-й ступени вентилятора  
Influence of numerical effects

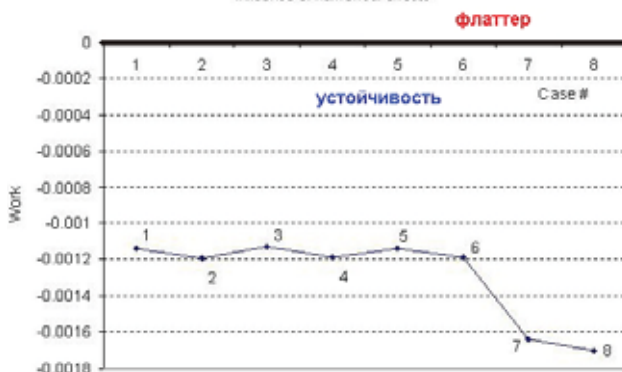


Рис. 3. Влияние численных эффектов на работу нестационарных аэродинамических сил

**2.1. Точность решения нестационарной аэродинамической задачи.** Проведены вычисления с двойной точностью (все переменные в процессе расчёта имеют тип double). Результаты показаны на рис. 3 под номером 2.

**2.2. Сходимость по временным шагам.** Проведены вычисления с уменьшенным в 4 раза шагом по времени. Таким образом, на один период приходится 400 итераций, на полное время расчёта (3 периода) — 1200 итераций. Результаты показаны на рис. 3 под номером 3.

**2.3. Невязка.** Достижение сходимости по невязке проверялось одновременно с уменьшением шага по времени. Под номером 4 на рис. 3 показан результат расчёта при вдвое уменьшенном шаге по времени (600 итераций за полное время расчёта) и максимальной невязке (MAX)  $10^{-4}$  (среднеквадратичная невязка при этом была порядка  $10^{-6}$ ).

**2.4. Число периодов колебаний.** Для проверки достаточности трёх периодов колебаний при установлении работы сил давления был проведен расчёт с тремя дополнительными периодами. Таким образом, работа вычислялась на шестом периоде колебаний. Результаты показаны на рис. 3 под номером 5.

**2.5. Сходимость по сетке.** Были проведены расчёты на сетке, состоящей из 215000, 430000 и 800000 контрольных объёмов. Для сохранения условия устойчивости на сетке с 800000 объёмами шаг по времени уменьшен в 2 раза, соответственно, на полное время расчёта приходится 600 итераций. Результаты показаны на рис. 3 под номерами 6, 7 и 8.

Как видно на рис. 3, работа сил давления, вычисленная для последнего периода колебаний, при увеличении точности всех параметров расчёта, кроме размерности сетки, меняется незначительно, что говорит о достаточности принятых базовых параметров расчёта. Размерность сетки влияет более существенно.

Кроме того, были проведены расчеты на 3-лопаточной модели РК 2-й ступени вентилятора по влиянию следующих параметров моделирования: амплитуды колебаний, числа моделируемых лопаток (сравне-

ние с 5- и 1- лопаточными моделями), уровня турбулентности на входе, монтажного натяга по бандажным полкам, угла атаки, изменения формы колебаний, бегущей волны деформаций, а также моделирования торцевого зазора и бандажных полок. Как показали расчетные исследования, существенный вклад в величину подводимой работы нестационарных аэродинамических сил оказывают лишь соседние с исследуемой лопаткой лопатки. Этот факт был получен ранее при исследовании аэродинамических коэффициентов влияния при экспериментальном исследовании флаттера на плоских решетках [5].

Далее, при анализе физических параметров моделирования используются указанные выше базовые параметры на моделях из 3 лопаток с воспроизведением впередбегущей волны деформаций с определенным числом узловых диаметров.

### 3. Результаты расчётов и сравнение с экспериментами

**3.1. РК 2-й ступени.** Для РК 2-й ступени по четырём низшим формам колебаний вычислены работы сил давления при колебаниях колеса по собственным формам. При этом каждая форма исследовалась в полном диапазоне возможных реализаций чисел узловых диаметров. Колебания задавались в виде бегущей в направлении вращения колеса волны деформаций. Амплитуда колебаний задавалась 0,1 от принятого максимального напряжения в лопатке, равного 10 кгс/мм<sup>2</sup>. На рис. 4 показаны частоты и характер перемещений по низшим формам собственных колебаний РК 2-й ступени вентилятора в условиях различного опирания по бандажным полкам.

На рис. 5 показана работа, вычисленная для рассчитанных форм колебаний небандажированного колеса второй ступени.

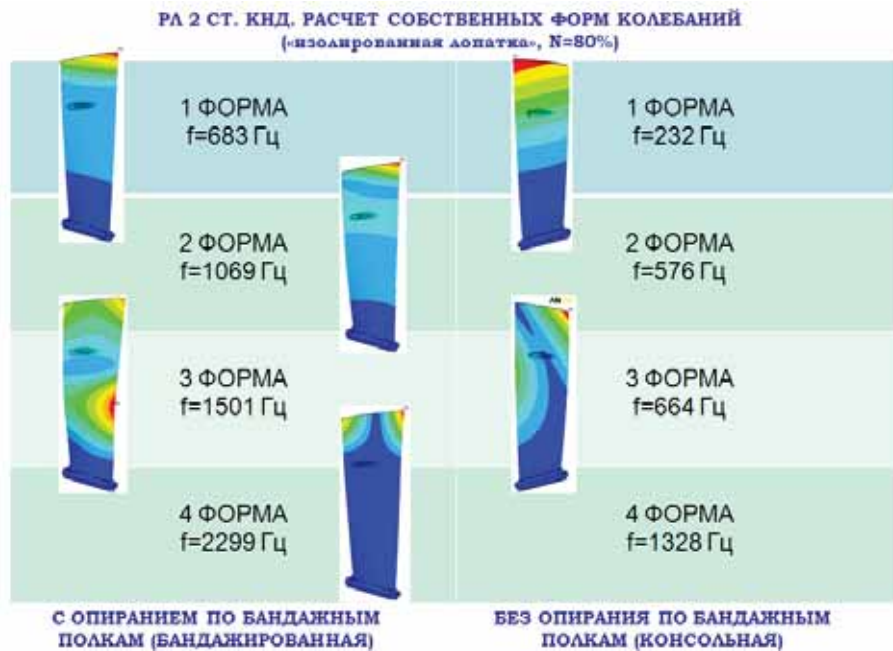


Рис. 4. Собственные низшие формы колебаний небандажированной и бандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора

Работа на первой и четвертой формах отрицательна, на второй и третьей — положительна с 5-11 и 5-16 узловыми диаметрами соответственно. Таким образом, на этом РК должны возбуждаться флаттерные колебания лопаток по второй и третьей формам.

На рис. 6 показана работа, вычисленная для той же ступени, но с бандажированными лопатками. По четырём низшим формам колебаний работа отрицательна. Таким образом, прогнозируется устойчивость РК рассматриваемой ступени.

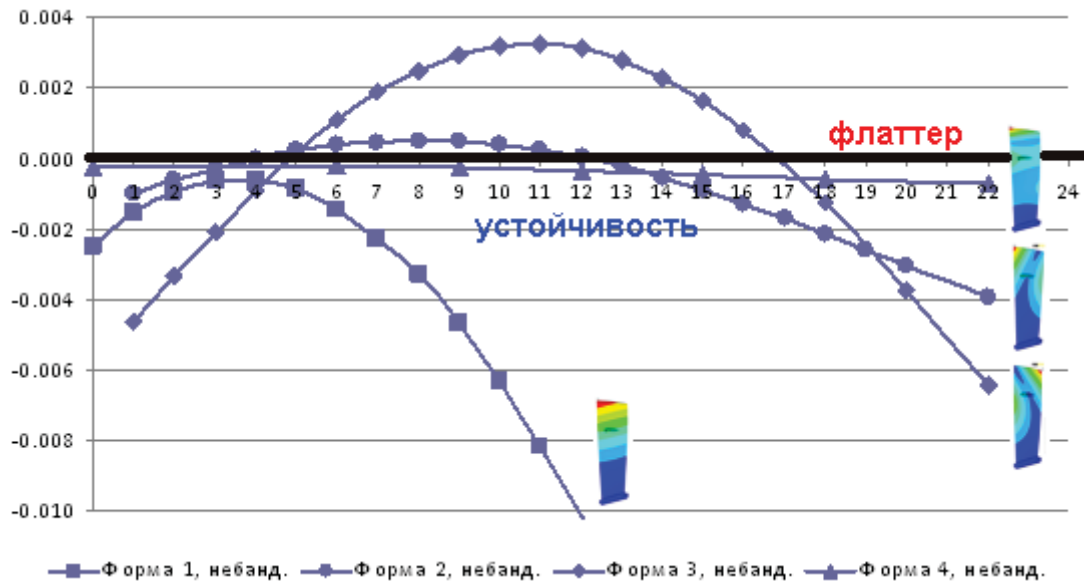


Рис. 5. Зависимость работы нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров для небандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора

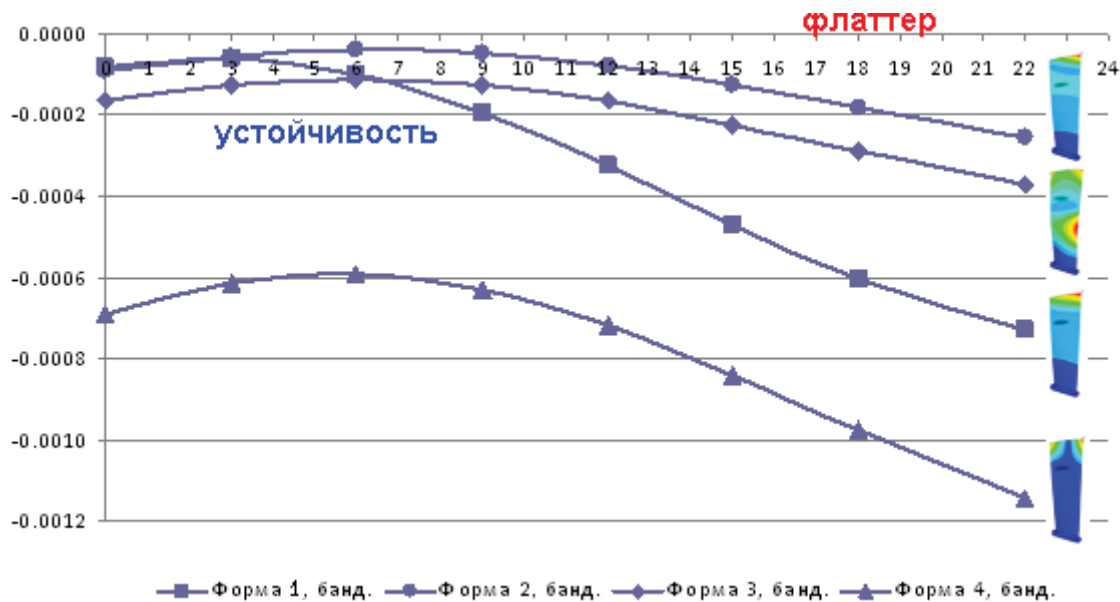


Рис. 6. Зависимость работы нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров для бандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора

При тензометрировании бандажированной модификации рабочей лопатки 2-й ступени в составе двигателя при атмосферных условиях на входе во всем диапазоне частот вращения ротора низкого давления флаттер не проявлялся. На расчетном режиме  $n_{\phi}=80\%$  реализовались резонансные колебания лопаток по четырем низшим формам с невысоким уровнем амплитуд вибронапряжений (рис. 7).

При тензометрировании небандажированной модификации рабочей лопатки 2-й

ступени в составе двигателя при атмосферных условиях на входе, начиная с частот вращения ротора  $n_{\phi}=55\%$ , проявлялись нерезонансные колебания по 2, 3, 4-й формам колебаний с высоким суммарным уровнем вибронапряжений (рис. 8,а). Взаимный спектральный анализ сигналов как с «соседних», так и с «дальних» лопаток показал реализацию механизма флаттера по 2-й и 3-й формам колебаний (рис. 8,б). Данное обстоятельство свидетельствует о совпадении экспериментальных и расчетных данных.

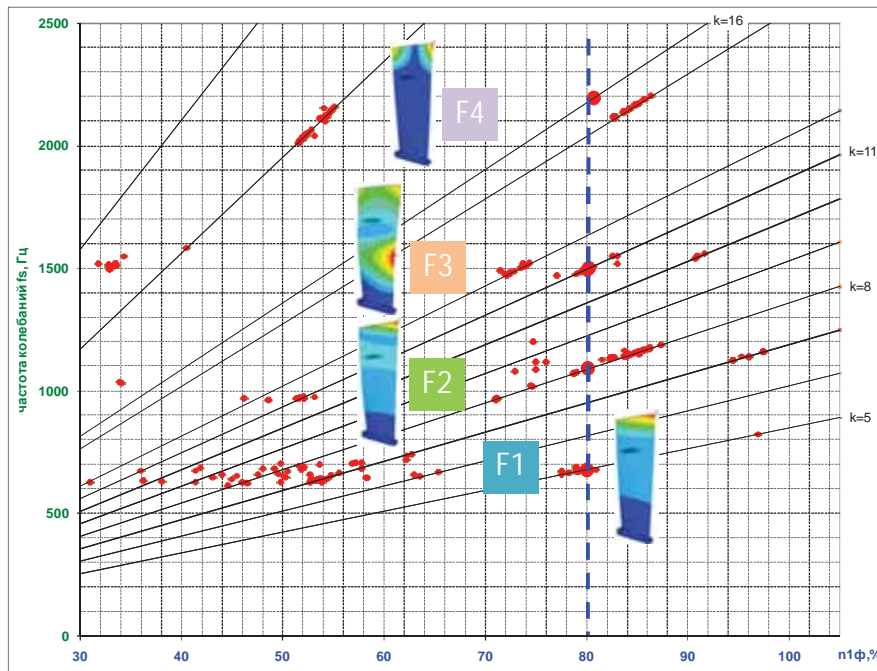


Рис. 7. Результаты тензометрирования бандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора

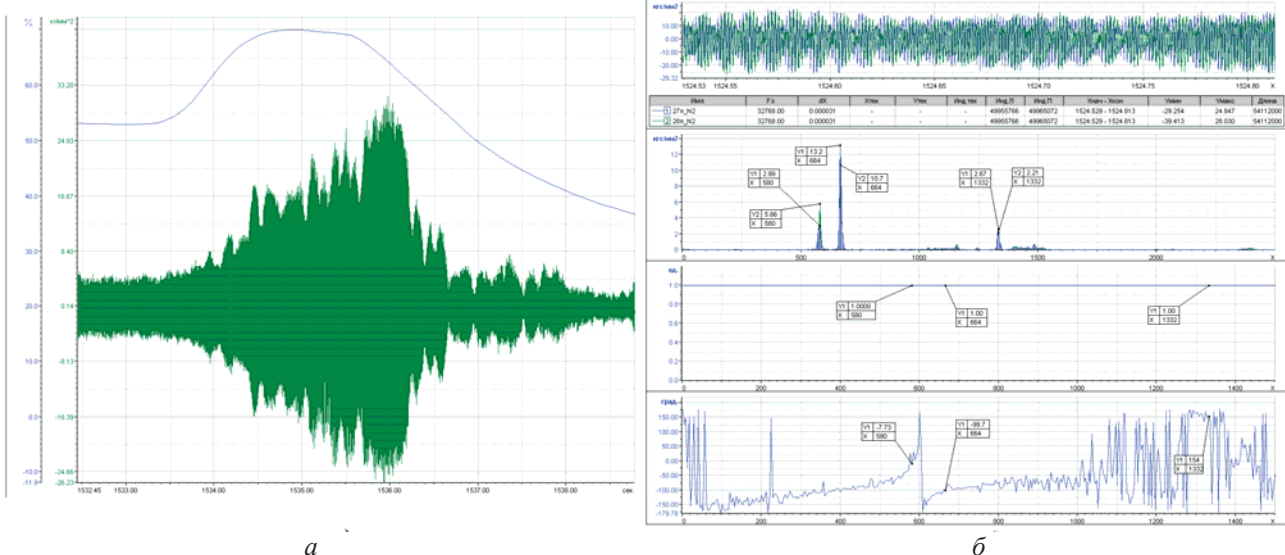


Рис. 8. Результаты тензометрирования небандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора: а - график изменения относительной частоты вращения и осциллограмма сигнала с лопатки; б - осциллограмма, спектрограмма, функция когерентности и сдвиг фаз по сигналам с соседних лопаток

**3.2. РК 1-й ступени.** Для первого и второго семейства собственных форм колебаний бандажированного РК 1-й ступени были проведены расчеты на устойчивость к флаттеру для двух режимов работы вентилятора:  $n_{пр}=77\%$  ( $p_{вх}=2,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $T_{вх}=150^\circ\text{C}$ ) и  $n_{пр}=100\%$  (Н0 М0).

Оценка необходимости учета монтажного натяга по бандажным полкам при расчете собственных частот и форм колебаний показала влияние данного фактора на знак подводимой работы нестационарных аэродинамических сил, что обусловлено изменением положения узловой линии (рис. 9).

Расчет перемещений по собственным формам колебаний и оценка работы для модели колеса без натяга по бандажным полкам проводились для каждого узлового диаметра. Для форм колебаний с учетом натяга по бандажным полкам учитывался только соответствующий сдвиг фаз между соседними лопатками.

Также была проведена оценка необходимости моделирования бандажной полки в газодинамической модели, при этом она в любом случае учитывалась при расчете собственных форм колебаний. Результаты проведенных расчетов приведены на рис. 10.

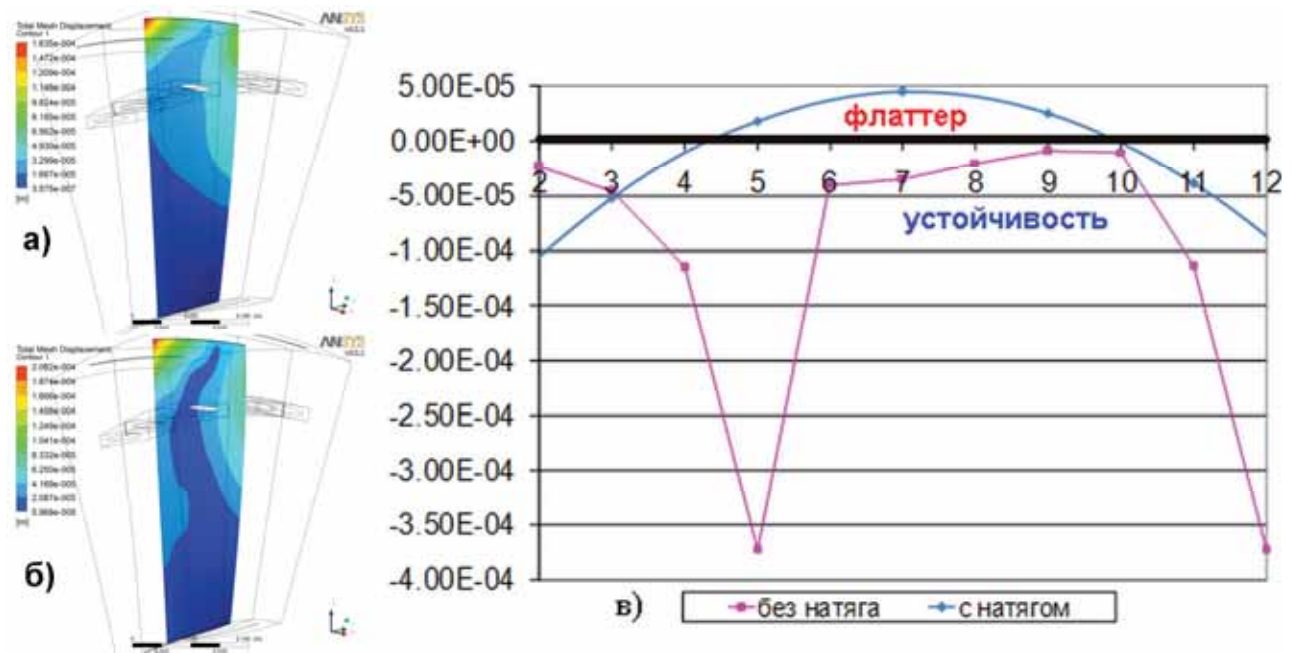


Рис. 9. Влияние монтажного натяга по бандажным полкам РК 1-й ступени вентилятора на реализуемые формы колебаний 2-го семейства собственных форм: а - без учета натяга ( $m=9$ ); б - с учетом натяга; в - и на зависимость работы нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров

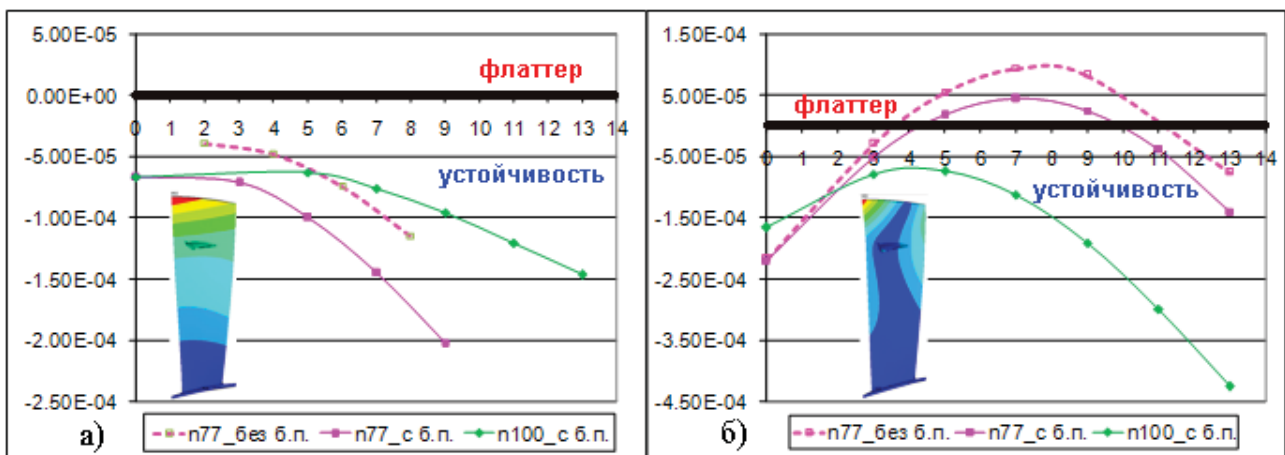


Рис. 10. Зависимость работы нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров для различных семейств форм собственных колебаний (а - семейство изгибных форм, б - семейство изгибно-крутильных форм) бандажированного РК 1-й ступени вентилятора и влияние моделирования бандажных полок в газодинамическом пакете

На рис. 10 видно, что моделирование бандажной полки в газодинамическом пакете не сказалось на знаке работы для обоих семейств собственных форм. В области флаттера оказалась форма 2-го семейства при расчете на режиме  $n_{пр}=77\%$ . Проведенные испытания на автоколебания в ТБК ЦИАМ на режиме  $n_{пр}=77\%$  ( $p_{вх}=2,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $T_{вх}=150^\circ\text{C}$ ) показали склонность РК 1-й ступени вентилятора к флаттеру по 2-му семей-

ству собственных форм. На рис. 11 приведены диагностические признаки флаттера, реализовавшиеся в виде связанных колебаний системы "лопатки-бандаж-диск-поток" с впередбегущей волной вибродеформаций. Понижение линии рабочих режимов с необходимым запасом позволило отстроиться от данного вида флаттера.



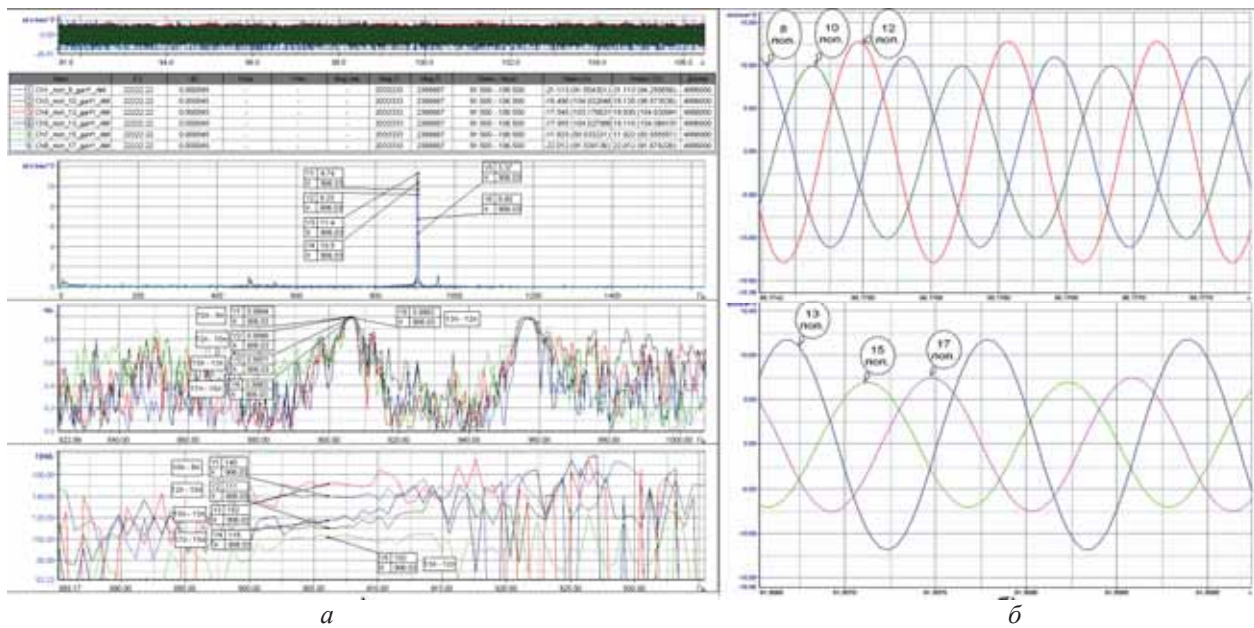


Рис. 11. Результаты тензометрирования бандажированного РК 1-й ступени вентилятора: а - осциллограмма, спектрограмма, функция когерентности и сдвиг фаз по сигналам с соседних лопаток; б - осциллограммы, характеризующие впередбегающую волну вибродеформаций

## Выводы

В работе разработан и апробирован метод прогнозирования флаттера лопаток компрессоров ГТД. На примере РК двух ступеней эксплуатируемого вентилятора проведены расчёты нескольких низших форм колебаний на устойчивость к флаттеру на различных режимах и при разных условиях опирания лопаток по бандажным полкам. Результаты совпадают с имеющимися экспериментальными данными. Предлагаемый метод применим к проектированию новых конструкций компрессоров, для которых по результатам расчетов можно определить сечения лопатки, ответственные за подвод энергии, перепрофилировать их и таким образом устранить предпосылки для возникновения флаттера.

Работа частично поддержана грантами РФФИ 10-01-00256 и НШ-4810.2010.1.

## Библиографический список

1. Локштанов, Е.А. Статистическое прогнозирование флаттера лопаток турбомашин [Текст] / Е.А. Локштанов, В.М. Михайлов, А.А. Хориков // Аэроупругость лопаток тур-

бомашин. – Киев: Наукова думка, 1980. - С. 73–81.

2. Стельмах, А.Л., Зиньковский А.П., Стельмах Я.А. Экспериментально-расчетное исследование динамической устойчивости изгибно-крутильных колебаний компрессорных лопаток при безотрывном и срывном обтекании. Сообщ. 3. Взаимные аэродинамические связи [Текст] / А.Л. Стельмах, А.П. Зиньковский, Я.А. Стельмах // Пробл. прочности. - 2010. - № 3. - С. 89 - 99.

3. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях [Текст]: научное издание / В.Г. Августиневич, Ю.Н. Шмотин [и др.] - М.: Машиностроение, 2005. - 536 с.

4. Сачин, В.М. Исследование фазовых характеристик связанных колебаний лопаток компрессоров в потоке [Текст] / В.М. Сачин, А.А. Хориков, А.Г. Шатохин // Тр. ЦИАМ. - № 953. - С. 287 - 296.

5. Самойлович, Г.С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин [Текст] / Г.С. Самойлович - М.: Наука, 1969. - 444 с.

### **3D MODELING OF BLADE FLUTTER IN MODERN GAS TURBINE ENGINES**

© 2011 V. V. Vedeneev<sup>1</sup>, M. E. Kolotnikov<sup>2</sup>, P. V. Makarov<sup>2</sup>, V. V. Firsanov<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Faculty of Mechanics and Mathematics Lomonosov Moscow State University

<sup>2</sup>Federal State Unitary Enterprise "Gas-Turbine Engineering Research and Production Center "Salut", Moscow

<sup>3</sup>Moscow Aviation Institute (State University of Aerospace Technologies)

Flutter of jet engine compressor blades is modeled using a new approach based on energy method. Flutter calculations of 1st and 2nd compressor stages are conducted for different engine regimes and different boundary conditions at mid-span shroud. Results are verified by experimental data. This method can be applied for blade flutter modeling and suppression of novel engine designs.

*Flutter, stability, unsteady aerodynamic loads, blade, nodal diameter.*

#### **Информация об авторах**

**Веденеев Василий Владимирович**, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры гидромеханики механико-математического факультета МГУ им. М.В. Ломоносова. E-mail: [vasily@vedeneev.ru](mailto:vasily@vedeneev.ru). Область научных интересов: аэроупругость.

**Колотников Михаил Ефимович**, доктор технических наук, профессор, генеральный конструктор ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют». E-mail: [kolotnikov@salut.ru](mailto:kolotnikov@salut.ru). Область научных интересов: прочность.

**Макаров Павел Вячеславович**, начальник отдела прочности ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют». E-mail: [kbpr@salut.ru](mailto:kbpr@salut.ru). Область научных интересов: аэроупругость.

**Фирсанов Валерий Васильевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Машиноведение и детали машин» Московского авиационного института (Национального исследовательского университета). E-mail: [k906@mai.ru](mailto:k906@mai.ru). Область научных интересов: прочность.

**Vedeneev Vasily Vladimirovich**, Candidate of Technical Sciences, associate professor, department of hydromechanics, Faculty of Mechanics and Mathematics, Lomonosov Moscow State University. E-mail: [vasily@vedeneev.ru](mailto:vasily@vedeneev.ru). Area of research: aeroelasticity.

**Kolotnikov Mikhail Efimovich**, doctor of technical science, professor, chief designer of Federal State Unitary Enterprise "Gas-Turbine Engineering Research and Production Center "Salut", Moscow. E-mail: [kolotnikov@salut.ru](mailto:kolotnikov@salut.ru). Area of research: strength.

**Makarov Pavel Vyacheslavovich**, chief of strength department of Federal State Unitary Enterprise "Gas-Turbine Engineering Research and Production Center "Salut", Moscow. E-mail: [kbpr@salut.ru](mailto:kbpr@salut.ru). Area of research: aeroelasticity.

**Firsanov Valeriy Vasilevich**, doctor of technical science, professor, chair of engineering science and machinery department, Moscow Aviation Institute (State University of Aerospace Technologies). E-mail: [k906@mai.ru](mailto:k906@mai.ru). Area of research: strength.