

# РАСЧЕТ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА КОМПРЕССОРА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, ВОЗНИКАЮЩИХ ОТ ДЕЙСТВИЯ ОКРУЖНОЙ НЕОДНОРОДНОСТИ ГАЗОВОГО ПОТОКА

© 2012 А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова

Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королева  
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 21.03.2012

В статье освещены подходы к расчёту вынужденных колебаний лопаток осевых компрессоров газотурбинных двигателей. С помощью CFD-расчёта определена окружная неравномерность потока, вызывающая вынужденные колебания лопаток. Проведен модальный расчет и расчет вынужденных колебаний лопаток в программе ANSYS. Определены резонансные частоты и напряжения. Даны рекомендации по снижению уровня резонансных напряжений.

Ключевые слова: *двигатель, компрессор, ANSYS, вынужденные колебания*

Основным источником возбуждения колебаний рабочего колеса (РК) газотурбинного двигателя является окружная неоднородность газового потока, обтекающего лопатку. Она проявляется в виде неоднородности поля скоростей и поля давлений в потоке перед и за РК. Неоднородность приводит к тому, что интенсивности газовой нагрузки в окружном и радиальном направлениях непостоянны по окружности проточной части, в результате чего на любую из лопаток при вращении РК действует непостоянная по величине интегральная газодинамическая сила  $Q_r$  [1]. Поскольку газодинамическая сила  $Q_A$  является периодической величиной, т.е.  $Q_r(\alpha) = Q_r(\alpha + 2\pi)$ , то ее можно разложить в ряд Фурье:

$$Q_r = \sum_{m_g} Q_m \cdot \cos(m_g \alpha - \gamma_m) = \sum_{m_g} Q_{r m_g}, \quad (1)$$

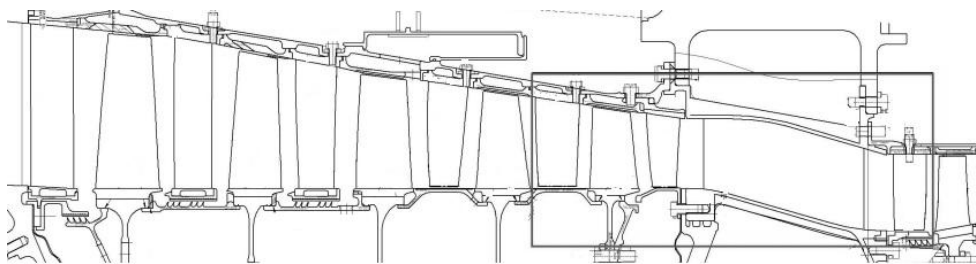
где  $Q_m$  – амплитуда составляющей гармоники,  $m_g$  – номер гармоники,  $\alpha$  – центральный угол,  $\gamma_m$  – фазовый сдвиг по окружности.

Разложение (1) позволяет газовую нагрузку, имеющую сложный характер распределения по окружности, представить в виде

суммы составляющих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь волн нагрузки, укладываемых по окружности проточной части. Для вращающегося рабочего колеса любая из составляющих в разложении (1) является возбуждающей гармоникой, представляющей собой цепь назад бегущих волн. Нагрузка вращается с угловой скоростью  $\omega$ , равной угловой скорости вращения РК, таким образом, окружная неоднородность газового потока для колеса эквивалентна воздействию бесконечной совокупности возбуждающих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь  $m_g$  назад бегущих волн нагрузки, совершающей гармонические колебания во времени с частотой  $f = m_g n_c$ , где  $n_c = \omega / 2\pi$ .

**Расчётное исследование окружной неравномерности потока.** Для определения окружной неравномерности потока, вызванной средней опорой, была создана расчётная модель, состоящая из лопаточных венцов четвертого направляющего аппарата (НА), пятого РК и НА пятой ступени компрессора среднего давления (КСД), а также средней опоры и входного направляющего аппарата компрессора высокого давления (КВД) (рис. 1). Необходимо отметить, что все лопаточные венцы моделировались не одним межлопаточным каналом, а полной моделью проточной части по окружности. Суммарное количество элементов сетки составило 40 млн.

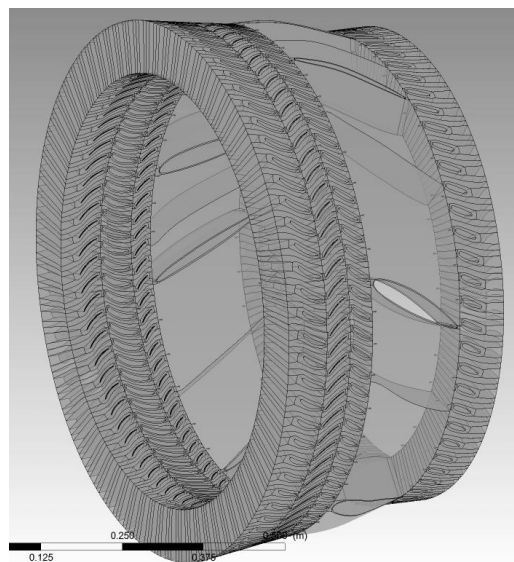
Шкловец Александр Олегович, младший научный сотрудник. E-mail: SSAU\_Shklovets@mail.ru  
Попов Григорий Михайлович, инженер  
Колмакова Дарья Алексеевна, инженер



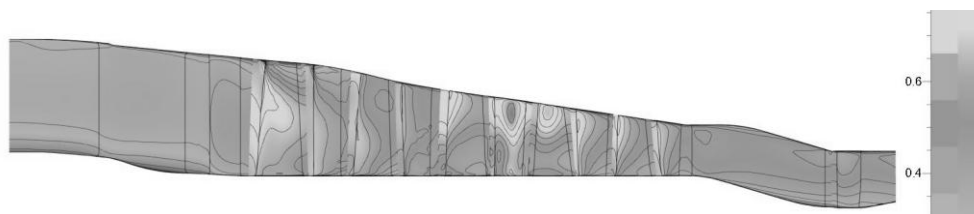
**Рис. 1.** Лопаточные венцы, используемые для расчёта

Расчётная модель изображена на рис. 2. При моделировании в качестве граничных условий использовались эпюры распределения по высоте проточной части полного давления, полной температуры и углов потока, полученные из расчёта секторной модели КСД (рис. 3). В качестве интерфейса между доменами использовался интерфейс без осреднения параметров потока в окружном направлении. Расчёт модели проводился с использованием суперкомпьютера СГАУ «Сергей Королёв». Решение проводилось на 256 ядрах и заняло 6 часов.

Анализ структуры потока в лопаточных венцах четвертого НА, пятого РК, пятого НА КСД, средней опоры и входного направляющего аппарата КВД выявил, что в области стоек наблюдается существенная окружная неравномерность потока. В частности, наличие нижней стойки опоры приводит к отрыву потока в близлежащих лопатках пятого НА, пятого РК и даже четвертого НА (рис. 4), что существенно меняет распределение газовой нагрузки по поверхности пятого РК.

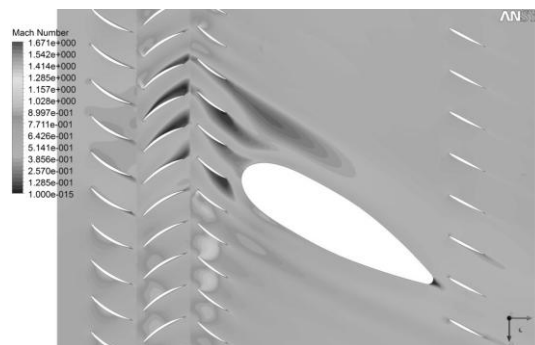


**Рис. 2.** Расчётная модель для определения окружной неравномерности потока



**Рис. 3.** Секторная модель КСД

На заключительном этапе анализа структуры потока в последних венцах КСД проводился экспорт распределения давления потока по поверхности всех лопаток исследуемого пятого РК в ANSYS Mechanical. Экспорт выполнялся при помощи текстовых файлов, содержащих координаты узлов на поверхности всех лопаток пятого РК и соответствующие им значения давления потока.



**Рис. 4.** Поле чисел Маха вблизи первой стойки опоры

**Определение амплитуды возбуждающих гармоник.** В ANSYS Mechanical создавалась конечно-элементная модель (КЭМ) лопаток рабочего колеса пятой ступени компрессора для последующего импорта давления из CFD расчета. Анализ собственных форм колебаний рабочего колеса пятой ступени показал, что колебания его лопаток и диска являются слабо связанными. Поэтому в расчетной модели диск принимается абсолютно жестким. КЭМ лопатки представлена на рис. 5.

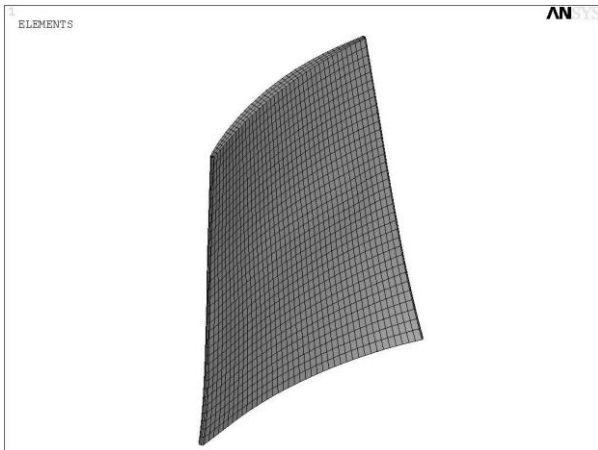


Рис. 5. Конечно-элементная модель пера лопатки

Так как сетка CFD в расчете отличается от сетки в ANSYS Mechanical, необходимо с помощью матричных операций проинтерполировать давление по перу лопатки. После этого нагрузка в сходственных узлах [1] раскладывается в ряд Фурье. Анализ полученных результатов показал, что максимальную амплитуду имеет 7-я гармоника (совпадает с числом стоек опоры), высокие амплитуды также у 5 и 12 гармоник.

Резонансные режимы работы определялись резонансной диаграммой (рис. 6.), для построения которой проводился модальный расчет лопатки с учетом угловой скорости вращения РК и температуры потока.

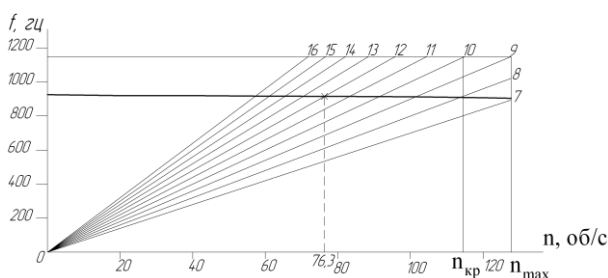


Рис. 6. Резонансная диаграмма РК пятой ступени КСД

Из диаграммы видно, что в рабочем диапазоне частот вращения ротора резонансы рабочего колеса возможны с гармониками, номера которых начинаются с 8 гармоники. Из них максимальную амплитуду имеет 12 гармоника. Как показал эксперимент, максимальные динамические напряжения в РК пятой ступени возникают при его резонансе с 12 гармоникой, т.е. расчет качественно совпал с экспериментом.

**Определение переменных напряжений на резонансном режиме работы.** Для определения переменных напряжений на резонансе строилась амплитудно-частотная характеристика РК. Для этого выполнялся ряд нестационарных расчетов с изменением угловой скорости вращения ротора. На каждом режиме работы двигателя рассчитывалась нагрузка на лопатки и амплитуды возбуждающих гармоник. При вынужденных колебаниях амплитуду на резонансных режимах определяет уровень демпфирования в системе. В первом приближении демпфирование задавалось как вязкое на основе экспериментальных данных по испытаниям лопаток из титановых сплавов.

Расчет вынужденных колебаний в ANSYS Mechanical APDL велся вблизи резонансной частоты вращения РК (76,3 об/с). Задавалось 7 различных частот вращения, на каждой из которых велся расчет до установления колебаний с постоянной амплитудой. АЧХ РК представлена на рис. 7.

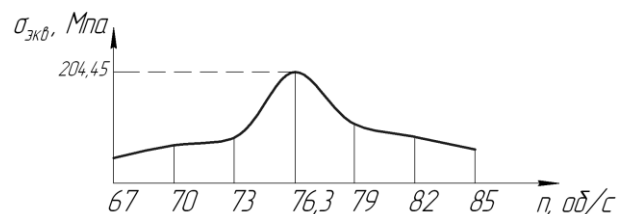


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика лопатки

Максимальный уровень резонансных напряжений  $\sigma_v$  составил 204,45 МПа. При этом статическое напряжение  $\sigma_m$  оказалось равным 39,7 МПа. Таким образом, уровень резонансных напряжений значительно превышает статические и является недопустимо высоким.

**Возможные пути снижения уровня напряжений в лопатке на резонансном режиме.** С газодинамической точки зрения существует несколько путей снижения окружной неравномерности, вызванной наличием средней опоры, и, как следствия, снижение динамических напряжений на пятом РК КСД.

1) Перепрофилирование стоек опоры с целью меньшего их влияния на соседние ЛВ. Более обтекаемая форма стоек опоры, особенно в

области входной кромки, может привести к значительному увеличению пропускной способности близлежащих межлопаточных каналов лопаток пятого НА.

2) Введение разношаговости и перепрофилирование отдельных лопаток пятого НА, позволит перераспределить расход через межлопаточные каналы пятого НА и улучшить обтекание стоек опоры.

3) Увеличение осевого зазора между лопатками пятого НА и опоры позволит снизить влияние опоры на предыдущие пятый направляющий аппарат, что благоприятно скажется

на структуре потока в области ЛВ пятой ступени.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. *Иванов, В.П.* Колебания рабочих колес турбомашин / *В.П. Иванов.* – М: Машиностроение, 1983. 224 с.
2. *Аксенов, А.П.* Математический анализ (ряды Фурье): Учебное пособие / *А.П. Аксенов.* – СПб.: Нестор, 1999. 85 с.
3. *Иноземцев, А.А.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок (том V): Учебник для ВУЗов / *А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий.* – М.: Машиностроение, 2008. 198 с.

## **CALCULATION OF THE FORCED OSCILLATIONS OF ROTOR COMPRESSOR BLADES AT AVIATION GAS-TURBINE ENGINE, ARISING FROM ACTION OF CIRCUMFERENTIAL NON-UNIFORMITY OF GAS STREAM**

© 2012 A.O. Shklovets, G.M. Popov, D.A. Kolmakova

Samara State Aerospace University named after S.P. Korolyov  
(National Research University)

In article approaches to calculation of forced oscillations of rotor axial compressor blades at gas-turbine engines are described. The circumferential non-uniformity of a stream causing forced oscillations of blades is defined by CFD calculation. Modal calculation and calculation of blades forced oscillations in ANSYS program are carried out. Resonance frequencies and tension are defined. Recommendations about decrease of resonance tension level are made.

Key words: *engine, compressor, ANSYS, forced oscillations*