

УДК 539.3

**Ю. С. ВОРОБЬЕВ¹, Н. Ю. ОВЧАРОВА¹, П. Н. КУЛАКОВ¹, С. Б. КУЛИШОВ²,
А. Н. СКРИЦКИЙ²**¹ *Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков*² *ГП НПКГ «Зоря»-«Машипроект», Николаев, Украина*

ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ГТД В ПОТОКЕ

Рассматриваются колебания лопаточного аппарата компрессора ГТД в газовом потоке. Формируется трехмерная конечно-элементная модель лопаток компрессора и модель трехмерного потока газа с учетом вязкости, турбулентности и диссипации. Проводится расчет параметров нестационарного потока. В проточной части компрессора выделяется система первой ступени, в которой ожидаются наиболее интенсивные колебания. Проводится анализ возбудимости форм колебаний рабочих лопаток первой ступени. Учитывается воздействие гармоник возмущающих сил на установившемся и переходных режимах. Выявлены наиболее опасные режимы колебаний лопаток в потоке.

Ключевые слова: компрессорные лопатки, газотурбинные двигатели, колебания, газовый поток, МКЭ, динамические напряжения

Введение и постановка задачи

Лопаточный аппарат компрессоров современных газотурбинных двигателей находится под действием интенсивных статических и динамических нагрузок [1–3]. Определение газодинамических сил и их взаимодействия с колеблющимися лопатками являются сложной и неоднозначной вычислительной задачей. Основной причиной возбуждения колебаний лопаточного аппарата компрессора является окружная неравномерность потока [3]. Поток также является неоднородным в радиальном направлении. Частоты возмущающих гармоник кратны скорости вращения ротора и числу источников возмущения по окружности в газовом потоке, числу направляющих лопаток и стоек в проточной части. Кроме того, при изменении скорости вращения возникает ряд резонансных режимов. Под действием центробежных сил рабочие лопатки получают значительную деформацию, в частности, уменьшение закрутки лопаток [4]. Относительно статических деформаций происходят колебания лопаток компрессора под действием нестационарных сил газового потока. Для определения частот, возмущающих гармоник на резонансных режимах, необходим модальный анализ колебаний рабочих лопаток и построение резонансной диаграммы [5].

В работе рассматривается проточная часть компрессора, в которой расположены 4 рабочие ступени, 5 направляющих ступеней и стойки. Число лопаток во всех ступенях и стойках не является

кратным, поэтому система не имеет окружной или поворотной симметрии. Построены трехмерные конечно-элементные модели лопаточного аппарата совместно с трехмерной моделью потока. Рабочие лопатки считаются деформируемыми и упругими, направляющие лопатки и стойки являются недеформируемыми. На основе конечно-элементной модели потока проводится расчет скоростей и давлений в проточной части компрессора. Наиболее интенсивные колебания ожидаются в рабочих лопатках первой ступени. Выделяется уточненная модель системы первой ступени в потоке. Эта система включает стойки, рабочие лопатки и направляющий аппарат на входе и выходе первой ступени. Это позволяет упростить задачу на первом этапе анализа.

1. Анализ нестационарного потока

Вначале необходимо провести анализ потока в проточной части компрессора.

Геометрическая модель рабочего направляющего аппарата в проточной части компрессора представлена на рис. 1.

При моделировании газодинамического потока в проточной части компрессора используется конечно-элементная модель, основанная на уравнениях Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации потока.

Газодинамический расчет потока в проточной части проводится с целью определить поля скоростей и давлений в потоке, а также на поверхности рабочих лопаток. Поле скоростей в радиальном се-

чении приведено на рис. 2.

Сама упругая система и поля скоростей не обладают окружной или поворотной симметрией. Поэтому выделения сектора или радиального сечения потока являются условными и приведены для наглядности.

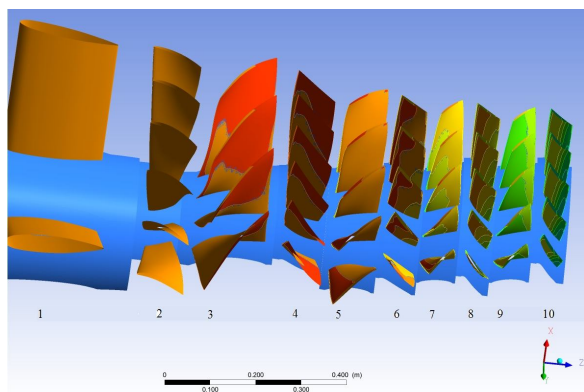


Рис. 1. Общий вид рабочего и направляющего лопаточного аппаратов компрессора: стойки – 1, венцы рабочих лопаток первой ступени – 3, второй ступени – 5, третьей ступени – 7, четвертой ступени – 9, венцы направляющих лопаток – 2, 4, 6, 8, 10

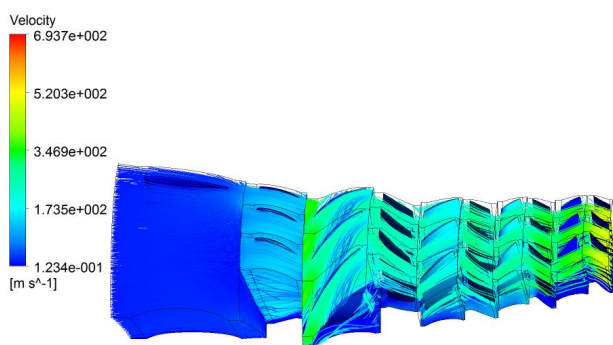


Рис. 2. Поле скоростей потока в радиальном сечении

Одновременно определяются поля давлений на поверхности лопаток.

Повышение давления в системе I ступени составляет 1,39, тогда как во всем компрессоре 2,28. Следует ожидать, что лопатки I ступени будут одними из наиболее нагруженных. Поэтому выделяется система первой ступени, включающая стойки, первую ступень с направляющими аппаратами до и после ступени. В этой системе параметры потока уточняются, а затем выделяется нестационарная часть потока. Параметры нестационарной части потока используются для анализа колебаний лопаток первой ступени компрессора в потоке, возбудимости различных форм колебаний и распределения полей

напряжений при различных формах колебаний лопаток в потоке.

Значение величин основных возмущающих гармоник позволяет проводить анализ параметров нестационарного потока в узком диапазоне частот вращения ротора. Это заметно сокращает объем расчетов.

2. Анализ динамических напряжений в лопатках первой ступени

Так как система первой ступени заметно проще всей системы компрессора, то далее проводится уточненный расчет параметров потока в системе первой ступени. На рис. 3 приведено распределение давлений в системе первой ступени в среднем сечении. Видно, что на спинке лопатки возникает пониженное давление.

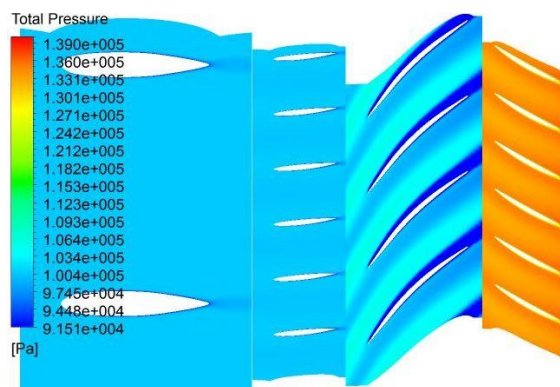


Рис. 3. Распределение давлений в потоке в системе первой ступени в среднем сечении

На рис. 4 показано поле скоростей на поверхности рабочей лопатки. Видна сложная структура пространственного потока.

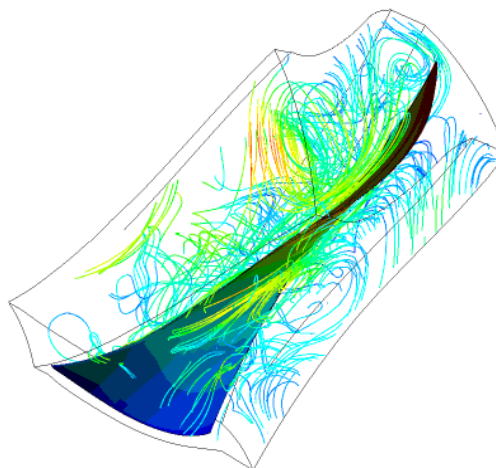


Рис. 4. Поле скоростей на поверхности рабочей лопатки

После анализа полей давлений выделяется нестационарная составляющая давлений в потоке. На этом этапе возможно возникновение некоторых погрешностей, так как анализ связан с вычислениями малых разностей больших величин.

На рисунке 5 показано распределение давлений на обеих сторонах лопатки. Видно, что на спинке имеется пониженное давление.

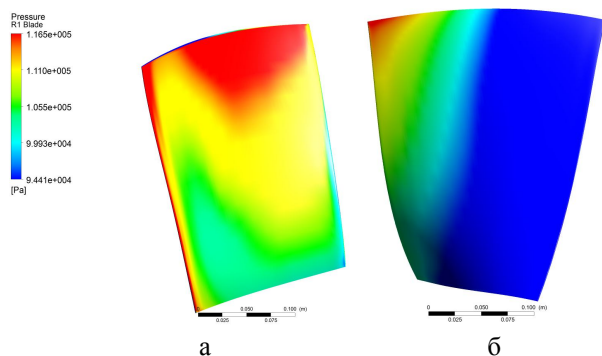


Рис. 5. Распределение давлений по поверхности рабочего колеса в корыте: а – на спинке; б – в системе первой ступени

Проводится анализ воздействия гармоник с частотой 125 Гц, соответствующей числу оборотов $n = 7500$, а также с частотами 750 Гц и 3250 Гц, что соответствует гармоникам nz , где $z = 6$ (число стоек) и $z = 26$ (число лопаток направляющего аппарата). Поля эквивалентных напряжений и перемещений для наиболее высокой частоты возбуждения представлены на рис. 6. Видно возбуждение высших форм колебаний.

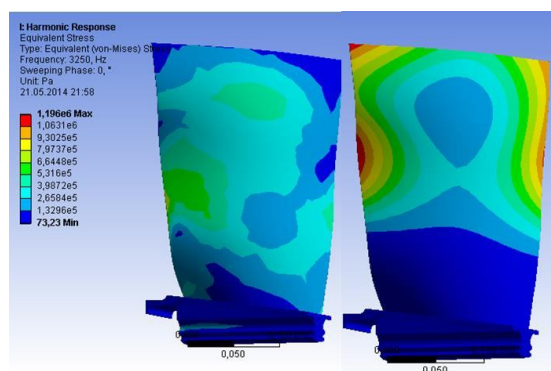


Рис. 6. Поля эквивалентных напряжений (слева) и перемещений (справа) при колебаниях лопатки первой ступени с частотой 3250 Гц

Максимальные эквивалентные напряжения (43 МПа) наблюдаются при возбуждении колебаний лопаток первой ступени с частотой 750 Гц. Эта гармоника возникает за счет влияния 6 стоек.

Кроме того, проводится анализ возбуждения

колебаний на переходных режимах гармониками kn , согласно резонансной диаграмме Кэмпбелла. Гармоника, соответствующая $k = 1$, не вызывает резонанса вращающихся лопаток. Рассматриваются резонансы вызываемые второй ($k = 2$), третьей ($k = 3$) и четвертой ($k = 4$) гармониками. Поля эквивалентных напряжений при возбуждении колебаний второй гармоникой представлены на рис. 7.

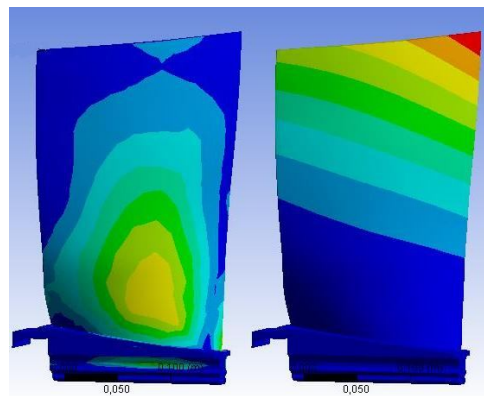


Рис. 7. Поля эквивалентных напряжений при возбуждении колебаний лопатки первой ступени на переходных режимах второй гармоникой ($k = 2$)

Видно, что возбуждается форма колебаний близкая к первой.

Максимальные эквивалентные напряжения на переходных режимах (46 МПа) связаны с влиянием второй гармоникой ($k = 2$).

Наибольшие эквивалентные напряжения при колебаниях лопатки первой ступени в потоке не превосходят 50 МПа. Анализировалось воздействие максимально возможных значений возмущений. С учетом этого фактора и демпфирования колебаний в материале и замковых соединениях максимальные напряжения в лопатках первой ступени будут еще меньше.

Наиболее возбудимыми оказываются 1 и 3 собственные формы лопаток первой ступени.

Выводы

Разработана конечно-элементная модель упругой системы компрессора и связанная с ней модель потока на основании уравнений Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации. Проведен расчет параметров потока во всей системе компрессора. Выделена уточненная модель системы первой ступени, включающая стойки, входной направляющий аппарат, рабочие лопатки I ступени и направляющие лопатки за ними. Проведен уточненный расчет параметров потока в системе I ступени, и получены поля скоростей и давлений. Проведен анализ возбудимости форм колебаний рабочих лопаток I ступени.

Определены динамические напряжения в лопатках первой ступени под действием наиболее опасных гармоник. Наибольшие напряжения в лопатке первой ступени на переходных режимах вызывает вторая гармоника. Наиболее возбудимыми оказались первая и третья формы колебаний лопаток первой ступени. Наибольшее вибрационное напряжение в лопатке первой ступени не превышает 50 МПа.

Литература

1. Биргер, И. А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр. – М. : Машиностроение, 1981. – 48 с.
2. Материалы и прочность оборудования [Текст] : учеб. пособие / В. М. Боровков, Л. Б. Гецов, Ю. С. Воробьев, А. Я. Копсов, С. В. Петин, Г. Д. Пигрова, А. И. Рыбников. – Санкт Петербург : Изд-во Спбгпу, 2008. – 612 с.
3. Шкловец, А. О. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружной неоднородности газового потока [Текст] / А. О. Шкловец, Г. М. Попов, Д. А. Колмокова // Изв. Самарского научного центра РАН Авиационно-космическое машиностроение. – 2012. – Т. 14, № 1(2). – С. 517–520.
4. Воробьев, Ю. С. Влияние центробежных сил на статику и динамику элементов ГТД [Текст] / Ю. С. Воробьев, Н. Ю. Овчарова, К. Д. Тыртышников // Восточно Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 3/12(63). – С. 47-49.
5. Анализ колебаний лопаточного аппарата компрессора ГТД [Текст] / Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 10 (107). – С. 55 – 59.

Поступила в редакцию 8.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

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

ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА ГТД В ПОТОЦІ

Ю. С. Воробйов, Н. Ю. Овчарова, П. М. Кулаков, С. Б. Кулішов, О. М. Скрицький

Розглядаються коливання лопаткового апарату компрессора ГТД в газовому потоці. Формується тривимірна скінчено-елементна модель лопаток компрессора і модель тривимірного потоку газу з урахуванням в'язкості, турбулентності і дисипації. Проводиться розрахунок параметрів нестационарного потоку. У проточній частині компрессора виділяється система першого ступеня, в якій очікуються найбільш інтенсивні коливання. Проводиться аналіз збудливості форм коливань робочих лопаток першого ступеня. Враховується вплив гармонік збуджуючих сил на сталому та перехідних режимах. Виявлено найбільш небезпечні режими коливань лопаток в потоці.

Ключові слова: компрессорні лопатки, газотурбінні двигуни, коливання, газовий потік, МСЕ, динамічні напруження.

FORCED VIBRATIONS OF COMPRESSOR STAGES OF GAS TURBINE ENGINE IN THE FLOW

Iu. S. Vorobiev, N. Iu. Ovcharova, P. N. Kulakov, S. B. Kulishov, A. N. Skrickiy

The fluctuations blading compressors of gas turbine engines in the gas stream. The three-dimensional finite element model of the compressor blades and three-dimensional model of the gas flow with viscosity, turbulence and dissipation are formed. The calculations of unsteady flow parameters are conducted. In the flowing part of the compressor the system of first stage is allocated, in which the most intense vibrations are expected. The analysis excitability mode shapes working blades of the first stage are conducted. Take into account the impact of harmonics perturbing forces at steady state and transient conditions. The most dangerous oscillation modes blades in the flow are revealed.

Keywords: compressor blades, gas turbine engines, vibrations, gas flow, FEM, dynamics stresses.

Воробьев Юрий Сергеевич – д-р техн. наук, профессор, институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua.

Овчарова Наталья Юрьевна – ведущий инженер отдела нестационарных механических процессов, институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков, Украина.

Кулаков Петр Николаевич – аспирант, институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков, Украина.

Кулишов Сергей Борисович – зам. генерального конструктора по новой технике, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина.

Скрицкий Александр Николаевич – начальник отдела динамики и прочности, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@machproekt.nikolaev.ua.