

Ю. С. Воробьев, д-р техн. наук, проф., Н. Ю. Овчарова, ведущий инженер, П. Н. Кулаков, аспирант (Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина); С. Б. Кулишов, канд. техн. наук, зам. генерального конструктора по новой технике, А. Н. Скрицкий, начальник отдела динамики и прочности (ГП НТКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина)

Анализ вибрационных напряжений в лопатках компрессора низкого давления ГТД

Рассматриваются колебания лопаточного аппарата компрессора ГТД в газовом потоке с учетом центробежных сил. Формируется трехмерная конечно-элементная модель лопаток компрессора и связанная с ней модель трехмерного потока газа с учетом вязкости, турбулентности и диссипации. Модальный анализ позволяет выявить особенности свободных колебаний и возможные резонансные режимы. Далее проводится расчет параметров нестационарного потока. В проточной части компрессора выделяется системы отдельных ступеней, в которых ожидаются наиболее интенсивные колебания. Проводится анализ возбудимости форм колебаний рабочих лопаток отдельных ступеней. Учитывается воздействие гармоник возмущающих сил на установившемся и переходных режимах. Выявлены наиболее опасные режимы колебаний лопаток в потоке.

Ключевые слова: лопатки компрессора, колебания, газовый поток, МКЭ, вибрационные напряжения

Розглядаються коливання лопаткового апарату компресора ГТД у газовому потоці з урахуванням відцентрових сил. Формується тривимірна кінцево-елементна модель лопаток компресора і пов'язана з нею модель тривимірного потоку газу з урахуванням в'язкості, турбулентності і дисипації. Модальний аналіз дозволяє виявити особливості вільних коливань і можливі резонансні режими. Далі проводиться розрахунок параметрів нестационарного потоку. У проточній частині компресора виділяється системи окремих ступенів, в яких очікуються найбільш інтенсивні коливання. Проводиться аналіз збудливості форм коливань робочих лопаток окремих ступенів. Враховується вплив гармонік збуджуючих сил на сталому і перехідних режимах. Виявлено найбільш небезпечні режими коливань лопаток в потоці.

Ключові слова: лопатки компресора, коливання, газовий потік, МСЕ, вібраційні напруження

The vibrations of blade system of gas turbine engine compressor in the gas stream with account of centrifugal forces are considered. A three-dimensional finite-element model of the compressor blades and the associated three-dimensional model of gas flow with account of viscosity, turbulence and dissipation are formed. Modal analysis reveals to find out features of free vibrations and possible resonance modes. Further the calculation of unsteady flow parameters is conducted. In the compressor flow passage there are allocated systems of separate stages, where the most intense vibrations are expected. The analysis of excitability of mode shapes of the separate stages working blades is conducted. The impact of harmonics perturbing forces at steady state and transient conditions is taken into account. The most dangerous oscillation modes of blades in the flow are revealed.

Keywords: compressor blading, vibrations, gas flow, FEM, vibratory stresses.

Введение и постановка задачи. Повышение удельной мощности и экономичности газовых турбин сопровождается ростом интенсивности нестационарных нагрузок на их элементы и, в первую очередь, на лопаточный аппарат. В современных газотурбинных двигателях лопаточный аппарат является наиболее ответственной и напряженной системой [1–7]. Компрессорные лопатки отличаются тонкими профилями, малой жесткостью, и колебания представляют для них основную опасность. Лопаточный аппарат компрессоров современных газотурбинных двигателей находится под действием интенсивных статических и динамических нагрузок. Под действием центробежных сил рабочие лопатки получают значительную дефор-

мацию, в частности, уменьшение закрутки лопаток. Относительно статических деформаций происходят колебания лопаток компрессора под действием нестационарных сил газового потока. Определение газодинамических сил и их взаимодействия с колеблющимися лопатками является сложной и неоднозначной вычислительной задачей. Решению различных аспектов этой проблемы посвящен ряд работ [3–7], в которых рассматриваются особенности нестационарного газодинамического потока в турбинах и компрессорах, взаимодействия лопаток с потоком, возбуждение различных форм колебаний, возникновение явлений аэроупругости и другие вопросы. Это направление исследований быстро развивается, и в процессе исследований по-

являются новые задачи. Одним из актуальных вопросов является определение распределений вибрационных напряжений под действием гармоник возмущающих газодинамических сил.

Основной причиной возбуждения колебаний лопаточного аппарата компрессора является неравномерность потока [3–5]. 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. Для определения частот возмущающих гармоник на резо-

нансных режимах необходим модальный анализ колебаний рабочих лопаток и построение резонансной диаграммы [8–10].

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 являются кратными, 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. Конечно-элементная модель потока основана на уравнениях Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации. Сложность общей задачи приводит к необходимости рассмотреть ряд частных задач в уточненной постановке.

Проведен численный анализ статической деформации рабочих лопаток под действием центробежных сил. Выполнен анализ спектров собственных частот рабочих лопаток, форм и распределения относительных напряжений [8, 9]. Далее проводится расчет скоростей и давлений в проточной части компрессора. Выделяются уточненные модели систем отдельных ступеней в потоке. Они включают рабочие и направляющие лопатки на входе и выходе ступеней. Это позволяет упростить задачу на первом этапе анализа. В результате расчетов определяются поля скоростей и давлений в системе каждой ступени*.

Выделяются переменные составляющие газодинамических нагрузок. Это позволяет провести расчет вынужденных колебаний под действием гармонических составляющих возмущающих нагрузок для всех частот на рабочих и переходных режимах [10, 12]. В результате определяются поля динамических перемещений и эквивалентных напряжений на поверхности рабочих лопаток при их колебаниях в потоке. Поля перемещений дают возможность сопоставить их с формами колебаний и оценить возбудимость различных форм колебаний в потоке. Поля динамических напряжений позво-

ляют выявить места локализации максимальных напряжений для всех опасных режимов, что используется для оценки вибрационной прочности лопаточного аппарата компрессора. Данные о частотах и амплитудах возмущающих нагрузок и местах расположения максимальных напряжений обеспечивают возможность дать рекомендации по их снижению.

Модальный анализ. При модальном анализе лопаточного аппарата следует учесть, что колебания лопаток происходят относительно их статически деформированного состояния под действием центробежных сил. Поэтому вначале рассматриваются статические деформации лопаток, а затем колебания компрессорных лопаток [9, 10].

Рассматривались статическая деформация и колебания лопаток 4-х венцов ГТД. Лопатки первой

ступени компрессора являются наименее жесткими и имеют наибольшие статические деформации.

На рис. 1 а приведены результаты расчета перемещений S лопатки первой ступени под действием центробежных сил, которые показывают раскрутку лопатки. На рис. 1 б показано распределение интенсивности напряжений σ_i при действии центробежных сил, наибольшие из которых не превышают 500 МПа. Видно, что в компрессорных лопатках наибольшие напряжения достигаются не только вблизи корневого сечения.

Величины перемещений и максимальных напряжений в лопатках последующих ступеней последовательно убывают в связи с ростом их жесткостей. Далее рассматриваются колебания компрессорных лопаток относительно их статически деформированного состояния.

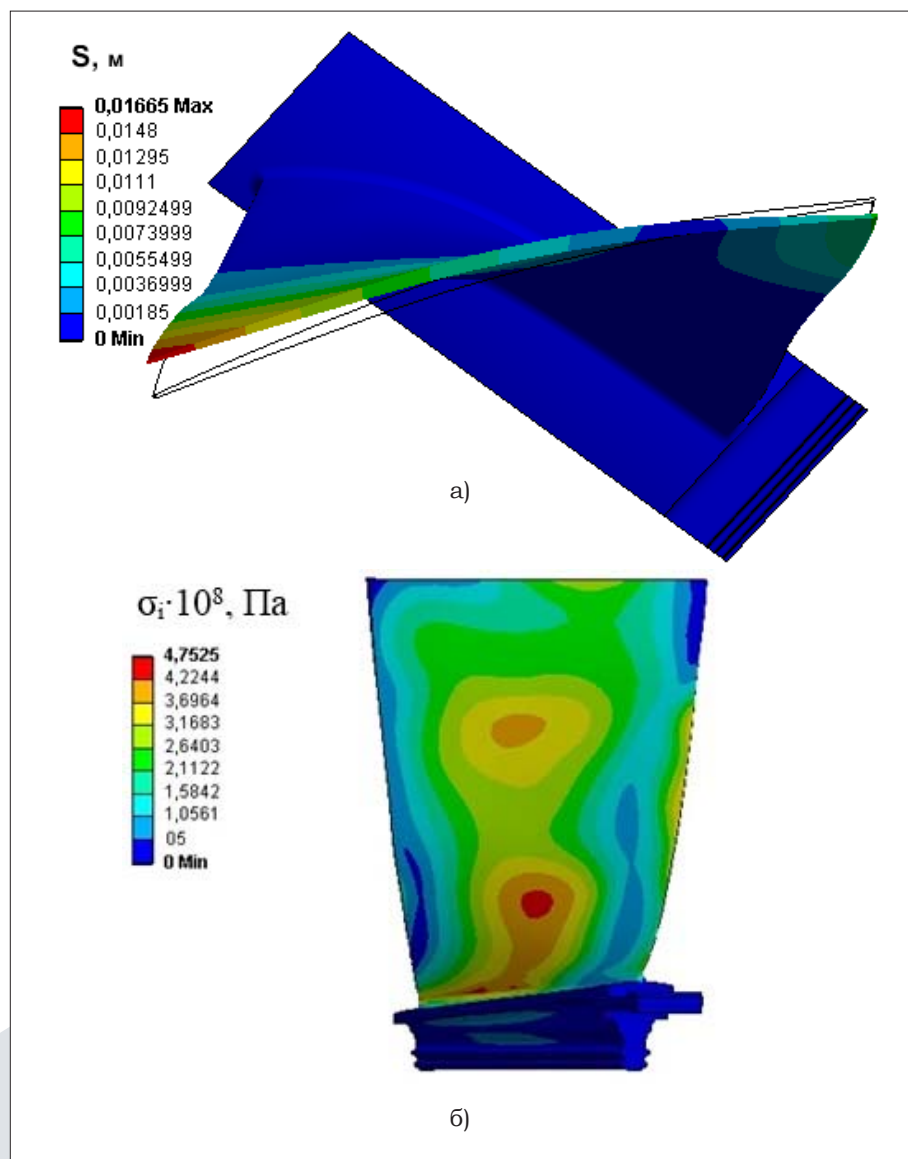


Рис. 1. Перемещения (а) и распределения интенсивности напряжений (б) в лопатке первой ступени под действием центробежных сил

*расчеты проводились совместно с предприятием ГП НТКГ «Зоря» «Машпроект» с помощью лицензионного программного комплекса ANSYS

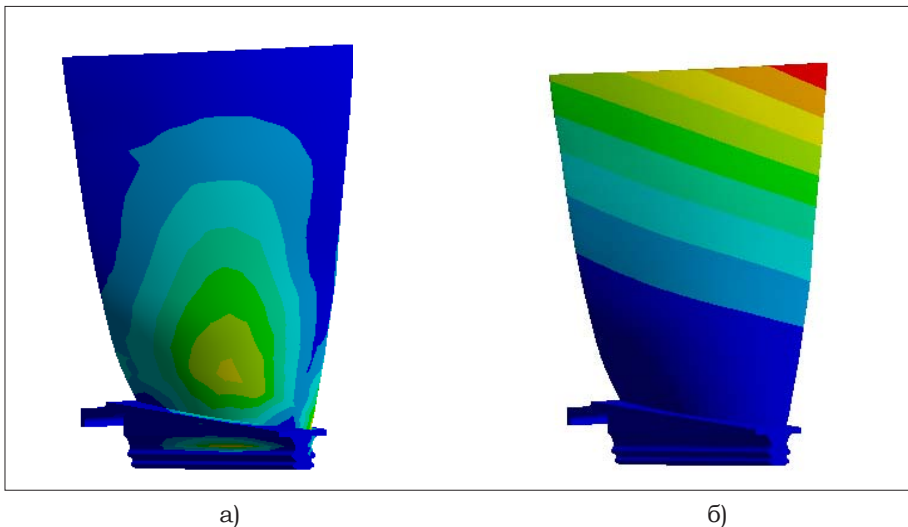


Рис. 2. Поля относительных интенсивностей перемещений (а) и напряжений (б) при колебаниях по первой форме

На рис. 2, 3 приводятся поля относительных перемещений и интенсивностей напряжений первой и четвертой формы колебаний как представляющие наибольший интерес. Только первые три формы колебаний лопатки первой ступени компрессора можно рассматривать как изгибно-крутильные. Четвертая форма колебаний имеет более сложный вид и две узловые линии вдоль радиуса (рис. 3 а). Максимальные напряжения при этом перемещаются в периферийную часть лопатки (рис. 3 б).

Последующие формы колебаний усложняются. В лопатках второй ступени компрессора появление двух и более продольных узловых линий начинается с VI формы, а третьей и четвертой – с VIII и IX форм.

За счет центробежных сил существенно повышается собственные частоты лопаток, особенно низших форм, а собственные формы и распределения относительных напряжений практически не меняются.

Модальный анализ позволяет выявить резонансные режимы, возбуждаемые гармониками kn , где k – номер гармоники, n – частота вращения ротора.

Анализ свободных колебаний рабочих лопаток компрессора позволяет построить резонансную диаграмму Кемпбелла (рис. 4). С ее помощью проводится анализ возбуждения колебаний на переходных режимах гармониками kn .

Для рабочих лопаток первой ступени резонанс с частотой 174 Гц вызывается второй гармоникой, резонанс с частотой 147 Гц – третьей гармоникой, резонанс с частотой 138 Гц – четвертой гармоникой.

На установившемся режиме с числом оборотов $n = 7500$ об/мин

целесообразно рассматривать воздействие основной гармоники с частотой 125 Гц. Кроме того, следует провести анализ воздействия гармоники, кратной числу стоек 6, с частотой 450 Гц и гармоники, кратной числу направляющих лопаток, перед первой ступенью 26 с частотой 3250 Гц.

Если частоты возмущающих гармоник можно предвидеть на основе модального анализа, то для определения амплитуд гармоник следует провести расчет нестационарного газового потока в проточной части компрессора. Анализ потока, взаимодействующего с колеблющимися рабочими лопатками, необходим также для выявления явлений аэроупругости.

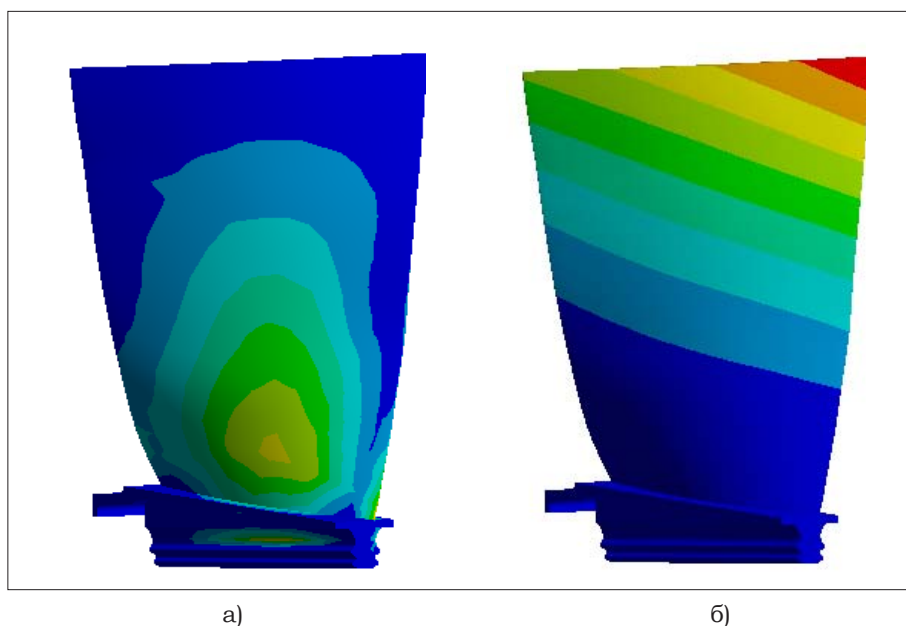


Рис. 3. Поля относительных интенсивностей перемещений (а) и напряжений (б) при колебаниях по четвертой форме

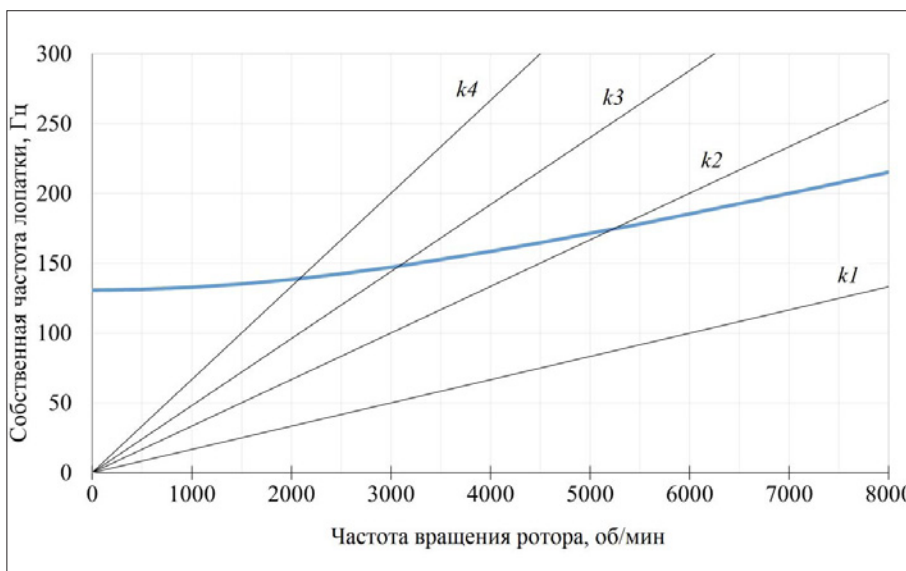


Рис. 4. Кэмпбелл-диаграмма для рабочего колеса первой ступени

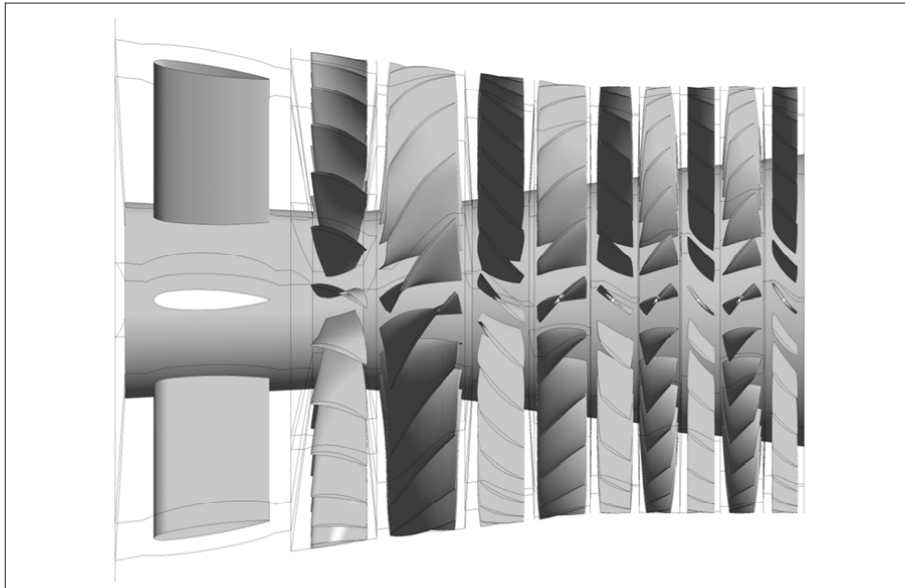


Рис. 5. Общий вид рабочего и направляющего лопаточного аппаратов компрессора

Анализ параметров нестационарного потока

Исходные данные основных параметров потока приведены для входного сечения перед стойками и на выходе из четвертой ступени компрессора со спрямляющими лопатками. Поэтому вначале необходимо провести анализ потока в проточной части компрессора.

Геометрическая модель рабочего направляющего аппарата в проточной части компрессора представлена на рис. 5.

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

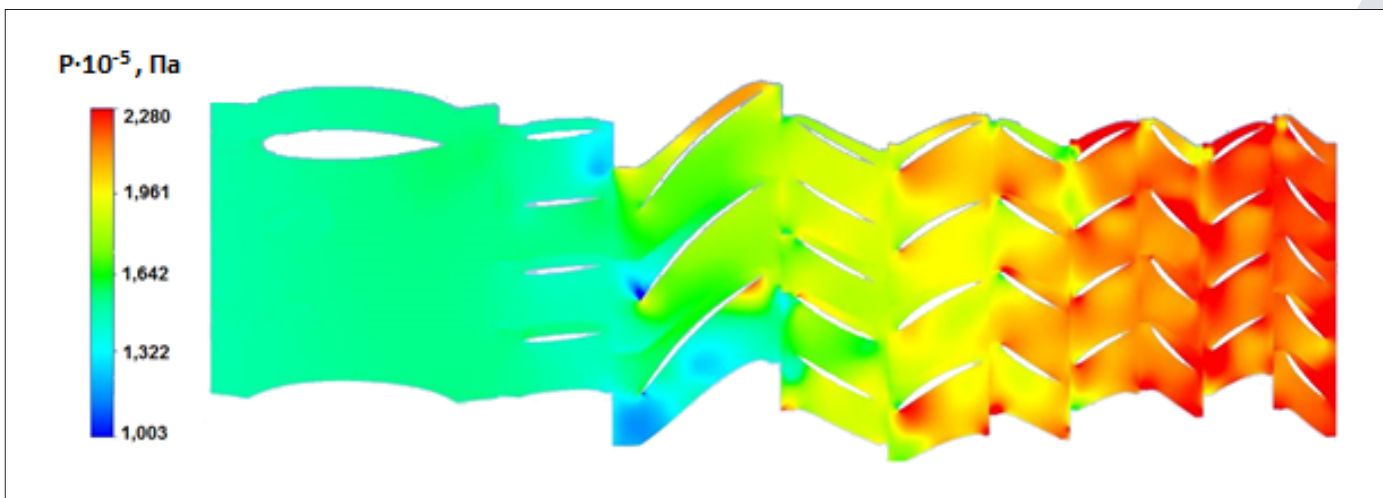


Рис. 6. Поле давлений в среднем сечении сектора лопаточного аппарата компрессора

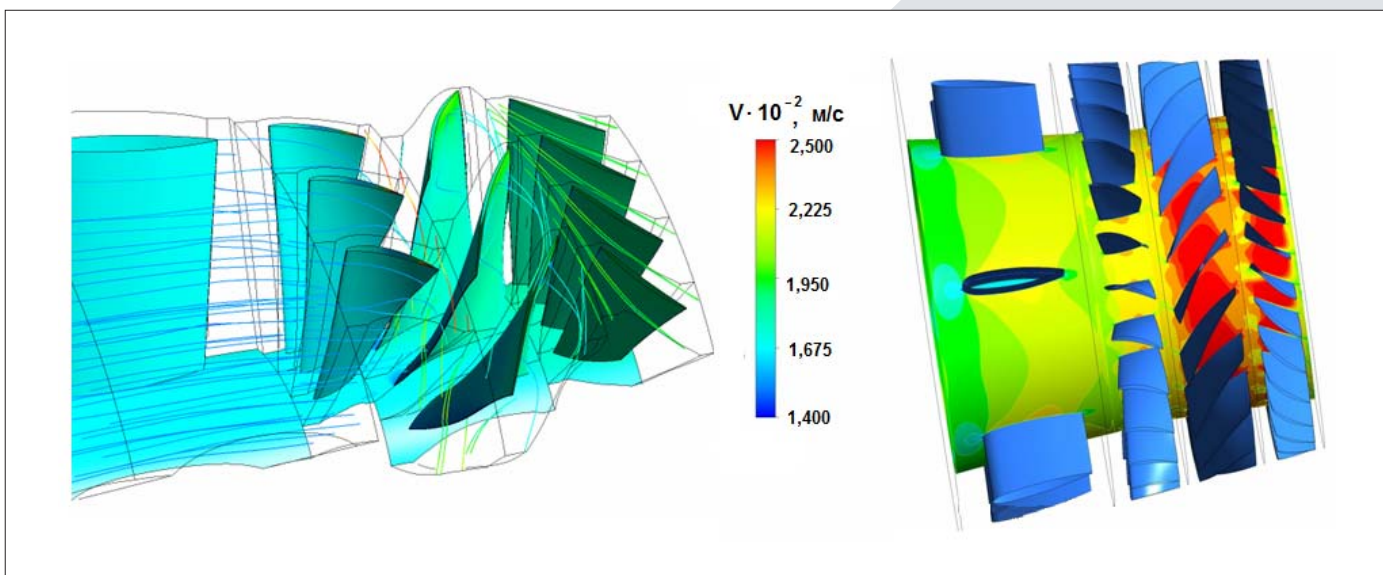


Рис. 7. Линии тока (а) и распределение скоростей (б) в системе первой ступени

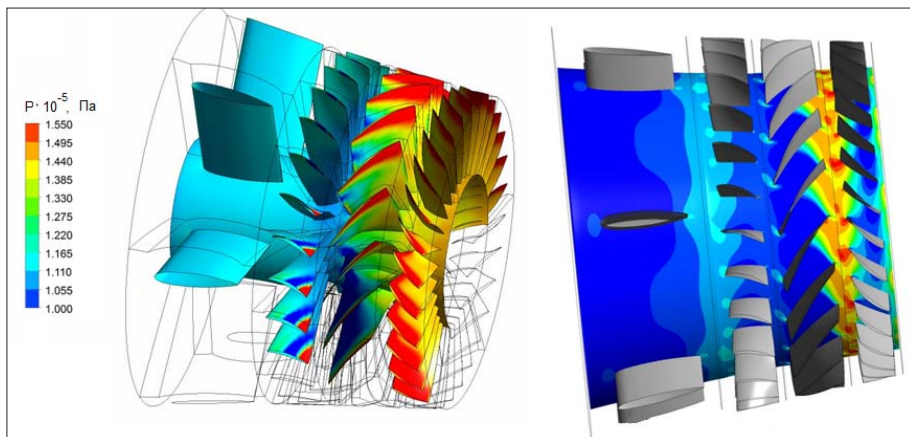


Рис. 8. Распределение давлений на рабочих и направляющих лопатках в системе первой ступени

му, выделяется система первой ступени, включающая стойки, первую ступень с направляющими аппаратами до и после рабочих лопаток. 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. Однако предварительные исследования показали, что целесообразно провести

части проводится с целью определить поля скоростей и давлений в потоке, а также на поверхности рабочих лопаток.

Выделяется сектор, составляющий примерно 1/6 проточной части компрессора. 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. Определяются поля скоростей [10, 11] и поля давлений P на поверхности лопаток, которые представлены на рис. 6.

После предварительного анализа параметров газодинамического потока в компрессоре возникает возможность получить параметры потока в системах отдельных ступеней. Объем вычислительных работ находится на пределе возможностей используемой вычислительной техники. Поэтому уточненные расчеты удастся провести только для систем отдельных ступеней. Так как эти системы заметно проще всей системы компрессора, то далее проводится уточненный расчет параметров потока в системах этих ступеней. Знание величин основных возмущающих гармоник позволяет проводить анализ параметров нестационарного потока в узком диапазоне частот вращения ротора. Это заметно сокращает объем расчетов.

Анализ динамических напряжений в лопатках компрессора

Относительное 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

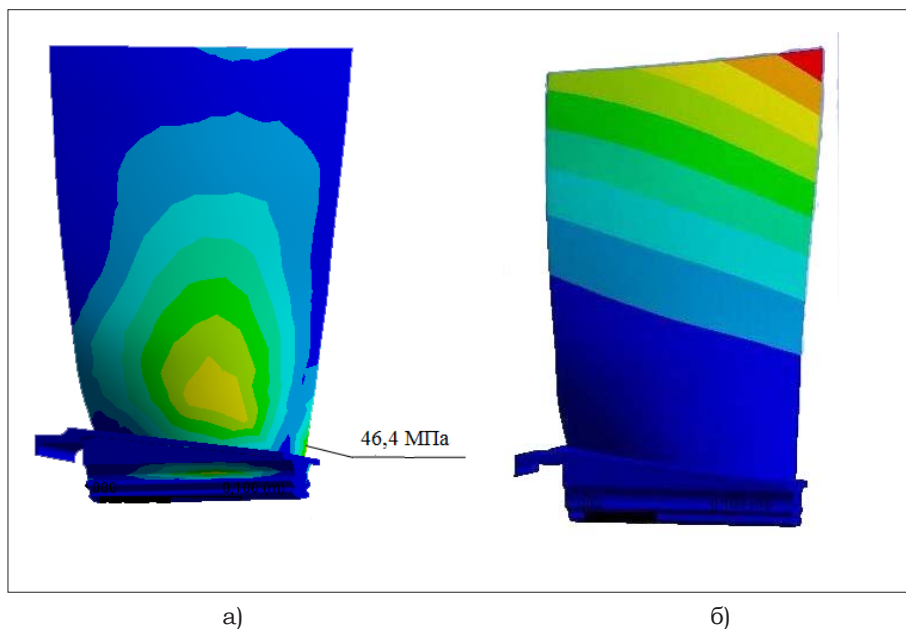


Рис. 9. Поля эквивалентных напряжений (а) и перемещений (а) при возбуждении колебаний лопатки первой ступени гармоникой с частотой 125 Гц

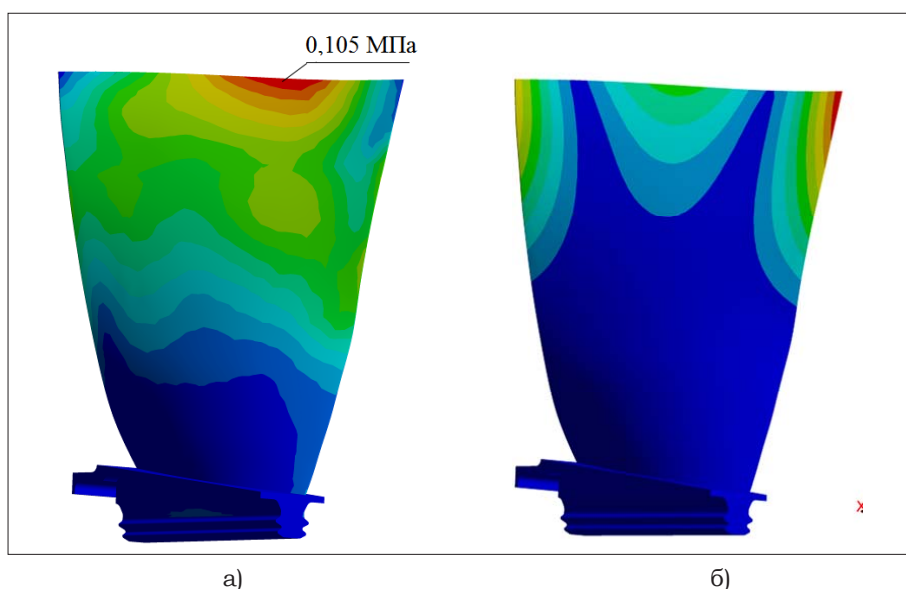


Рис. 10. Поля эквивалентных напряжений (а) и перемещений (б) при возбуждении колебаний лопатки первой ступени гармоникой с частотой 750 Гц

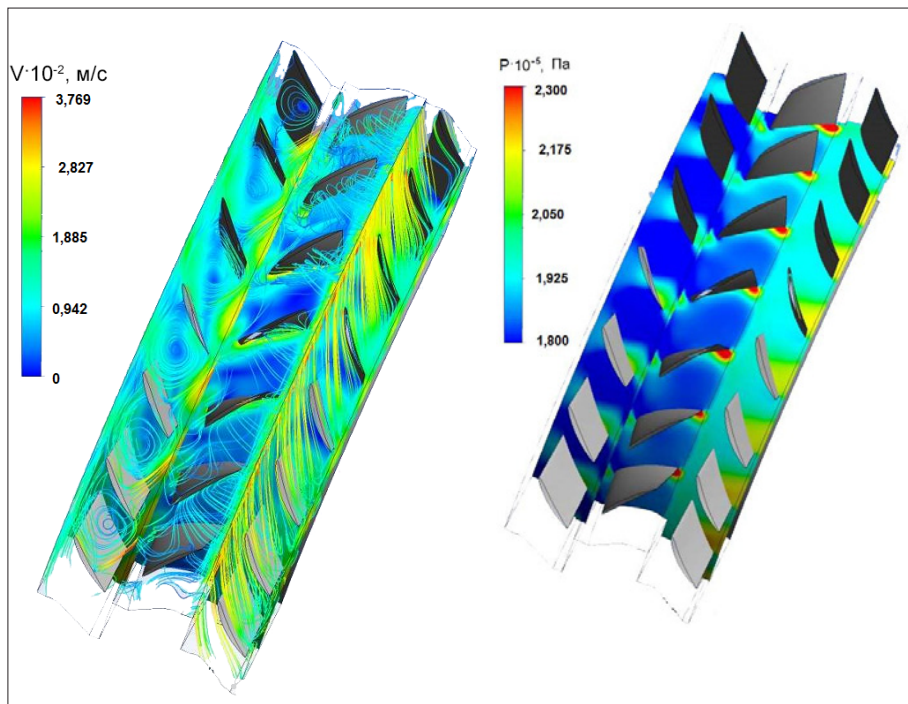


Рис. 11. Поле скоростей (а) и распределение давлений (б) в системе четвертой ступени

анализ наибольших вибрационных напряжений и в других ступенях компрессора.

На рис. 7 приведены линии тока и распределение скоростей в системе первой ступени в среднем сечении.

На рис. 8 приведено распределение давлений на рабочих и направляющих лопатках первой ступени в различных ракурсах. Видно, что на спинке лопатки возникает пониженное давление.

После анализа полей давлений выделяется нестационарная составляющая в потоке. Это дает возможность определить амплитуды гармоник и провести анализ возбуждаемых ими динамических напряжений в рабочих лопатках.

В работах [10, 11] приведены результаты анализа вибрационных напряжений в лопатках первой ступени при воздействии гармоники с частотой 3250 Гц на стационарном режиме работы и при возбуждении гармоникой $k = 2$ (174 Гц) на переходном режиме. В данном случае приведены результаты анализа воздействия гармоники с частотой 125 Гц, соответствующей частоте вращения ротора $n = 7500$ об/мин (рис. 9). В этом случае возникают максимальные вибрационные напряжения 46,4 МПа на выходной кромке в корневом сечении лопатки.

Также рассматривается воздействие гармоники nz , где $z = 6$,

что соответствует частоте 750 Гц (рис. 10). Последний случай интересен тем, что при этом возбуждается высшая форма колебаний и максимальные напряжения расположены на верхней кромке лопатки. Эта форма возбуждается за счет влияния стоек.

Известно, что высокие вибрационные напряжения возникают также в системе четвертой ступени. Для системы четвертой ступени приведены поле скоростей с линиями тока (рис. 11 а) и распределение

давлений (рис. 11 б). Виден турбулентный характер потока газа в системе направляющих и рабочих лопаток.

В лопатках рабочего колеса четвертой ступени проводятся исследования воздействия гармоник с частотой 3250 Гц на стационарном режиме (рис. 12) и на переходном режиме с частотой 358 Гц, что соответствует гармонике $k = 4$ (рис. 13).

На стационарных режимах при колебаниях с частотой 3250 Гц максимальные эквивалентные напряжения достигают 35 МПа, а колебания происходят по изгибно-крутильной форме, близкой ко второй крутильной. Эти колебания вызваны гармоникой nz где $z = 26$, что соответствует числу направляющих лопаток четвертой ступени. На переходных режимах колебания возбуждаются гармоникой $k = 4$ с частотой 358 Гц и происходят по преимущественно первой изгибной форме, а эквивалентные напряжения достигают 45 МПа. Наиболее возбудимой является первая изгибная форма.

Выводы

Сформирована 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 и получены поля скоростей и давлений. Выполнен модальный анализ рабочих

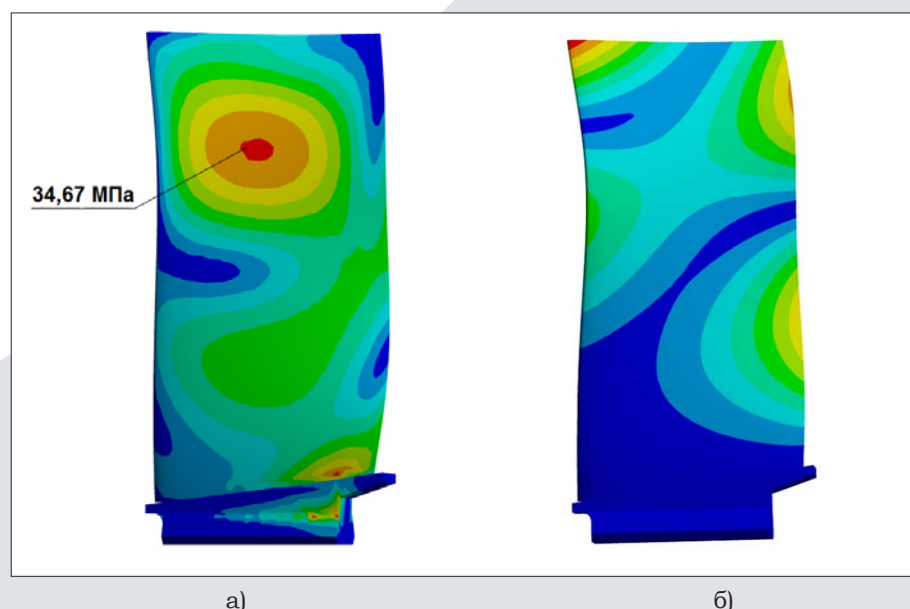


Рис. 12. Поля эквивалентных напряжений (а) и перемещений (б) при колебаниях лопатки четвертой ступени с частотой 3250 Гц

лопаток компрессора, и выявлены частоты возмущающих нагрузок на стационарных и переходных режимах.

Выделены модели систем отдельных ступеней, проведен уточненный расчет параметров потока в этих системах, и получены поля скоростей и давлений. На основании этих результатов выявлены наиболее опасные режимы работы лопаток компрессора. При колебаниях на рабочих режимах наибольшие эквивалентные напряжения (46,4 МПа) возникают на лопатках первой ступени при колебаниях с частотой 125 Гц. На лопатках четвертой ступени максимальные напряжения достигают 34,7 МПа при колебаниях с частотой 3250 Гц.

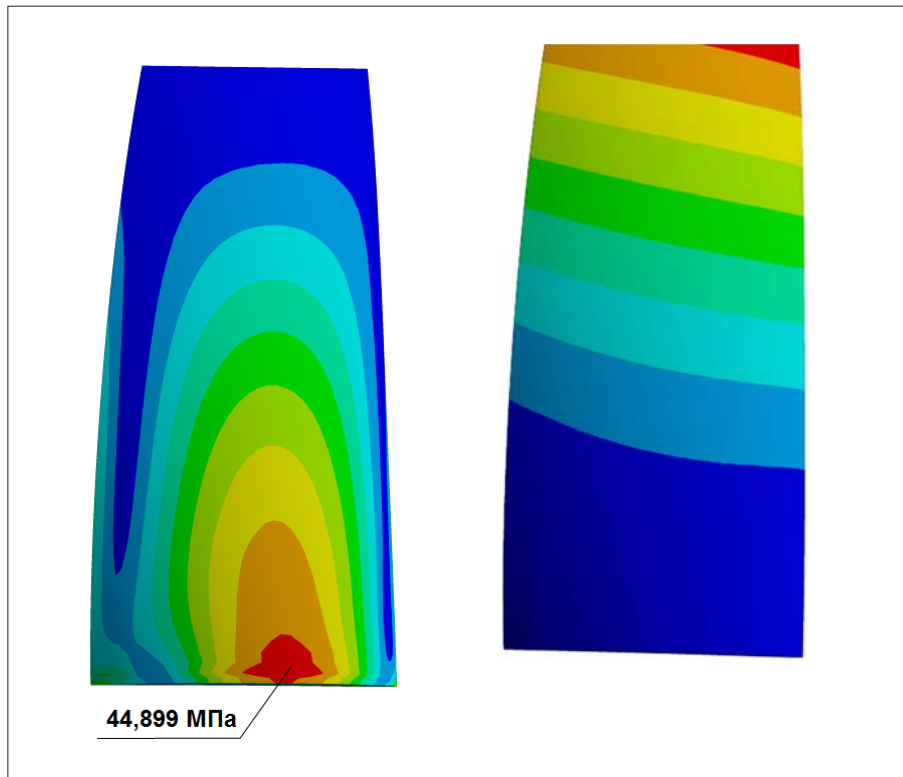
На переходных режимах в лопатках первой ступени наибольшие напряжения 39,7 МПа возбуждаются гармоникой $k = 2$ с частотой 175 Гц, а на лопатках четвертой ступени максимальные напряжения 44,9 МПа возбуждаются гармоникой $k = 4$ с частотой 358 Гц. Максимальные вибрационные напряжения возбуждаются стойками и направляющими лопатками и не приближаются к пределу усталости.

Наиболее возбудимыми оказываются формы колебаний близкие к первой изгибной и к первой и второй крутильной.

Исследования в данной области требует дальнейшего развития в направлении уточнения особенностей газодинамического потока.

Список литературы:

1. Биргер И. А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр. – М.: Машиностроение., 1981.– 232 с.
2. Материалы и прочность оборудования ТЭС: учеб. пособие / [В. М. Боровков, А. Б. Гецов, Ю. С. Воробьев и др.]. – Санкт-Петербург: Изд-во Спбгпу.– 2008.– 612 с.
3. Rządkowski R. Unsteady Forces Acting on the Rotor Blades in the Turbine Stage in 3D Viscous Flow in Nominal and Off-Design Regimes / [R. Rządkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, L. Kubitz] / Journal of Vibration Engineering, and Technologies.– 2014.– 2(2). – P. 89–95.
4. Rao J. S. Life calculation of first stage compressor blade of a trainer aircraft/ [J. S. Rao, N. Rangarajan, R. Ratnakar, R. Rządkowski, M. Solinski, I. Vorobiev] // ASME Turbo Expo 2012, June 11–15, Copenhagen, Denmark. – P. 1–8.



а) б)
Рис. 13. Поля эквивалентных напряжений (а) и перемещений (б) при колебаниях лопатки четвертой ступени с частотой 358 Гц при возбуждении гармоникой $k = 4$

5. Шкловец А. О. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружающей неоднородности газового потока / А. О. Шкловец, Г. М. Попов, Д. А. Колмокова / *Авиационно-космическое машиностроение. Известия Самарского научного центра РАН.*– 2012. – Т. 14.– № 1 (2) – С. 517–521.

6. Лугина Н. С. Влияние нестационарности газового потока на аэродинамические характеристики ступени осевого компрессора. Численное моделирование и эксперимент / [Н. С. Лугина, М. В. Кузьмин и др.]. / *Вестник двигателестроения.* – Запорожье АО «Мотор Сич».– 2006.– № 3. С. 21–25.

7. Рублевский Е. Ю. Численное исследование двухступенчатого вентилятора / Е. Ю. Рублевский, Д. А. Плакуций, В. И. Письменный, Ю. А. Кваша / *Вестник двигателестроения.* – Запорожье АО «Мотор Сич».– 2013.– № 2. – С. 169–176.

8. Воробьев Ю. С. Анализ колебаний лопаточного аппарата компрессора ГТД / [Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко и др.] / *Авиационно-космическая техника и технология.*– 2013.– № 10 (107). – С. 55–59.

9. Воробьев Ю. С. Анализ колебаний лопаточного аппарата компрессора ГТД / [Воробьев Ю. С., Романенко В. Н., Тыртышников К. Д., Кулишов С. Б., Скрицкий А. Н.] // *Авиационно-космическая техника и технология.*– 2013.– № 10 (107). – С. 55–59.

10. Воробьев Ю. С. Вынужденные колебания ступени компрессора ГТД в потоке / [Ю. С. Воробьев, Н. Ю. Овчарова, П. Н. Кулаков и др.] / *Авиационно-космическая техника и технология.* – Харьков: НАКУ «ХАИ».– 2014.– № 8 (115). – С. 152–155.

11. Воробьев Ю. С. Моделирование колебаний лопаток компрессоров ГТД в нестационарном потоке / [Ю. С. Воробьев, Н. Ю. Овчарова, П. Н. Кулаков и др.] / *Вибрации в технике и технологиях.*– 2014.– № 3 (75). – С. 50–56.

12. Воробьев Ю. С. Динамика компрессорного лопаточного аппарата в газодинамическом потоке / [Воробьев Ю. С., Овчарова Н. Ю., Кулаков П. Н., Кулишов С. Б., Скрицкий А. Н.] // *Вісник Запорізького національного університету. Математичне моделювання і прикладна механіка.*– 2015.– № 1. – С. 22–32.