

6. Troshchenko, V.T., Lebedev, A.A., Strizhalo, V.A. i dr. (2000), *Mekhanicheskoye povedeniye materialov pri razlichnykh vidakh nagruzheniya* [Mechanical behavior of materials at the different types of lading], Logos, Kiev.
7. Vorob'yev, YU.S., Kolodyazhnyy, A.V., Sevryukov, V.I. and Yanyutin, Ye.G. (1989), *Skorostnoye deformirovaniye elementov konstruksiy* [Speed deformation of elements of constructions], Nauk. dumka, Kiev.
8. Vorobiov, Y., Ovcharova, N. and Kruszka, L. (2013), "Nonlinear deformations of structures cylindrical element under local shock", *Proceedings of the 4th International Conference on Nonlinear Dynamics ND-KhPI2013*, pp. 351-357.
9. Vorobiov, Iu.S., Kruszka, L. and Ovcharova, N.Y. (2013), "Finite Element Analysis of Local Shock Loading on Structures Cylindrical Elements", *Proceedings of The 8th International Symposium on Impact Engineering (ISIE2013)*, pp. 499-504.
10. Vorob'yev, YU.S. and Ovcharova, N.YU. (2014), "Dinamika elementov konstruksiy pri udarnykh nagruzkakh", *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh*, no. 2(74), pp. 5-11.

УДК 539.3:629.7

ДИНАМИКА КОМПРЕССОРНОГО ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА В ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ ПОТОКЕ

¹Воробьев Ю. С., ¹Овчарова Н. Ю., ¹Кулаков П. Н., ²Кулишов С. Б., ²Скрицкий А. Н.

¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
ул. Дм. Пожарского, 2/10, Харьков, 61046, Украина*

²*ГП НПКГ «Зоря»–«Машипроект»,
просп. Октябрський, 42-а, Николаев, 54018, Украина*

vorobiev@ipmach.kharkov.ua, spe@machprojekt.nikolaev.ua

Рассматриваются колебания лопаток рабочих колес компрессора ГТД в газодинамическом потоке на основе трехмерных конечно-элементных моделей. Проводится расчет параметров газодинамического потока в проточной части компрессора. Выделяются системы отдельных ступеней, для которых проводится уточненный расчет. На основе результатов расчета газодинамических возмущающих сил анализируются поля динамических перемещений и напряжений на поверхности лопаток и возбудимость различных форм колебаний. Выявляются опасные режимы работы рабочих лопаток компрессора.

Ключевые слова: компрессорные лопатки, газодинамический поток, трехмерные модели, возмущающие нагрузки, МКЭ, вибрационные напряжения.

ДИНАМІКА КОМПРЕССОРНОГО ЛОПАТОЧНОГО АПАРАТУ В ГАЗОДИНАМІЧНОМУ ПОТОЦІ

¹Воробйов Ю. С., ¹Овчарова Н. Ю., ¹Кулаков П. М., ²Кулішов С. Б., ²Скрицький А. Н.

¹*Інститут проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України,
вул. Дм. Пожарського, 2/10, Харків, 61046, Україна*

²*ДП НВКГ «Зоря»–«Машипроект»,
просп. Жовтневий, 42-а, Миколаїв, 54018, Україна*

vorobiev@ipmach.kharkov.ua, spe@machprojekt.nikolaev.ua

Розглядаються коливання лопаток робочих коліс компресора ГТД у газодинамічному потоці на основі тривимірних скінчено-елементних моделей. Проводиться розрахунок параметрів газодинамічного потоку в проточній частині компресора. Виділяються системи окремих ступенів, для яких проводиться уточнений

Фізико-математичні науки

розрахунок. На основі результатів розрахунку газодинамічних збуджуючих сил аналізуються поля динамічних переміщень і напружень на поверхні лопаток і збудливість різних форм коливань. Виявляються небезпечні режими роботи робочих лопаток компресора.

Ключові слова: компресорні лопатки, газодинамічний потік, тривимірні моделі, збуджуючі навантаження, МСЕ, вібраційні напруги.

DYNAMICS BLADING (ROTOR BLADE) OF COMPRESSOR IN A GASDYNAMIC FLOW

¹Vorobiev Iu. S., ¹Ovcharova N. Iu., ¹Kulakov P. N., ²Kulishov S. B., ²Skrytskyi A. N.

¹*A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems
of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov, Ukraine*

²*Gas Turbine Research & Production Complex «Zorya»–«Mashproekt», Mykolaiv, Ukraine*

vorobiev@ipmach.kharkov.ua, spe@machproekt.nikolaev.ua

Increasing power density and efficiency of the gas turbines is accompanied by increased intensity of transient loads on their blading. Providing of the dynamic strength of blading compressor GTE in an unsteady flow is a complex and challenging problem.

The main reason of the excitation of vibrations of the blading of compressor is circumferential non-uniformity of the flow. Flow is also nonuniform in the radial direction. The frequencies of perturbing harmonics are multiples of the rotation speed of the rotor and the number of perturbation sources by the circumference in the gas flow: the number of the guide vanes and struts in the flow part. Also, if you change the speed of rotation on the transient regimes there are number resonances.

Under the influence of centrifugal force the rotor blades receive significant deformation, in particular, reduction torsion of vanes. Relatively of static deformations the vibrations of the compressor blades occur under the influence of unsteady forces the gas stream. To determine the frequencies of the disturbing harmonics on the resonant regimes of oscillation is required modal analysis of rotor blades and the construction of the resonance diagram.

In this paper the flow part of the compressor are considered, in which there are 4 working stage, 5 guide stage and the rack. The system has no circumferential or rotational symmetry. The three-dimensional finite element models of the blading in conjunction with three-dimensional flow model were building. Working blades are deemed deformable and elastic, guide vanes and racks are undeformable. The three-dimensional finite element model of the flow on the basis of Navier-Stokes equations taking into account turbulence and dissipation allows to calculate the velocity and pressure in the flow part of the compressor. The complexity of the general problem leads to the need to consider a number of particular problems in a refined formulation for systems of each compressor stage in the flow. These systems include working blades and the guide vanes at the input and output of each stage. Of the calculation results are determined the velocity field and the pressure of each stage. The variable components of gas dynamic loads are allocated. This allows to calculate the forced oscillations under the influence of harmonic components of disturbing loads for all frequencies on the working and transient conditions. As a result, fields of dynamic displacements and equivalent stresses on the surface of rotor blades at their oscillations in the flow are defined. In previous work, the authors examined the oscillations of the blades of the first stage. In this paper, the oscillations working blades of the second stage are studied, where the expected significant dynamic stresses. Fields dynamic stresses can detect localization of maximum stress for all dangerous regimes that used to estimate the strength of the vibration of the compressor blading.

Key words: compressor blades, gas-dynamic flow, three-dimensional models, load disturbance, FEM, vibration stress.

ВВЕДЕНИЕ

Уровень развития газовых турбин влияет на состояние авиации, транспорта, военной техники и энергетики. Повышение удельной мощности и экономичности газовых турбин сопровождается ростом интенсивности нестационарных нагрузок на их элементы и, в первую очередь, на лопаточный аппарат. В частности, на лопаточный аппарат компрессоров ГТД действуют силы нестационарного газового потока, центробежные силы и температурное поле. Лопатки осевых компрессоров ГТД являются более тонкими и гибкими, чем лопатки турбин, и воздействие нестационарного потока на них сказывается сильнее.

Обеспечение динамической прочности лопаточного аппарата компрессоров ГТД в нестационарном потоке является сложной и актуальной проблемой. Решению различных аспектов этой проблемы посвящен ряд работ [1-7], в которых рассматриваются особенности нестационарного газодинамического потока в турбинах и компрессорах, взаимодействие лопаток с потоком, возбуждение различных форм колебаний, возникновение явлений аэроупругости и другие вопросы. Это направление исследований быстро развивается, и в

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

Определение газодинамических сил и их взаимодействия с колеблющимися лопатками является сложной и неоднозначной вычислительной задачей. Основной причиной возбуждения колебаний лопаточного аппарата компрессора является окружная неравномерность потока [5-7]. 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 на переходных режимах возникает ряд резонансов.

Под действием центробежных сил рабочие лопатки получают значительную деформацию, в частности, уменьшение закрутки лопаток [8]. 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, 9].

В работе рассматривается проточная часть компрессора, в которой расположены 4 рабочие ступени, 5 направляющих ступеней и стойки. 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. Трехмерная конечно-элементная модель потока на основе уравнений Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации позволяет провести расчет скоростей и давлений в проточной части компрессора. Сложность общей задачи приводит к необходимости рассмотреть ряд частных задач в уточненной постановке. Выделяются уточненные модели систем каждой ступени компрессора в потоке. Эти системы включают рабочие лопатки и направляющий аппарат на входе и выходе каждой ступени. Для системы первой ступени учитываются также стойки. 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. В результате определяются поля динамических перемещений и эквивалентных напряжений на поверхности рабочих лопаток при их колебаниях в потоке. В предыдущих работах авторов рассмотрены колебания лопаток первой ступени. В данной работе исследуются колебания рабочих лопаток второй ступени, где ожидаются значительные динамические напряжения. Поля перемещений дают возможность сопоставить их с формами колебаний и оценить возбудимость различных форм колебаний в потоке. Поля динамических напряжений позволяют 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 соответствующих величинах и местах расположения максимальных напряжений обеспечивают возможность дать рекомендации по их снижению.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И МОДЕЛИРОВАНИЕ

Рассматривается четырехступенчатый компрессор газовой турбины с венцами рабочих и направляющих лопаток и стойками [5, 6].

Скорость вращения лопаток компрессора равна 837 рад/с. Под действием центробежных сил происходит деформация лопаток, в частности, их раскрутка.

На рис. 1 представлены статические перемещения лопатки рабочего колеса второй ступени. Чтобы наглядно показать раскрутку лопатки, представлен вид сверху с контуром недеформированной лопатки рис. 1а. На рис. 1в представлено распределение интенсивностей напряжений. Наибольшие напряжения не превышают значений 500 МПа, то есть деформации происходят в упругой области.

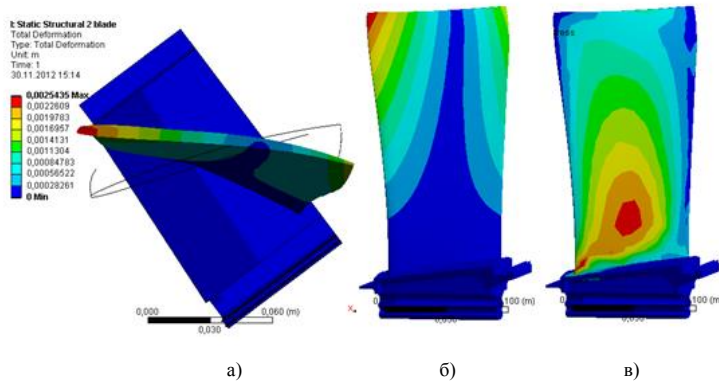


Рис. 1. Поля перемещений – б) и интенсивностей напряжений – в) в лопатке II ступени компрессора: а) вид сверху

Анализировались колебания лопаток четырех ступеней компрессора при отсутствии вращения ротора и в поле центробежных сил. Колебания в последнем случае происходят вокруг деформированного положения лопаток.

Сложность задачи приводит к необходимости рассмотреть системы каждой из ступеней компрессора отдельно. Однако исходные данные основных параметров потока приведены для входного сечения перед стойками и на выходе из четвертой ступени компрессора за направляющими лопатками. В результате возникает необходимость предварительного расчета потока в проточной части всего компрессора. На основе моделей отдельных элементов формируется модель проточной части (рис. 2.).

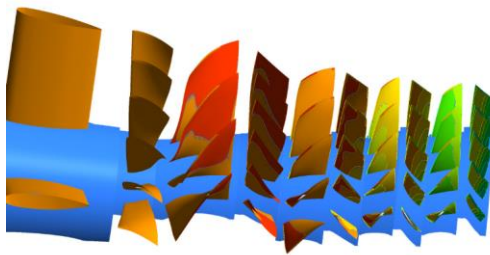


Рис. 2. Модель проточной части компрессора

При моделировании газодинамического потока, в проточной части компрессора, используется конечно-элементная модель, основанная на уравнениях Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации потока (k - ε модель) [7]. Газодинамический расчет потока в проточной части проводится с целью определить поля скоростей и давлений в потоке, а также на поверхности рабочих лопаток.

На основании разработанных моделей и методик расчетов был проведен численный анализ параметров газодинамического потока в проточной части компрессора. Поле скоростей в радиальном сечении приведено на рис. 3.

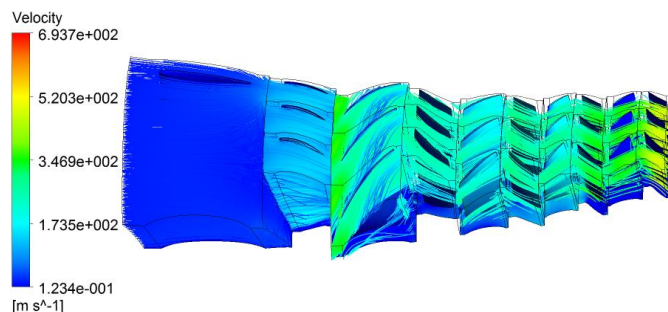


Рис. 3. Поле скоростей потока в радиальном сечении

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.

Одновременно определяются поля давлений в радиальном сечении, которые представлены на рис. 4.

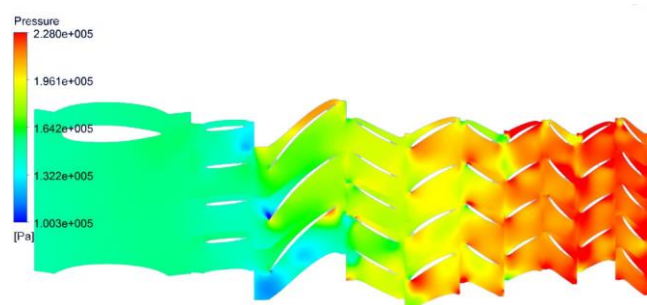


Рис. 4. Поле давлений в радиальном сечении компрессора

На основе этих данных проводится расчет полей скоростей и давлений в газодинамическом потоке в системах отдельных ступеней. Системы каждой ступени включают венцы рабочих лопаток и направляющих лопаток на входе и выходе. Система отдельной ступени является более простой чем вся проточная часть, что позволяет провести в каждой из них уточненный расчет с учетом отсутствия поворотной симметрии.

После предварительного анализа параметров газодинамического потока в компрессоре возникает возможность получить уточненные параметры потока в системе второй ступени.

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, которые могут быть выявлены с помощью диаграммы Кэмпбелла.

Для второй ступени на стационарных режимах возбуждение также вызывают гармоники nz , где n – частота вращения ротора, z – число источников возбуждения по окружности. Для второй ступени проводится анализ воздействия гармоник с частотой 125 Гц, соответствующей числу оборотов $n = 7500$, а также с частотой 3750 Гц, что соответствует гармонике nz , где $z = 30$ (числу направляющих лопаток второй ступени).

Согласно диаграмме Кэмпбелла для второй ступени (рис. 5) гармоники $k=1$ и $k=2$ не вызывают резонанса на переходных режимах.

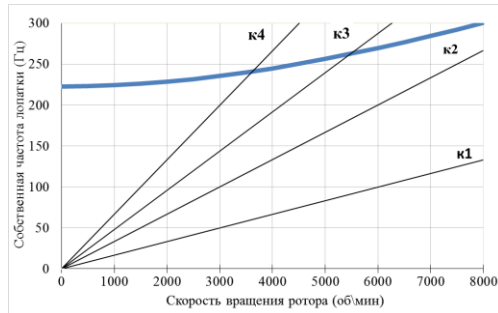


Рис. 5. Кэмпбелл-диаграмма для рабочего колеса второй ступени

Гармоника $k=3$ вызывает резонанс с частотой 262,24 Гц, что соответствует 5448 об/мин, а гармоника $k=4$ вызывает резонанс с частотой 241,84 Гц, что соответствует 3638 об/мин.

В узком диапазоне частот вокруг возмущающих гармоник строятся амплитудно-частотные характеристики лопаток, например, показанная на рис. 6.

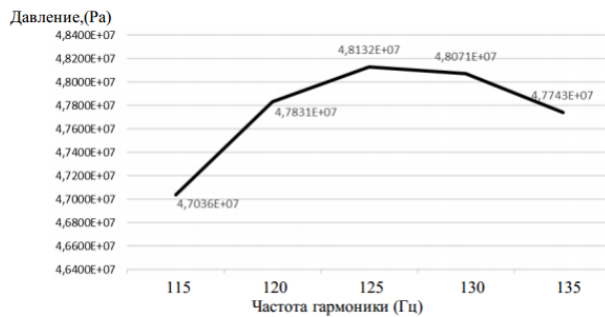


Рис. 6. Фрагмент амплитудно-частотной характеристики лопатки

Эти зависимости позволяют уточнить частоту возмущающей гармоники и ее амплитуду. Динамическая составляющая потока анализируется в данном узком диапазоне частот возмущающих гармоник.

Распределение скоростей в системе второй ступени представлено на рис. 7.

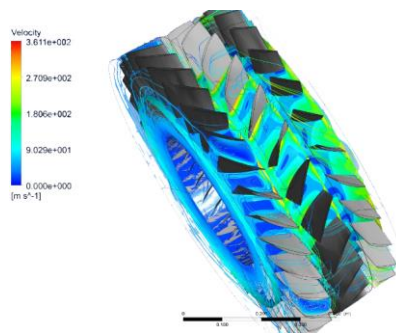


Рис. 7. Распределение скоростей в системе второй ступени

Распределения давлений в системе второй ступени представлены на рис. 8, 9. Видно, что в окружном направлении давления в потоке не обладают окружной симметрией.

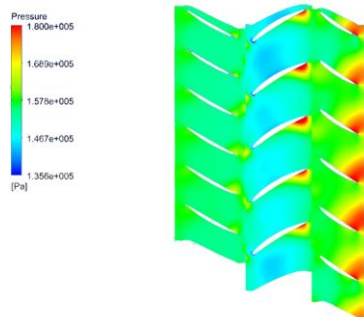


Рис. 8. Поле давлений в радиальном сечении второй ступени

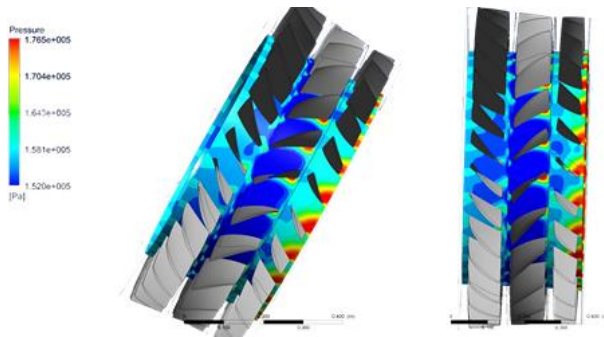


Рис. 9. Распределение давлений в системе второй ступени

Видно снижение давлений со стороны спинки рабочих лопаток и повышение давлений со стороны корыта, особенно у выходной кромки лопаток.

После анализа полей давлений выделяется нестационарная составляющая давлений в потоке. В результате получаем распределение амплитудных значений давлений на обеих сторонах лопатки.

В лопатках рабочего колеса второй ступени исследуется воздействие гармоник с частотами 125 Гц и 3750 Гц на стационарном режиме, а также 242 Гц и 262 Гц на переходном режиме. На последующих рисунках (рис. 10-13) приведены поля перемещений и эквивалентных напряжений при колебаниях лопаток рабочего колеса второй ступени на данных режимах.

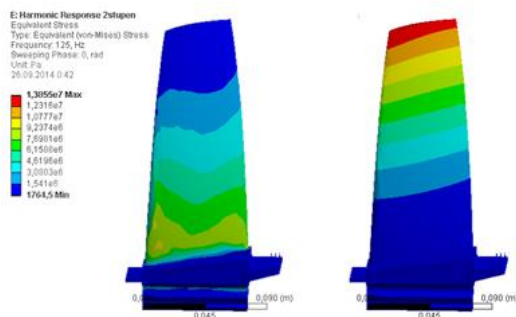


Рис. 10. Поля эквивалентных напряжений (а) и перемещений (б) при колебаниях лопатки второй ступени с частотой 125 Гц

При колебаниях с частотой 125 Гц эквивалентные напряжения не превышают 14 МПа и расположены вблизи корня, колебания происходят по форме, близкой к первой собственной. Вынужденные колебания с частотой 3750 Гц происходят по оболочечной форме, максимальные эквивалентные напряжения расположены на периферии лопатки и не превышают 4 МПа.

На переходных режимах колебания происходят по формам, близким к первой, а эквивалентные напряжения не превышают 50 МПа. Наиболее возбудимыми оказываются первая изгибная форма и оболочечная.

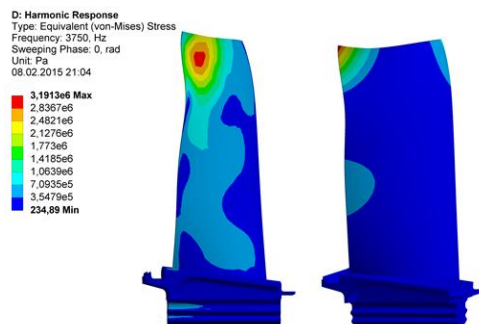


Рис. 11. Поля эквивалентных напряжений (а) и перемещений (б) при колебаниях лопатки второй ступени с частотой 3750 Гц

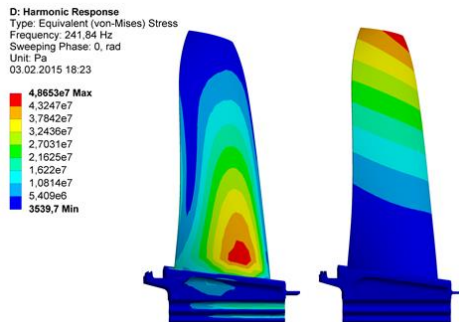


Рис. 12. Поля эквивалентных напряжений (а) и перемещений (б) при колебаниях лопатки второй ступени с частотой 242 Гц

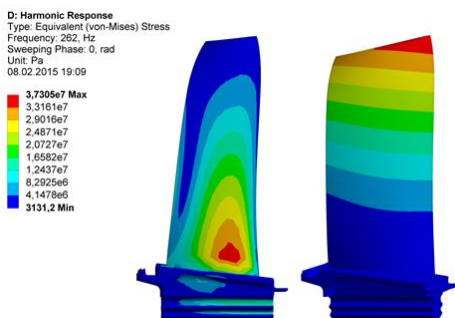


Рис. 13. Поля эквивалентных напряжений (а) и перемещений (б) при колебаниях лопатки второй ступени с частотой 262 Гц

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 анализ статической деформации рабочих лопаток компрессора под действием центробежных сил. Проведен анализ собственных колебаний лопаток рабочего колеса второй ступени компрессора во всем диапазоне вращения ротора. Проведен анализ частот гармоник возмущающих сил на переходных и установившихся режимах.

Проведен расчет параметров потока во всей системе компрессора и получены поля скоростей и давлений. Выделена уточненная модель системы второй ступени, включающая входной направляющий аппарат, рабочие лопатки и направляющие лопатки за ними. Проведен уточненный расчет параметров потока в системе II ступени, и получены поля скоростей и давлений.

Проведен анализ возбудимости форм колебаний рабочих лопаток второй ступени.

Определены динамические напряжения в лопатках рабочего колеса второй ступени под действием наиболее опасных гармоник.

Выявлены наиболее опасные режимы работы второй ступени компрессора, наиболее опасные гармоники возмущающих сил и источники их возникновения; выявлены также возможные наибольшие динамические напряжения на переходных и установившихся режимах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер И. А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Карта Ф. О. Флаттерная неустойчивость системы лопатка – диск – бандаж в роторах турбореактивных двигателей / Ф.О. Карта // Энергетические машины. – 1967. – №3. – С. 129-135.
3. Материалы и прочность оборудования ТЭС : учеб. пособие / [В.М. Боровков, Л.Б. Гецов, Ю.С. Воробьев, А.Я. Копсов и др.]. – Санкт Петербург : Изд-во СПбгпу, 2008. – 612 с.
4. 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.
5. Шкловец А. О. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружной 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. Плакущий, В.И. Письменный, Ю.А. Кваша // Вестник двигателестроения. – Запорожье АО «Мотор Сич» – 2013. – №2. – С. 169-176.

8. Воробьев Ю. С. Влияние центробежных сил на статику и динамику элементов ГТД / Ю.С. Воробьев, Н.Ю. Овчарова, К.Д. Тыртышников // Восточно Европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2013. – 3/12(63). – С. 47-49.
9. 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.
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. – Львов, 2014. – №3(75). – С. 50-56.

REFERENCE

1. Birger, I.A. and Shorr, B.F. (1981), *Dinamika aviatsionnykh gazoturbinykh dvigateley* [Dynamics of aviation turbo-engines], Mashinostroyeniye, Moskow.
2. Karta, F.O. (1967), "Flatternaya neustoychivost' sistemy lopatka – disk – bandazh v rotorakh turboreaktivnykh dvigateley", *Energeticheskiye mashiny*, no. 3, pp. 129-135.
3. Borovkov, V.M., Getsov, L.B., Vorob'yev, YU.S., Kopsov, A.YA., Petinov, S.V., Pigrova, G.D. and Rybnikov, A.I. (2008), *Materialy i prochnost' oborudovaniya TES* [Materials and durability of equipment of TES], Izd-vo Spbgpu, Sankt Peterburg.
4. Rządkowski, R., Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. and Kubitz, L. (2014), "Unsteady Forces Acting on the Rotor Blades in the TurbineStage in 3D Viscous Flow in Nominal and Off-Design Regimes", *Journal of Vibration Engineering and Technologies*, 2(2), pp. 89-95.
5. Shklovets, A.O., Popov, G.M. and Kolmokova, D.A. (2012), "Raschet vynuzhdennykh kolebaniy lopatok rabocheho koleasa aviatsionnogo gazoturbinnogo dvigatelya, vznikayushchikh ot deystviya okruzhnoy neodnorodnosti gazovogo potoka", *Aviatsionno-kosmicheskoye mashinostroyeniye, Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra*, vol. 14, no. 1(2), pp. 517-521.
6. Lugina, N.S., Kuz'min, M.V. i dr. (2006), "Vliyaniye nestatsionarnosti gazovogo potoka na aerodinamicheskiye kharakteristiki stupeni oseвого kompressora. Chislennoye modelirovaniye i eksperiment", *Vestnik dvigatelestroyeniya*, no. 3, pp. 21-25.
7. Rublevskiy, Ye.YU., Plakushchiy, D.A., Pis'mennyy, V.I. and Kvasha, YU.A. (2013), "Chislennoye issledovaniye dvukhstupenchatogo ventilyatora", *Vestnik dvigatelestroyeniya*, no. 2, pp. 169-176.
8. Vorob'yev, YU.S., Ovcharova, N.YU. and Tyrtysnikov, K.D. (2013), "Vliyaniye tsentrobezhnykh sil na statiku i dinamiku elementov GTD", *Vostochno Yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*, 3/12(63), pp. 47-49.
9. Vorob'yev, YU.S., Romanenko, V.N. i dr. (2013), "Analiz kolebaniy lopatochnogo apparata kompressora GTD", *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, no. 10(107), pp. 55-59.
10. Vorob'yev, YU.S., Ovcharova, N.YU., Kulakov, P.N. i dr. (2014), "Vynuzhdennyye kolebaniya stupeni kompressora GTD v potoke", *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 8(115), pp. 152-155.
11. Vorob'yev, YU.S., Ovcharova, N.YU., Kulakov, P.N. i dr. (2014), "Modelirovaniye kolebaniy lopatok kompressorov GTD v nestatsionarnom potoke", *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh*, no. 3(75), pp. 50-56.