

Воробйов Ю.С.<sup>1</sup>,  
Скрицкий Н.А.<sup>1</sup>,  
Скрицкий А.Н.<sup>2</sup>,  
Кулаков П.Н.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> ИПМаш им. А. Н. Подгорного НАН  
Украины

<sup>2</sup> ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»

E-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua

## АНАЛИЗ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОМПРЕССОРНОЙ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

УДК 534.1:539.3

*В данной статье рассматриваются свободные колебания компрессорной лопатки газотурбинного двигателя. Показана сходимость результатов. Проведен численный анализ спектра частот, форм колебаний, распределение относительных напряжений и частот возмущающих гармоник.*

**Ключевые слова:** формы колебаний, частоты колебаний, лопатка компрессора, МКЭ

### Ведение

Газовые турбины широко используются в технике, например, в транспорте, газо-перекачке, энергетике. Они работают в жестких условиях эксплуатации, связанных как с высокой температурой, так и давлением. К тому же в каждой из областей применения имеются свои особенности, так к примеру, в авиации очень важен малый вес. Повышение мощности газотурбинного двигателя (ГТД) как удельной, так и единичной приводит к работе лопаток в более жестких условиях эксплуатации, а именно к повышению температуры, давлений, частоте вращения ротора. При увеличении частоты вращения ротора как правило, изменяются формы колебаний и распределение напряжений. Лопатки ГТД испытывают воздействие нестационарного газодинамического потока, что может вызывать интенсивные колебания лопаток, вследствие чего в них возникают значительные вибрационные напряжения. Оценка величины этих напряжений и поиск путей их снижения является актуальной задачей в современном двигателестроении [1, 2]. Зная собственные частоты и возмущающие гармоники, можно определить формы колебаний, которые могут возбуждаться в рабочем диапазоне частот вращения, а также частоты вращения, на которых возможны резонансы на данных формах колебания.

Рабочие лопатки обладают сложной геометрической формой и работают в неоднородном температурном поле. Решение задачи об анализе частот, форм и распределений относительных вибрационных напряжений лопатки целесообразно выполнять с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [3].

Точность решения любой задачи с использованием МКЭ зависит от:

- точности описания физической модели;
- точности дискретизации объекта исследования;
- точности вычислений.

Первый из факторов является определяющим для задачи, поскольку точность расчета всегда будет ограничена точностью задания исходных данных. Это объясняется тем, что на их основании принимается решение о выборе математической модели исследуемого объекта. В МКЭ она определяет тип конечного элемента, его свойства, степень интерполяционных полиномов.

Следующий этап состоит в принятии решения о степени дискретизации объекта конечными элементами. Здесь необходимо стремиться наиболее точно представить исходные непрерывные характеристики наименьшим числом дискретных значений. Для

оценки качества дискретизации необходимо выполнять тестовые расчеты с различной ее степенью, что позволит произвести оценку численной сходимости и выбрать рациональную дискретную модель. Повышение степени дискретизации может происходить как за счет увеличения общего числа конечных элементов, так и числа узлов в каждом конечном элементе.

### Построение конечно-элементной модели лопатки и задание граничных условий

Первый шаг на данном этапе это выбор типа конечного элемента. В связи со сложной формой лопатки и необходимостью определять распределение и локализацию напряжений целесообразно использовать гексагональный конечный элемент, представленный на рис. 1. Это 20-узловой конечный элемент 2-ого порядка [3].

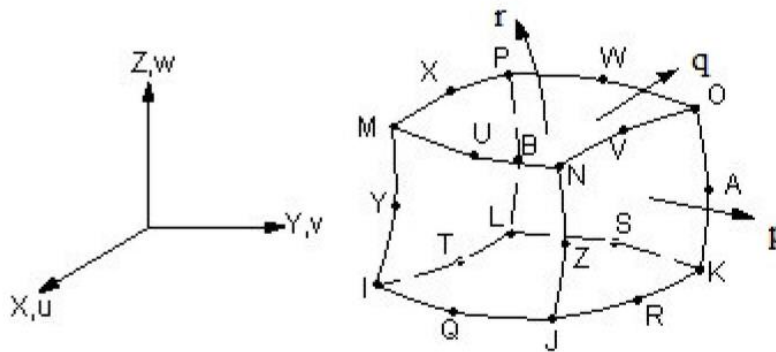


Рис .1. - Гексаэдр – 20-ти узловой конечный элемент 2-го порядка

Вторым шагом будет построение конечно-элементной сетки и задание граничных условий. Из-за особенности геометрии построение конечно-элементной сетки производится путем указания числа элементов в каждой области линии геометрической модели лопатки. На рис. 2 представлены особенности задания конечных элементов на свободном крае лопатки.

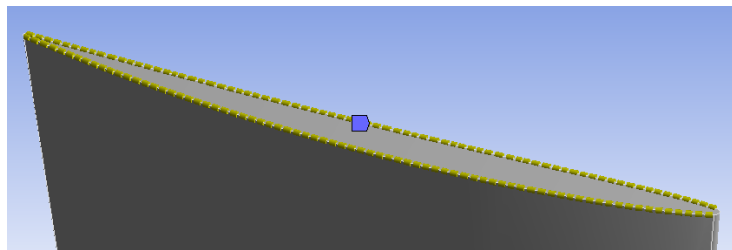


Рис. 2. - Особенности задания конечных элементов на свободном крае лопатки.

Особенности закрепления лопатки показаны на рис. 3.

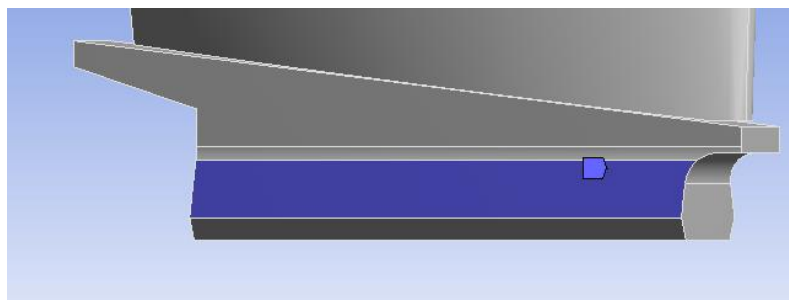


Рис. 3. –Закрепления лопатки

Жесткая заделка с двух сторон хвостовика лопатки соответствует закреплению лопатки в турбине.

Как известно, с увеличением числа конечных элементов в модели, изменение результатов расчетов уменьшится, что свидетельствует о сходимости результатов. При этом количество элементов влияет так же и на ресурсоемкость и время расчета. В табл.1 показаны результаты четырех различных расчетов десяти первых собственных форм колебаний лопатки с разной плотностью сетки. Как можно наблюдать, после достижения числа элементов 60 тысяч изменения частот практически не наблюдается. Конечно-элементная модель с таким числом конечных элементов и принята для дальнейших исследований.

Таблица. 1.

Изменение частот при изменении числа конечных элементов.

Число элементов	15349	30348	61270	121421
Формы колебаний	Собственные частоты колебаний (Гц)			
1	320,1	324	323,31	323,3
2	1196	1194,1	1192,8	1192
3	1506,9	1513	1510,6	1510,1
4	2505	2481,8	2479,3	2479,1
5	3436,9	3403	3392,3	3392
6	3851,2	3831,2	3827,3	3826,9
7	5799,8	5630,1	5611,9	5611
8	6338,7	6062	6055,7	6055,4
9	6832,8	6652,1	6630,7	6629,9
10	8573,4	8296	8274,2	8273

Конечно-элементная модель лопатки с числом конечных элементов 60 тысяч представлена на рис 4.

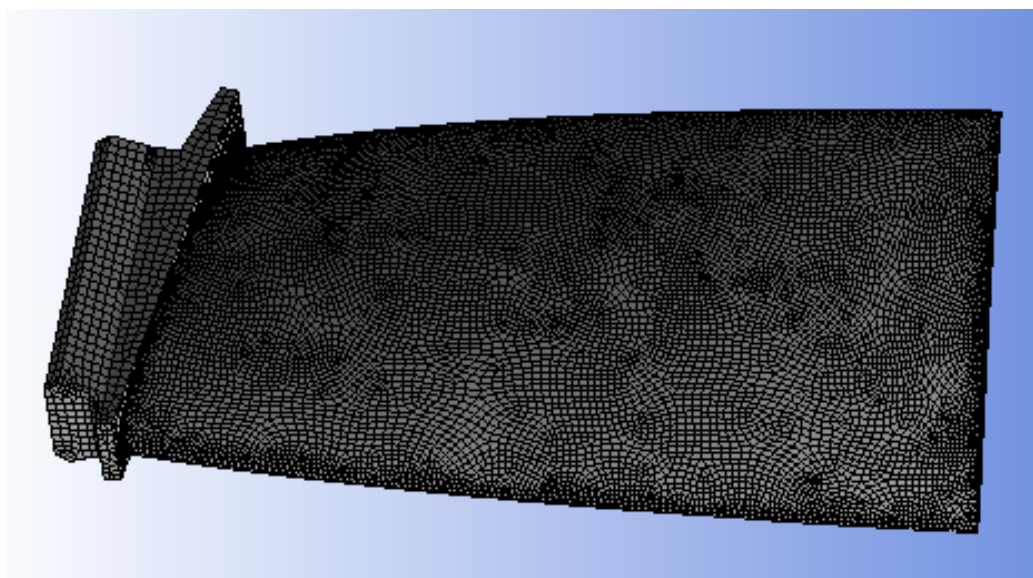


Рис. 4. - Конечно-элементная модель лопатки с числом конечных элементов 60 тысяч

Перо лопатки имеет скосы в корневом сечении и на периферии, а также обладает парусностью и закруткой по длине лопатки. Сложность модели вызвана необходимостью достаточно точным описанием пера лопатки и сопряжения пера лопатки с ножкой и замком.

**Расчет свободных колебаний лопадки**

Проведен расчёт свободных колебаний лопадки, рассчитаны первые 10 форм колебаний лопадки без учёта и с учётом вращения. Результаты представлены в табл. 2. Колебания с учётом центробежных сил происходят вокруг деформированного положения лопадок. Видно, что вращение ротора оказывает наибольшее влияние на низшие частоты колебаний и значительно меньше на высшие.

Таблица 2

**Собственные частоты с учётом вращения и без**

Формы колебаний	Частота (Гц)	
	Без учёта вращения	С учетом
1	323,31	398,1
2	1192,8	1249,6
3	1510,6	1528,7
4	2479,3	2459,5
5	3392,3	3418,3
6	3827,3	3875,4
7	5611,9	5640,5
8	6055,7	6066,6
9	6630,7	6671,5
10	8274,2	8301,4

Формы колебаний практически не изменяться при учёте вращения, что можно наблюдать на рис. 5, в качестве примера приведено поле перемещения 5-ой формы колебаний лопадки «А» - с учётом вращения ротора, «Б» - без учёта вращения.

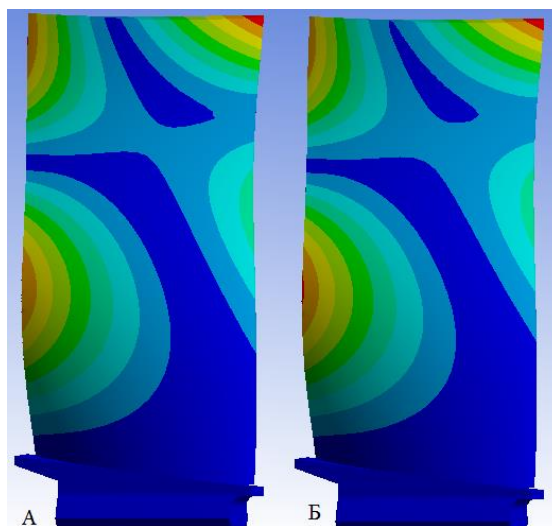


Рис. 5. – Поле перемещения 5-ой формы колебаний лопадки с учётом вращения(А) и без учёте(Б)

На рис. 6-7 представлены поля относительных перемещений и интенсивностей напряжений первой и второй форм колебаний лопадки.

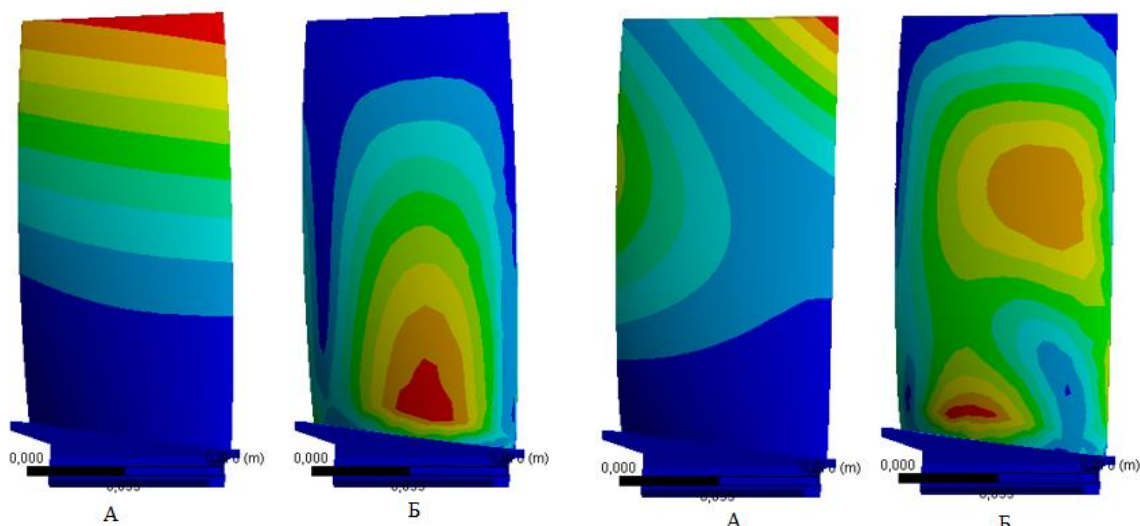


Рис. 6. Поля перемещений (А) и относительных эквивалентных напряжений (Б) при колебаниях по первой форме

Рис. 7. Поля перемещений (А) и относительных эквивалентных напряжений (Б) при колебаниях по второй форме

Как видно первая форма, которая представлена на рис. 6, преимущественно изгибная, вторая форма, которая представлена на рис. 7, преимущественно изгибно-крутильная.

На рис. 8 представлены поля относительных перемещений и интенсивностей напряжений для восьмой формы колебаний лопатки.

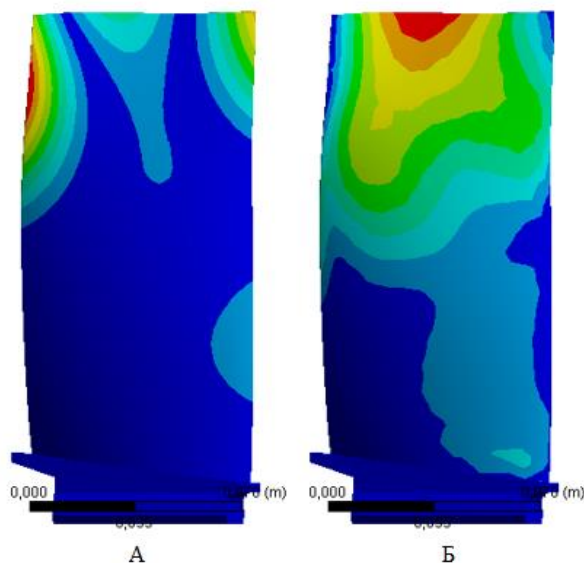


Рис. 8. - Поля перемещений (А) и относительных эквивалентных напряжений (Б) при колебаниях по восьмой форме

Восьмая форма, которая представлена на рис. 8, представляет собой первую оболочечную форму колебаний.

Аналогичные расчеты позволяют построить частотную диаграмму Кэмпбелла которая представлена на рис. 9. На диаграмме представлены частотные кривые, которые показывают изменения частот с увеличением числа оборотов. Номера форм колебаний указаны справа от частотной диаграммы. Изменения частоты гармоник возмущающих сил представлено лучами с указанием номера гармоники (NZ). Пересечение этих графиков показывает частоту резонансных режимов. Однако для определения реальных вибрационных напряжений требуется оценка амплитуд гармоник возмущающих сил [4].

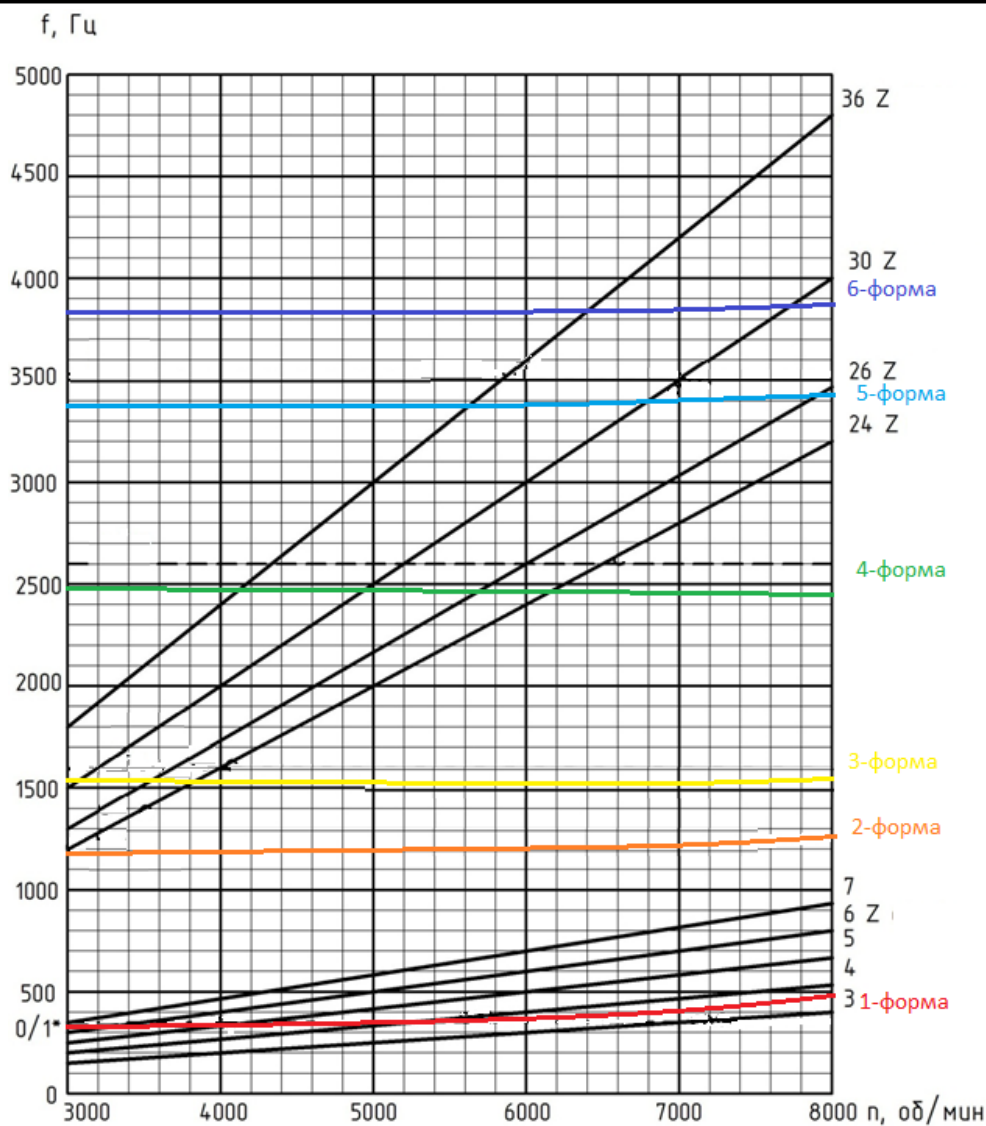


Рис. 9. – Частотная диаграмма Кэмпбелла

### Выводы

В данной статье рассматривается свободные колебания компрессорной лопатки газотурбинного двигателя. Показана сходимость результатов. Проведен численный анализ спектра частот, форм колебаний, распределение относительных напряжений и частот возмущающих гармоник.

Анализ колебаний лопатки показывает сложность форм колебаний и полей распределения интенсивностей относительных напряжений. Влияние вращения в основном сказывается на собственных частотах и гораздо меньше на формах колебаний.

Условие резонанса наглядно демонстрируется при помощи вибрационной диаграммы Кэмпбелла, на которой нанесены графики частотных кривых в зависимости от частоты вращения лопатки и частот гармоник возмущающих сил. Однако для определения реальных вибрационных напряжений требуется оценка амплитуд гармоник возмущающих сил, для чего необходимы дальнейшие исследования.

### Литература

1. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. - Киев: Наук.думка, 1988. – 224 с.

2. Боровков В.М., Гецов Л.Б., Воробьев Ю.С., Копсов А.Я., Петин С.В., Пигрова Г.Д., Рыбников А.И. Материалы и прочность оборудования / Учебное пособие. - Санкт-Петербург, Изд-во Спбгпу.-2008. - 612 с.
3. Фокин В.Г. Метод конечных элементов в механике деформируемого твёрдого тела: Учеб. пособие / В.Г. Фокин. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 131 с.
4. Воробьев Ю.С. Моделирование колебаний лопаток компрессоров ГТД в нестационарном потоке / Воробьев Ю.С., Овчарова Н.Ю., Кулаков П.Н., Тыртышников К.Б. Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. // Вибрации в технике и технологиях, № 3(75). – 2014 г. С. 50 – 56

### Summary

**Vorobyov Yu.S., Skritsky N.A., Skritsky A.N., Kulakov P.N.** Analysis of free oscillations of a compressor blade of a gas turbine.

*This article discusses about the free vibrations of the compressor blade of the gas turbine engine. The convergence of results is shown. A numerical analysis of frequency spectrum, vibration modes, relative stresses distribution and frequencies of perturbing harmonics where carried out.*

*The blade vibration analysis shows the complexity of vibration modes and the fields of distribution of relative stress intensities. Effect of rotation mainly affects to the natural frequencies and far less to the waveform.*

*The resonance condition is visually demonstrated by the Campbell vibration diagram, which plotted the frequency curves as a function of the blade speed and the harmonic frequencies of the disturbing forces. However, to determine the actual vibratory stress requires an assessment of the harmonic amplitudes of disturbing forces, which requires further research.*

**Keywords:** form vibration, frequencies vibration, blade, FEM

### References

1. Vorob'ev Ju.S. Kolebanija lopatochnogo appapata tupbomashin. - Kiev: Nauk.dumka, 1988. – 224 s.
2. Borovkov V.M., Gecov L.B., Vorob'ev Ju.S., Kopsov A.Ja., Petinov S.V., Pigrova G.D., Rybnikov A.I. Materialy i prochnost' oborudovaniya / Uchebnoe posobie. - Sankt Peterburg, Izd-vo Spbgpu. - 2008. - 612 s.
3. Fokin V.G. Metod konechnyh jelementov v mehanike deformiruemogo tvjordogo tela: Ucheb. posobie / V.G. Fokin. – Samara: Samar. gos. tehn. un-t, 2010. – 131 s.
4. Vorob'ev Ju.S. Modelirovanie kolebanij lopatok kompressorov GTD v nestacionarnom potoke / Vorob'ev Ju.S., Ovcharova N.Ju., Kulakov P.N., Tyrtyshnikov K.B. Kulishov S.B., Skrickij A.N. // Vibracii v tehnikе i tehnologijah, № 3(75). – 2014 g. S. 50 – 56