

УДК 539.3

АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

**Воробьев Ю.С. д.т.н., проф., Тыртышников К.Д.,
Карпик А.А.**

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного
НАН Украины, г. Харьков*

Построена конечно-элементная модель лопатки компрессора турбомашин. Выполнен расчет колебаний лопатки под действием периодической вынуждающей силы, соответствующей рабочей частоте компрессора турбомашин. Определены собственные частоты и формы колебаний лопатки, а также оценено влияние действия центробежных сил на значения собственных частот.

Вступление

Газотурбинные двигатели (ГТД) широко используются для перекачки топлива и выработки энергии в различных областях народного хозяйства, в том числе и сельском хозяйстве.

Качественные изменения в технике и в самом процессе производства способствуют развитию материально-технической базы сельского хозяйства.

Применительно к сельскохозяйственной технике повышение мощности двигателей осуществляется путем совершенствования силовых установок.

Надежность двигателей в значительной степени определяется несущей способностью рабочих лопаток компрессора, находящихся в тяжелых условиях силового и теплового воздействия, испытывающих в процессе эксплуатации значительные знакопеременные и циклические нагрузки, которые воздействуют на них с большими частотами. Поэтому важнейшее значение имеет анализ колебаний лопаток при конструировании рабочих колес турбомашин [1-3].

Наибольшую опасность для рабочих лопаток представляют переменные нагрузки. На рабочие лопатки компрессора действуют периодически изменяющиеся газовые силы, что связано с неравномерностью газозоудного потока по окружности в проточной части двигателя. Эти силы вызывают вынужденные колебания лопатки. При совпадении час-

тот собственных колебаний лопатки с частотами вынужденных колебаний наступают резонансные колебания, при которых амплитуда резко возрастает, что может привести к разрушению лопатки. Опасных резонансных колебаний можно избежать путем изменения частоты собственных колебаний или частоты и величины возбуждающей силы [1-3].

При проектировании лопаток компрессора рассматривают несколько целевых функций и критериев, обеспечивающих отстройку собственных частот колебаний. Под действием центробежных и газовых сил возможно отклонение формы лопатки в рабочем положении от первоначальной.

Постановка задачи

Объектом исследования в данной работе является лопатка компрессора низкого давления газотурбинного двигателя.

Вибрационные характеристики лопаток компрессора, формы их перемещений, а также распределения напряжений под действием нагрузок, возникающих во время эксплуатации, представляют большой интерес. В связи с этим, рассматриваются колебания лопатки первой ступени компрессора газотурбинного двигателя.

В данной работе в качестве материала лопатки используется сплав титана, механические свойства которого представлены в табл.1.

Таблица 1. Механические свойства материала

Модуль Юнга E, Па	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент Пуассона ν	Предел прочности σ , Па	Предел те- кучести σ , Па
1.1460E+11	4500	0.3	9.3E+08	1.07E+09

Для проведения численных расчетов модель была импортирована в программный комплекс ANSYS, в котором была создана конечно-элементная сетка.

На рис.1 представлена конечно-элементная модель лопатки. Поскольку лопатка компрессора крепится на диске, в качестве граничных условий для проведения анализа собственных колебаний было принято закрепление по трем осям хвостовика лопатки.

В результате разбиения лопатки получилось 2114 конечных элемента.

Анализ результатов

Каждой частоте собственных колебаний соответствует своя форма колебаний. Форма колебаний определяется картиной знакопеременных смещений или прогибов и положением узловых линий. В узловых линиях перемещения бесконечно малы и считаются нулевыми. По разные сторо-

ны узловых линий смещения колеблющихся участков находятся в противофазе.

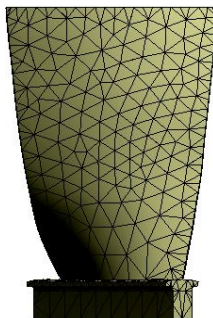


Рис. 1. Конечно-элементная модель лопатки

Значения собственных частот элементов конструкций, находящихся под действием внешних непериодических нагрузок, могут существенно отличаться от таковых в покое. Лопатка компрессора турбомшины во время эксплуатации подвергается воздействию центробежных сил, а также высоких температур. Поэтому необходимо оценить влияние этих нагрузок на вибрационные характеристики лопатки. Для этого была проведена серия численных экспериментов по определению собственных частот колебаний лопатки, находящихся в состоянии покоя, и с пошаговым увеличением скорости вращения вокруг оси, до значения соответствующего скорости вращения диска компрессора при эксплуатации.

В табл.2 приведены численные значения частот без учета, а также с учетом действия центробежных сил.

Таблица 2. Значения частот собственных колебаний лопатки

№	1 ступень	
	$\omega = 0$ рад/с	$\omega = 837$ рад/с
1	131,82	241,72
2	349,2	423,27
3	552,93	606,09
4	735,08	783,69
5	855,99	953,21

Из таблицы 2 видно, что увеличение скорости вращения диска компрессора приводит к повышению значений собственных частот лопатки.

Также были определены пять собственных форм колебаний лопатки для каждой частоты (рис.2).

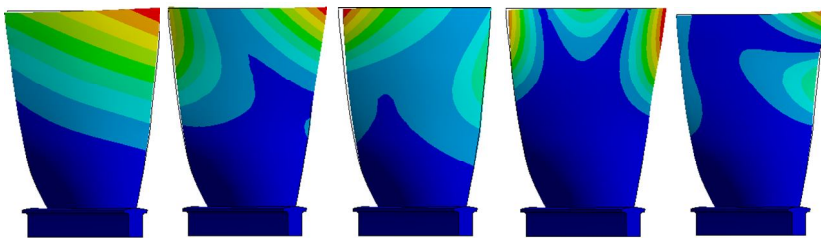


Рис.2. Формы колебаний лопатки с учетом центробежных сил

Исходя из полученных форм колебаний, соответствующих каждой частоте колебаний лопатки, можно сделать вывод о том, что формы колебаний на низших частотах являются преимущественно изгибными, на средних – крутильными, а на высших – усложняются и отражают деформацию поперечных сечений в их плоскости .

Поля распределений относительных напряжений для пяти частот изображены на рис.3.

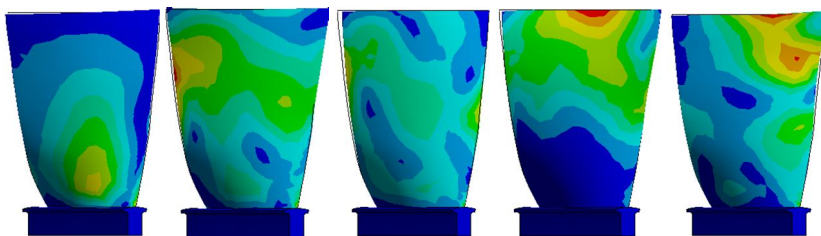


Рис.3. Распределение полей напряжений лопатки с учетом центробежных сил

Стоит отметить, что на низших частотах поля относительных напряжений распределяются вблизи корневых сечений, а на высших – перемещаются на входную и выходную кромки лопатки.

Выводы

С помощью конечно-элементной модели лопатки компрессора турбомашин определены собственные частоты и формы колебаний лопатки, а также оценено влияние действия центробежных сил на значения собственных частот. С повышением частоты форма колебаний лопатки приобретает более сложную форму. Центробежная сила пытается оттянуть от центра к краю перо лопатки. Поля распределения относительных напряжений перемещаются от корневых сечений к периферийным.

Список использованных источников

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. и др. Динамика авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.

2. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.
3. А.Г. Костюк Динамика и прочность турбомашин. – М: Машиностроение, 1982. – 264 с.

Анотація

АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ЛОПАТКИ КОМПРЕСОРА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Воробйов Ю.С., Тиртишніков К.Д., Карпик А.О.

Побудовано скінченно-елементну модель лопатки компресора турбомашини. Виконано розрахунок коливань лопатки під дією періодичної сили, відповідно робочій частоті компресора турбомашини. Визначено власні частоти і форми коливань лопатки, а також оцінено вплив дії відцентрових сил на значення власних частот.

Abstract

SHOULDER-BLADE COMPRESSOR STRENGTH CHARACTERISTICS ANALISES OF TURBO-ENGINE

Vorobyov U.S. , Tyrtysnikov K.D. Karpik A.A.

Finite element model of turbomachine compressor blades was built. The calculation of the blade vibrations under the action of a periodic driving force corresponding to the operating frequency of the compressor turbomachine was provided. The natural frequencies and mode shapes of the blade was determined, and to the effect of centrifugal force on the values of natural frequencies was assessed.