

ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА ПРИ МАКСИМАЛЬНОМ ДАВЛЕНИИ НА ОСНОВЕ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕСТАЦИОНАРНОГО ПОТОКА

Карпик А.А.¹, Воробьев Ю.С., д.т.н., проф.²

¹) НТУ «ХПИ», Харьков

²) Институт проблем машиностроения
им. А.Н.Подгорного НАН Украины, Харьков

В данной работе представлен гармонический анализ лопатки под действием силы, периодически изменяющей свой характер. Было проведено газодинамическое моделирование потока осевого компрессора низкого давления. В результате получено распределенное давление по поверхности лопатки в разные моменты времени, соответствующие одному обороту вращения рабочего колеса. Так как данная нагрузка имеет периодический характер, был проведен гармонический расчет колебаний лопатки под действием этой силы.

Ключевые слова: лопаточный аппарат, межлопаточный канал, численное моделирование, нестационарность.

Введение. Современное сельское хозяйство направлено на процесс механизации – использование сельскохозяйственной техники для процесса интенсификации производства. Увеличение технических показателей долговечности и безотказности деталей и узлов на основе анализа надежности машины позволяет повысить технико-экономический показатель и обеспечить необходимую эффективность. Основной задачей при проектировании машин является применение конструктивно-технологических решений, в результате чего возникает необходимость расчета на прочность основных узлов и деталей.

Компрессор является основным узлом механизмов, применяемым в сельском хозяйстве. Газодинамический расчет в проточной части позволит рассчитать колебания лопаточного аппарата под действием периодически изменяющейся газодинамической силы, и тем самым предотвратит поломку и повысит ресурс механизма в целом. Так как лопатка представляет собой упругую систему с распределенными параметрами, то она имеет бесконечное множество собственных частот и форм колебаний. При совпадении этих частот с частотами газодинамической силы возможно возникновение резонанса, который сопровождается ростом амплитуд колебаний и резким увеличением вибронапряжений в лопатке.

Развитие современной вычислительной техники и программных средств для решения задач механики позволяет моделировать напря-

женно-деформированное состояние при различных воздействиях, проводить газодинамический расчет для обеспечения устойчивой работы и т.д. Проведение численных расчетов позволяет снизить затраты на натурные эксперименты, тем самым повысить основные технические показатели установок.

Постановка задачи. В данной работе представлен гармонический расчет лопатки первой ступени компрессора низкого давления газотурбинного двигателя на основании предварительно проведенного газодинамического моделирования. Модель лопатки, разбитой на конечно-элементную сетку, изображена на рисунке 1.

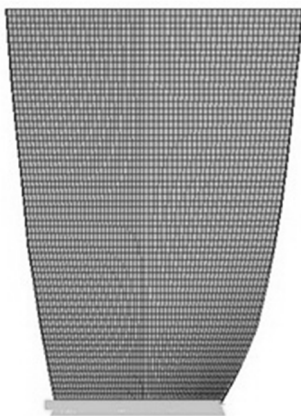


Рис. 1. – Модель лопатки компрессора

Для расчета колебаний был проведен газодинамический расчет трехмерного вязкого течения в проточной части с целью определения параметров потока с учетом вращения рабочего колеса. Процесс, который выполняется в турбомашине, можно рассматривать как циклический, то есть он повторяется через один поворот ротора, однако этот цикл сопровождается рядом нестационарных явлений.

Турбулентное течение описывается системой нелинейных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS-модель). Для моделирования турбулентных эффектов применяется двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности $k-\omega$ SST. Модель $k-\omega$ SST Ментера описывается путем суперпозиции $k-\varepsilon$ и $k-\omega$, которая описывает свойства свободных сдвиговых течений и имеет преимущество при моделировании пристеночных областей потока.

Исходные уравнения интегрируются численно с помощью итерационной явно-неявной разностной схемой, явный оператор которой основан

на ENO схемі Хартена, а неявна аппроксимация реалізована с помощью схеми Бима-Уорминга-Стегера.

На входе в расчетную область задаются распределения по радиусу полного давления, полной температуры, меридионального и тангенциального углов, задающих направление вектора скорости. На твердых стенках задаются условия прилипания. На проницаемых поверхностях, отделяющих текущий межлопаточный канал от соседних каналов того же лопаточного аппарата задаются условия периодичности.

Исходными данными для проведения гармонического анализа является максимальное давление, распределенное по поверхности лопатки на временном шаге полупериода. Вынужденные колебания лопатки возникают под действием периодической силы, которая изменяется по гармоническому закону.

Полученные результаты. В результате расчета были получены распределения полей скорости и давления. Тангенциальное сечение межлопаточного канала рабочего колеса в разные моменты времени при вращении (на периоде и полупериоде) показаны на рисунке 2.

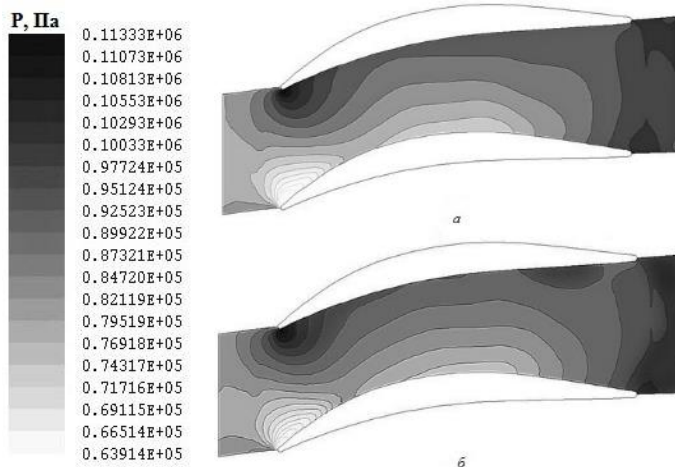


Рис. 2 – Поля давления: *a* – на временном шаге полупериода; *б* – на временном шаге периода.

Разложение газодинамической силы позволяет газовое нагружки, имеет сложный характер распределения по окружной части, представить в виде суммы составляющих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь волн нагружки.

С целью сведения силы давления к виду сосредоточенной силы, было реализовано программное обеспечение, которое работает с исходными

данными газодинамического решателя. Разработанное программное обеспечение позволяет получить давление в виде сосредоточенной силы и определить максимальное значение давления для расчета гармонических колебаний.

Гармонический анализ лопатки компрессора дает возможность прогнозировать устойчивость динамического поведения и спрогнозировать возможность возникновения резонанса. Основной целью его проведения является расчет реакции лопатки на определенных частотах и получение графика перемещений (АЧХ). Определение амплитудного значения отклика позволяет определить напряжения на этих частотах.

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	К-т Пуассона ν	Предел прочности σ , Па	Предел текучести σ , Па
1.1460E+11	4500	0.3	9.3E+08	1.07E+09

Перед проведением гармонического анализа был проведен модальный расчет колебаний лопатки. В результате были получены следующие собственные частоты (табл. 2).

Таблица 2 – Собственные частоты лопатки

№ п/п	Частота, Гц
1	131.94
2	359.04
3	559.68
4	908.11
5	1051.7
6	1255.7
7	1693.2
8	1842.5
9	1956.9
10	2096.8
11	2424.6
12	2658.4
13	2809.3
14	2895.5
15	3179.2

Для гармонического анализа было выбрано максимальное значение давления, которое составляет $P = 0.124885$ МПа

Давление было приложено на поверхность лопатки, в качестве ГУ - жесткое защемление основания.

В качестве частотного диапазона действия вынуждающей силы были выбраны частоты 20-130 Гц, которые соответствуют частоте вращения ротора, а следовательно – частоте воздействия вынуждающей силы. Чтоб колебания являлись затухающими был выбран коэффициент демпфирования $k = 0,01$.

В результате проведения гармонического анализа были получены следующие значения частот вынуждающей силы (табл.3).

Таблица 3 – Частоты вынуждающей гармонической нагрузки

№ п/п	Частота, Гц	Шаг
1	437.90	1
2	437.90	1
3	744.80	2
4	744.80	2
5	1051.7	3
6	1051.7	3
7	1358.6	4
8	1358.6	4
9	1665.5	5
10	1665.5	5
11	1972.4	6
12	1972.4	6
13	2279.3	7
14	2279.3	7
15	2586.2	8
16	2586.2	8
17	2893.1	9
18	2893.1	9
19	3200.0	10
20	3200.0	10

Результаты представлены в виде распределения суммарных перемещений и напряжений для первой частоты (рис.3).

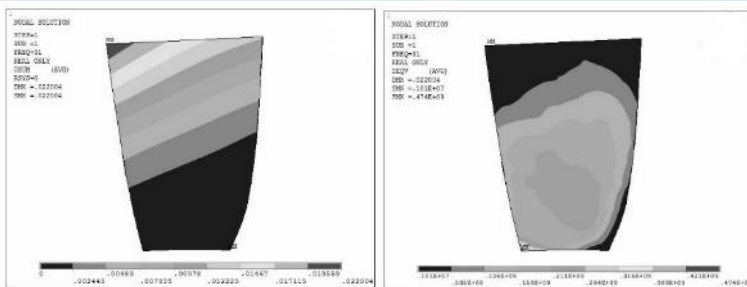


Рис. 3 – Распределение характеристик:
а – суммарных перемещений; б – напряжений

График амплитудно-частотных характеристик показывает максимальное перемещение на частоте, приближенной к собственной (131 Гц).

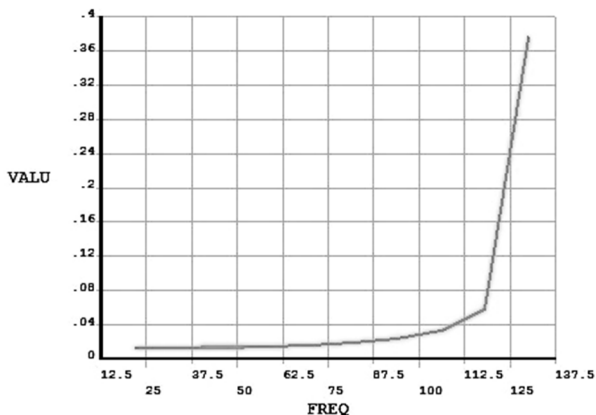


Рис. 4 – График амплитудно-частотных характеристик

Выводы. В данной работе проведен гармонический анализ колебаний лопатки. Начальным этапом проведения анализа был газодинамический расчет. В разные моменты времени вращения ротора было получено распределение давления по поверхности лопатки. Гармонический анализ показал следующие выводы: при приближении вынужденной частоты к частоте собственных колебаний, амплитуда перемещений значительно возрастает. На данной частоте возникает максимальное напряжение, локализованное у корня лопатки.

Список использованных источников

1. Биргер И. А., Шорр Б. Ф. Динамика авиационных газотурбинных двигателей. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Ершов, С. В. Развитие метода расчета трехмерных отрывных течений в проточной части компрессора / С. В. Ершов, Д. А. Козырец // Вестн. НТУ «ХПИ». Энерг. и теплотехн. процессы и оборудование. – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2012. – № 7. – С. 16 – 23.
3. Карпик А.А. Анализ газодинамической структуры потока в решетках профилей осевого компрессора газотурбинного двигателя / А.А. Карпик, В.А. Яковлев, Ю.С. Воробьев // ISSN 0131–2928. Проблемы. Машиностроения. – 2015. - Т. 18, № 4/2. – С. 18 – 23.
4. Karpik A., Vorobiev Yu. Nonlinear Analysis Of Gas Flow In Compressors Stage Based On Cfd-Method // Proceedings of the 5 th International Conference «Nonlinear Dynamics – 2016», Sept. 27 – 30, 2016, Kharkov. – P. 318 – 319.

Summary

HARMONIC ANALYSIS OF THE COMPRESSOR SHOULDER AT THE MAXIMUM PRESSURE BASED ON THE THREE-DIMENSIONAL MODELING OF THE NON-STATIONARY FLOW

A.A. Karpik, Y.S. Vorobyov

This paper presents a harmonic analysis of the blade under the action of a force that periodically changes its character. Gas dynamic modeling of the flow of an axial low-pressure compressor was carried out. The numerical modeling of a three-dimensional viscous current in blade cascade of the axial compressor of low pressure of the gas-turbine engine is executed. Gasdynamic computation of a flow in the first step of the compressor in non-stationary three-dimensional statement by means of a program complex F is carried out. For modeling of the turbulent flows which are realized in the majority of practical applications, the most widespread technique is application of Reynolds-averaged Navier–Stokes equations (RANS) supplemented by a certain model of turbulence.. The gas-dynamic structure of a flow has changeable character on blade height from a root to the periphery. Effect of radial clearance, vortex wake, back-flow allow to receive real flow pattern. Since this load has a periodic character, a harmonic calculation of the oscillations of the blade under the action of this force was carried out.

Keywords: *blading, blade chanel, numerical simulation, unstationarity.*