

Математическое моделирование динамического поведения роторной системы энергетической турбомшины осевого типа при обрыве рабочей лопатки

© М.А. Дудаев¹, А.А. Пыхалов^{1,2}, Т.С. Романович²

¹ Иркутский государственный университет путей сообщения,
Иркутск, 664074, Российская Федерация

² Иркутский национальный исследовательский технический университет,
Иркутск, 664074, Российская Федерация

Роторная система (РС) — основной агрегат высокоэнергоемких турбомашин, таких как газотурбинный двигатель (ГТД) авиационного и наземного назначения. Ее устойчивая работа на расчетных (штатных) режимах определяет надежность и долговечность изделия в целом. Однако в ряде случаев, касающихся безопасности механических систем, востребован анализ работы РС ГТД на нерасчетных (аварийных) режимах, одним из которых является динамическое поведение РС при обрыве рабочей лопатки вентилятора ГТД. В статье представлен расчетно-экспериментальный подход при математическом моделировании динамики поведения осевой РС ГТД в случае обрыва рабочей лопатки вентиляторной ступени. Объектом исследования был выбран ротор каскада низкого давления, работающий в условиях двухроторной системы конструкции реального двухконтурного ГТД. Математическое моделирование сборной конструкции РС проводилось на основе метода конечных элементов (МКЭ) и решения контактной задачи теории упругости. Рассмотрена последовательность следующих динамических режимов работы ГТД: возрастание оборотов ротора от нуля до максимума, максимальный режим, обрыв лопатки, отсечка топлива и уход ротора с оборванной лопаткой на режим авторотации. Обрыв лопатки моделируется с использованием данных натурного испытания РС ГТД в виде диаграммы изменения радиуса центра масс (дисбаланса) вентилятора в процессе обрыва лопатки. Приведенный в работе численный эксперимент показывает, что наряду со значительным возрастанием амплитуды колебаний в момент обрыва лопатки имеет место дополнительный пик (отклик) амплитуд колебаний, возникающий при переходе на режим авторотации и связанный с работой ротора в режиме гибкого вала. В целом, математическая модель РС показала достаточно устойчивое поведение на представленном нештатном режиме, что подтверждено и результатами натурного испытания.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, роторная система, обрыв рабочей лопатки, метод конечных элементов, динамическое поведение ротора

Введение. Современный газотурбинный двигатель (ГТД) авиационного и наземного назначения — одна из самых сложных и энергоемких механических систем [1, 2]. Его основным агрегатом является роторная система (РС) осевого типа. Ее устойчивое динамическое поведение на расчетных (штатных) режимах [3, 4] — основное условие, обеспечивающее надежность и долговечность эксплуатации

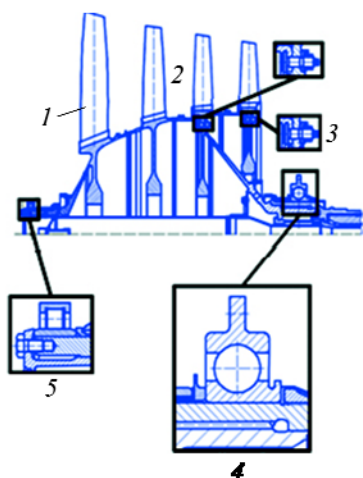


Рис. 1. Ротор компрессора низкого давления (КНД) осевого типа:

1 — рабочая лопатка вентилятора 1-й ступени КНД; 2 — соединение дисков 2, 1 КНД и цапфы КНД; 3 — соединение дисков 3, 4 КНД; 4 — опора 2; 5 — опора 1

изделия в целом. Тем не менее существует потребность анализа работы РС представленного типа и на нерасчетных (аварийных) режимах, связанная с изучением проблем безопасности работы высоконагруженных механических систем [5–10]. Для роторной системы ГТД один из таких случаев — ее динамическое поведение при обрыве рабочей лопатки вентилятора или 1-й ступени компрессора низкого давления (рис. 1), имеющей самую большую массу и принимающей на себя попадание посторонних предметов в проточную часть двухконтурного газотурбинного двигателя.

Представленный обрыв рабочей лопатки сопровождается появлением дополнительных неблагоприятных силовых факторов, действующих на роторную систему и двигатель в це-

лом. Первичный из них — резкое повышение уровня дисбаланса ротора, что сопровождается повышением нагрузки на опоры и вызывает дополнительное напряженно-деформированное состояние конструкции ротора и опорных деталей двигателя. Вторичные факторы связаны с взаимодействием фрагментов оборвавшейся лопатки с другими лопатками и корпусом двигателя, а также взаимодействием прецессирующего ротора с деталями корпуса и т. д. Все эти силовые факторы могут послужить причиной разрушения элементов ротора двигателя, его опор и корпуса, что приводит к аварийному выходу двигателя из строя и, следовательно, к возможности возникновения катастрофических последствий.

Цель настоящей работы — математическое моделирование на основе метода конечных элементов (МКЭ) [11, 12] и решения контактной задачи теории упругости [13–15] для исследования динамического поведения сборной конструкции роторной системы ГТД при обрыве рабочей лопатки вентилятора 1-й ступени КНД (см. рис. 1).

Математическая модель. В работах [13, 14] представлены математическая модель в виде уравнения динамики движения деформируемого твердого тела в матричной форме МКЭ в линейной постановке и его решение. Эта модель реализована в виде комплекса программ для ЭВМ («решателя») [16], адаптированного к работе совместно с программным комплексом КЭ-моделирования Siemens Femap.

Известно, что основной источник вибрации (динамической нагрузки) вращающегося сборного ротора — дисбаланс, вызванный силами инерции неуравновешенных масс. Природа их появления обусловлена естественной технологической погрешностью на изготовление деталей ротора и его сборки [1, 2]. Однако математическая конечно-элементная (КЭ) модель конструкции ротора не имеет дисбаланса, и в этом случае его моделирование является отдельной процедурой. Схема механизма возникновения силовых факторов дисбаланса на примере диска постоянной толщины приведена на рис. 2.

Статический дисбаланс диска, обусловленный расстоянием от центра тяжести диска (точки O) до оси вращения z (рис. 2, a), называется радиальным эксцентриситетом e .

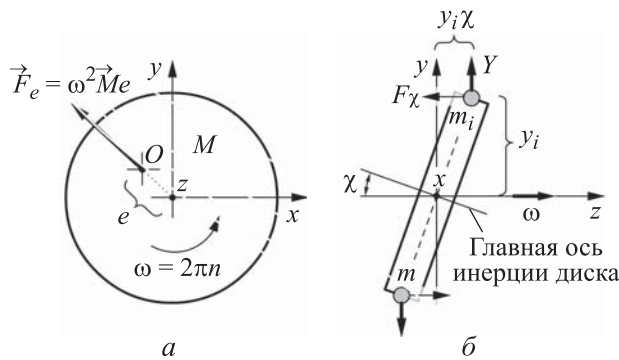


Рис. 2. Схема механизма возникновения силовых факторов статического (a) и динамического (b) дисбаланса диска

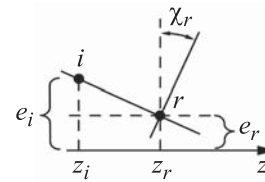


Рис. 3. Схема экстраполяции

Динамический дисбаланс (рис. 2, b) возникает в результате неточности сборки ротора, а также других конструктивно-технологических причин, когда диск отклонен от вертикальной оси y на величину углового эксцентриситета χ .

При подготовке КЭ-модели ротора эксцентриситеты e и χ задаются с помощью экстраполяции (рис. 3):

$$e_i = e_r + (z_i - z_r) \chi_r; \quad \chi_i = \chi_r, \quad (1)$$

где z_i и z_r — продольные координаты (см. рис. 3) i -го и реперного узлов соответственно.

Значение этих эксцентриситетов задаются непосредственно в КЭ-модели с помощью специального экстраполирующего конечного элемента, представленного на рис. 4. Он не привносит изменений в уравнение динамики движения сборной конструкции ротора, а является лишь носителем топологической информации [13, 14].