

Цитирование: М.К. Леонтьев, Анализ динамического поведения роторов с нелинейными упругодемпферными опорами, II. Известия высших учебных заведений. Авиационная техника, 1987, № 4, С. 10-13

## АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ РОТОРОВ С НЕЛИНЕЙНЫМИ УПРУГОДЕМПФЕРНЫМИ ОПОРАМИ. II

Е. В. БОРЗДЫКО. М. К. ЛЕОНТЬЕВ. С. Л. ЗВОНАРЕВ

Приводятся результаты расчета трехдискового ротора с двумя нелинейными гидродинамическими демпферами. Результаты сравниваются с экспериментальными данными. Дается оценка точности модального метода анализа, а также приводится сравнение различных методов численного интегрирования уравнений движения.

Данная статья продолжает цикл работ, посвященных разработке математических моделей для анализа динамического поведения сложных роторных систем с нелинейными упругодемпферными опорами [1]. В ней представлены некоторые результаты расчетных исследований ротора, проведенных с целью разработки общего метода анализа динамики многомассовых роторных систем, а также проверки математических моделей и программ.

Исследовался ротор с двумя гидродинамическими демпферами, экспериментальные данные для которого представлены в [2]. Ротор представляет собой стальной вал, на котором размещены три диска. Опоры располагаются по концам ротора. В них размещены одинаковые гидродинамические демпферы с центрирующими упругими элементами. Диаметр демпфера 114,3 мм, радиальный зазор 0,228 мм, осевая длина 12,7 мм. Масло подается в зазор через отверстие в нижней части демпфера под давлением  $4,14 \cdot 10^4$  Па. Динамическая вязкость масла при температуре  $20^\circ\text{C}$   $0,0165$  Па·с. Жесткость центрирующего элемента  $4,45 \cdot 10^6$  Н/м.

Демпферы не имеют торцевых уплотнений, поэтому при расчетах использовалась модель «короткого» подшипника с параболическим распределением давления в осевом направлении.

Расчетная схема ротора приведена на рис. 1, а данные о геометрии, распределении масс, моментах инерции и прочностные характеристики материала вала — в таблице.

Сечение	Участок	Вес, Мг	$I_p$ , Н·м <sup>2</sup>	$I_g$ , Н·м <sup>2</sup>	$l$ , м	$d$ , м	$E \cdot 10^{-11}$ , Н/м <sup>2</sup>
1	1—2	28,65			0,012	0,020	2,07
	2—3				0,101	0,016	2,07
	3—4				0,028	0,028	2,07
4	4—5	33,28	0,276	0,14	0,027	0,027	2,07
	5—6				0,187	0,016	2,07
	6—7				0,013	0,017	2,07
7	7—8	8,319			0,013	0,019	2,07
	8—9				0,187	0,016	2,07
	9—10				0,027	0,028	2,07
10	10—11	33,28	0,276	0,14	0,028	0,027	2,07
	11—12				0,101	0,016	2,07
	12—13				0,012	0,020	2,07
13		27,32					

Первоначально были рассчитаны критические скорости ротора на линейных упругих опорах, жесткость которых определялась центрирующими элементами демпферов. Значения первых двух критических скоростей составили  $\Omega_1 = 1500$  об/мин и  $\Omega_2 = 2950$  об/мин, что практически точно совпадает с расчетными данными [2].

Дальнейшие исследования преследовали две цели:

1. Расчет амплитудно-временных характеристик и их сравнение с экспериментальными данными для случая внезапно приложенного дисбаланса.

2. Расчет амплитудно-частотных характеристик ротора для случая постоянно действующего дисбаланса.

В первом случае динамическое поведение ротора оценивалось для трех скоростей вращения:  $n_1 = 1500$  об/мин,  $n_2 = 2000$  об/мин,  $n_3 = 2950$  об/мин. Дисбаланс во всех случаях прикладывался в сечении 4, где расположен один из трех дисков. Как отмечено в работе [2], ротор вблизи первой критической скорости более чувствителен к дисбалансу, чем вблизи второй, поэтому для скорости 1500 об/мин величина дисбаланса равна 7,41 г·см, а для двух остальных скоростей — 27,65 г·см. Величины остальных дисбалансов ротора после балансировки малы, поэтому они не учитывались. Это определяет и использование нулевых значений перемещений и скоростей в качестве начальных условий.

Результаты расчетов для сечения 2 расчетной схемы приведены на рис. 2. Там же нанесены штриховыми линиями огибающие по максимальным амплитудам, полученным в результате эксперимента.

Для всех скоростей наблюдается хорошее соответствие экспериментальных и расчетных данных, за исключением скорости 1500 об/мин. Последнее, вероятно, связано с тем, что истинная первая критическая скорость лежит несколько выше или ниже этого значения. Данное заключение можно сделать, анализируя вид огибающей, построенной по экспериментальным

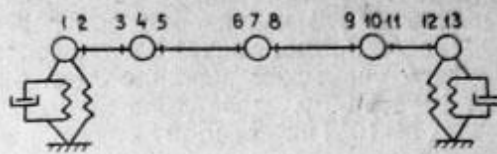


Рис. 1

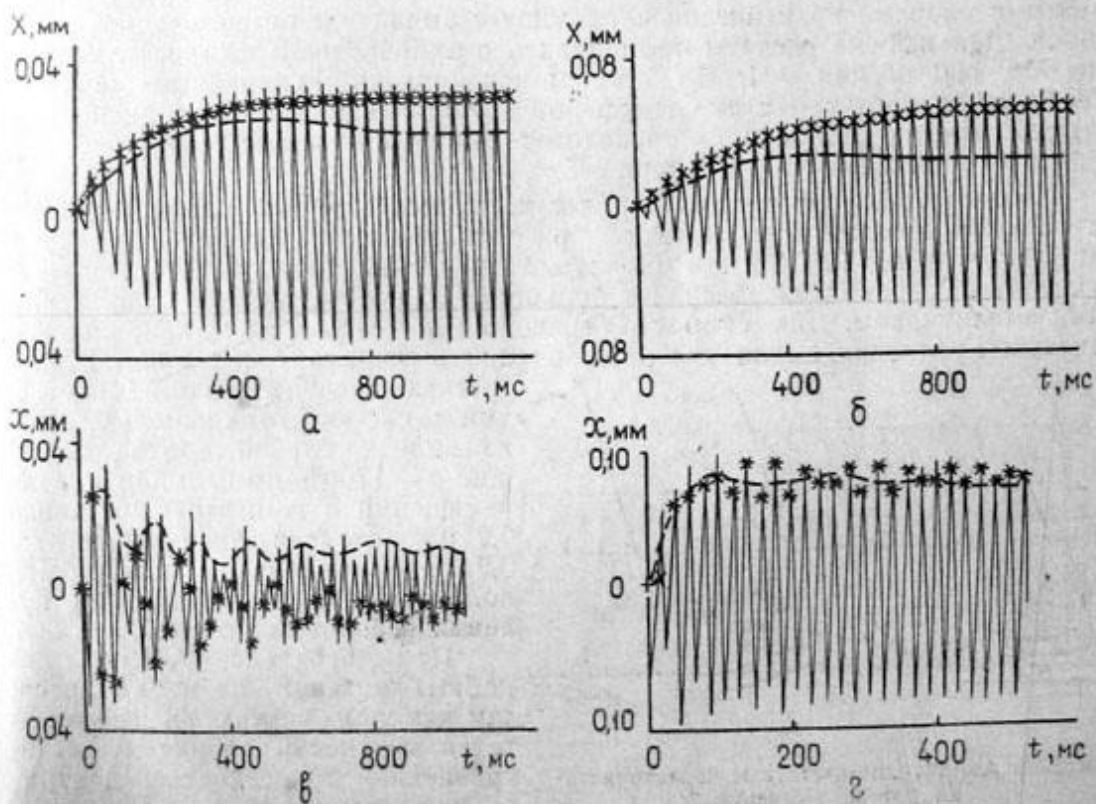


Рис. 2. Динамическое поведение ротора:

а— $n=1500$  об/мин, дисбаланс 7,41 г·см,  $P_{\text{под}}=1,14 \cdot 10^4$  Па; б— $n=1500$  об/мин, дисбаланс 7,41 г·см,  $P_{\text{под}}=3,14 \cdot 10^4$  Па; в— $n=2000$  об/мин, дисбаланс 27,65 г·см; г— $n=2950$  об/мин, дисбаланс 27,65 г·см

данным, которая отражает заброс амплитуд в первое время после внесения дисбаланса, что характерно при работе ротора не на критической скорости.

Чтобы продемонстрировать возможность гидродинамической модели демпфера учитывать влияние давления подачи масла, для  $n = 1500$  об/мин были проведены два расчета. Первый расчет — для давления подачи  $p_{\text{под}} = 4,14 \cdot 10^4$  Па, второй — для давления  $p_{\text{под}} = 3,14 \cdot 10^4$  Па. Пониженные амплитуды перемещений в первом расчете, по сравнению со вторым, свидетельствуют о более высоком демпфировании масляной пленки, что является следствием меньшей протяженности области кавитации.

Во всех расчетах временной шаг выбирался равным 0,01 периода времени, соответствующего одному обороту ротора на расчетной скорости.

Следует отметить, что нулевые начальные условия не всегда можно использовать для задачи построения вибрационных характеристик от постоянно действующих дисбалансов. Это связано с тем, что нелинейная роторная система при некоторых скоростях вращения может иметь несколько устойчивых положений равновесия. Метод же шагового интегрирования во времени приводит к тому устойчивому решению, в области притяжения которого лежат начальные условия. Для построения амплитудно-частотной характеристики ротора следует начинать расчеты из областей, лежащих вдали от возможных резонансов. В этом случае для первой точки по скорости целесообразно воспользоваться начальными условиями из решения задачи о вынужденных колебаниях в линейной постановке. Далее расчеты проводятся с последовательным увеличением или уменьшением скорости вращения, причем в качестве начальных значений перемещений и скоростей масс принимаются данные для последнего временного шага предыдущего расчета. По этому способу построена амплитудно-частотная характеристика описанного ротора. Результаты приведены на рис. 3.

Для первой точки амплитудно-частотной характеристики взята скорость 1000 об/мин. На этой скорости амплитуды колебаний ротора с упругодемпферными опорами практически совпадают с амплитудами ротора без демпферов. Дальнейшие расчеты проводились с приращением скорости вращения  $\Delta n = 50$  об/мин. Чтобы продемонстрировать нелинейный характер жесткостных характеристик демпферов при больших степенях эксцентриситета, расчеты проводились последовательно для двух дисбалансов — 7,41 и 66,07 г·см, действующих в сечении 4.

Из расчетов, проведенных в области, где исследуемый ротор имеет два устойчивых положения равновесия при дисбалансе 66,07 г·см, видно, что при скорости  $n = 1850$  об/мин происходит срыв движения, т. е. происходит мгновенный переход из области с большими амплитудами в область с низкими амплитудами. Для скорости вращения  $n = 1750$  об/мин при нулевых начальных условиях амплитуда перемещений в сечении 1 составила 0,08 мм

(степень эксцентриситета 0,35). Для той же скорости при использовании начальных условий, соответствующих  $n = 1700$  об/мин, амплитуда перемещений в демпфере составила 0,2 мм (степень эксцентриситета 0,9). Это решение не может быть получено при использовании нулевых начальных условий.

При дисбалансе 7,41 г·см подобных явлений не наблюдается, так как при низких эксцентриситетах жесткость пленки мала по сравнению с жесткостью центрирующих элементов.

В областях, соответствующих второй и третьей критическим скоростям системы без демпферов, нелинейных скачков амплитуды не

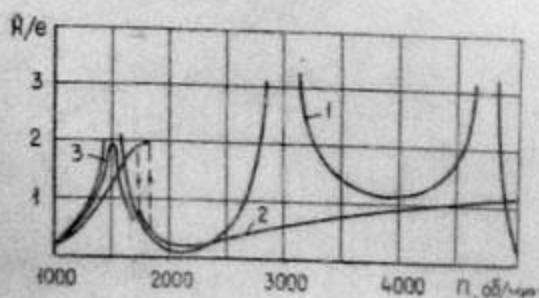


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики ротора в сечении 2:

1 — ротор с линейными опорами без трения; 2 — ротор с двумя гидродинамическими демпферами, дисбаланс 66,07 г·см,  $e = 0,2$  мм; 3 — ротор с двумя гидродинамическими демпферами, дисбаланс 7,41 г·см,  $e = 0,0218$  мм ( $e$  — эксцентриситет дисбаланса)

происходит вследствие слабой чувствительности ротора в этих областях к дисбалансу.

В заключение несколько слов о точности расчетов и требуемом машинном времени.

Динамическое поведение ротора исследовалось в диапазоне от 1000 до 5000 об/мин, поэтому, следуя рекомендациям работы [3], частота среза была выбрана  $n_{ср} = 12000$  об/мин. В этом диапазоне ротор на линейных опорах с жесткостью центрирующих элементов имеет четыре собственные частоты и соответствующие им формы колебаний, которые использовались для получения модальных уравнений движения. Было проведено несколько расчетов, когда частота среза составляла  $n_{ср} = 20000$  об/мин. При этом учитывалось семь собственных частот и форм колебаний. Результаты расчетов с разными наборами частот и форм оказались практически одинаковыми. Тем не менее следует отметить важность правильного выбора частоты среза, определяющей количество форм колебаний, которые участвуют в расчете, так как в ряде случаев это может существенно повлиять на точность расчетов.

Принемлемая точность расчетов достигается при использовании частот и форм колебаний, лежащих в диапазоне, который в три-пять раз перекрывает рабочую частоту вращения ротора, при условии, что жесткость линейной опоры, используемая для расчета частот и форм, незначительно отличается от жесткости демпфера при установившемся движении. Это условие достаточно просто удовлетворить для демпфера с центрирующим элементом, жесткость которого известна.

При анализе динамики ротора с нецентрированными демпферами необходимо использовать более полный набор частот и форм. Так, чтобы получить решение для ротора с демпферами такого типа, потребовалось использовать в разложении семь форм колебаний, лежащих в диапазоне от 0 до  $120 \cdot 10^3$  об/мин, при условной жесткости опор  $10^8$  Н/м.

Величина временного шага должна выбираться равной 0,1 ... 0,01 времени, соответствующего одному обороту ротора на расчетном режиме.

Время расчета одного временного шага при использовании четырех форм колебаний составило 0,72 с процессорного времени ЭВМ ЕС-1033, а при использовании семи форм — 1,02 с. Эти временные характеристики получились при интегрировании по конечно-разностной схеме. В случае интегрирования уравнений по  $\beta$ -методу Ньюмарка, время расчета одного временного шага при использовании четырех форм колебаний составило 1,03 с. Это показывает преимущество конечно-разностного метода интегрирования для расчета амплитудно-временных характеристик роторных систем.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борздыко Е. В., Леонтьев М. К., Хронин Д. В. Анализ динамического поведения роторов с нелинейными упругодемпферными опорами. I // Изв. вузов. Авиационная техника, 1987. № 3.
2. Buono D. F., Schlizer L. D., Hall R. G., Hibner D. H. Transient dynamics of a flexible rotor with squeeze-film dampers // NASA-GR-3050, 1978. P. 85.
3. Li D. F., Gunter E. J. A study of the modal truncation error in the component mode analysis of a dual-rotor system // ASME, Journal of Engineering for Power, July 1982. Vol. 104. P. 525—532.

Поступила в редакцию  
9 января 1987 г.