

## ОСОБЕННОСТИ ОПТИМИЗАЦИИ ГРАДИЕНТА ФАЗ ВЕКТОРОВ ОСТАТОЧНЫХ ДИСБАЛАНСОВ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ УПРУГОДЕМПФЕРНОМ КРЕПЛЕНИИ ОПОР

Качество балансировки жестких роторов высокоскоростных шпиндельных узлов может быть повышено за счет обеспечения рационального градиента фаз векторов остаточных дисбалансов в двух плоскостях коррекции. Результаты такого подхода были продемонстрированы на динамической модели шпиндельного узла с двумя опорами на газовой смазке, представленными в виде упругодемпферных связей [1]. Одномассовая система давала возможность исследовать конструктивную схему узла с жестким креплением самих опор. Движение ротора при газовом смазочном слое, как правило, более устойчиво по сравнению с движением ротора на опорах других типов. Однако на определенных режимах работы роторной системы возможно изменение характера движения ротора: резко возрастают вибрации, при которых возможен контакт вала с подшипниковой втулкой, что чаще всего приводит к аварии. Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования показали, что эти явления связаны с присущей газовой смазке постоянно действующей гидродинамической реакцией. Во всех случаях для устранения указанных явлений оказалась целесообразной установка втулок подшипников на упругодемпферные опоры в виде резиновых колец круглого сечения [2–4]. Их применение в конструкции шпиндельного узла позволяет также использовать и явление самоцентрирования жесткого ротора [5]. Поэтому исследование влияния градиента фаз векторов остаточных дисбалансов роторов на виброактивность такой роторной системы представляет практический интерес.

Рассмотрим двухмассовую динамическую модель шпиндельного узла с упругодемпферным креплением подшипниковой втулки (рис. 1). Имеющиеся в системе остаточные статическая и динамическая неуравновешенности моделируются в плоскостях коррекции  $I-I$  и  $II-II$  несбалансированными точечными массами  $m_1$  и  $m_2$ , определяющими векторы дисбалансов с градиентом фаз  $\varphi$ . Ротор опирается на две изотропные опоры, имеющие одинаковые коэффициенты жесткости  $c_B$  и демпфирования  $h_B$ . Масса ротора  $M_B$ , вращающегося с постоянной угловой скоростью  $\omega$ , сосредоточена в центре инерции ротора (с координатами  $x_{B0}, y_{B0}$ ) на расстояниях  $L_1$  и  $L_2$  от плоскостей коррекции  $I-I$  и  $II-II$ . Опоры ротора 1 ( $x_{B1}, y_{B1}$ ) и 2 ( $x_{B2}, y_{B2}$ ) расположены на расстояниях  $l_1$  и  $l_2$  от центра инерции. (Обозначения параметров подшипника аналогичны обозначениям параметров вала с соответствующими индексами). При этом рассматриваемая модель в общем виде описывается следующим образом:

$$M_B \ddot{x}_{B0} + c_B (x_{B0}, -x_{B0}, \gamma_B, -\gamma_B) + h_B (\dot{x}_{B0}, -\dot{x}_{B0}, \dot{\gamma}_B, -\dot{\gamma}_B) = \\ = \Sigma F_x (m_1, m_2);$$

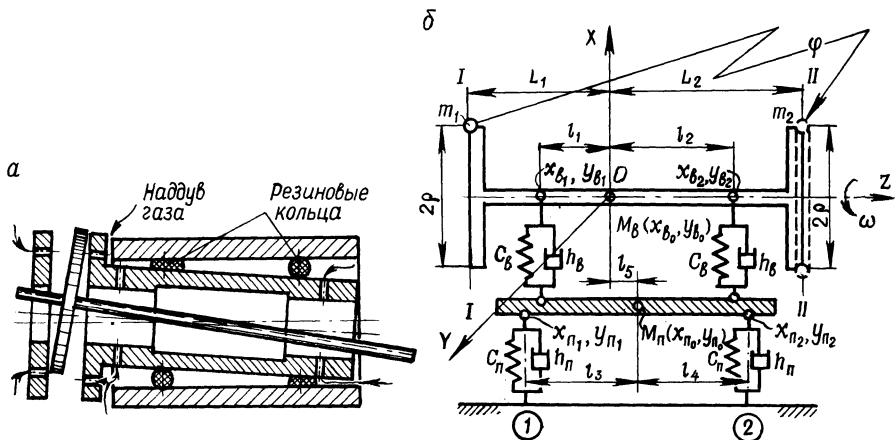


Рис. 1. Конструктивная схема (а) и динамическая модель (б) шпиндельного узла на опорах с газовой смазкой при упругодемпферном креплении подшипниковой втулки

$$M_B \ddot{y}_{B0} + c_B (y_{B0}, -y_{n0}, \alpha_B, -\alpha_n) + h_B (\dot{y}_{B0}, -\dot{y}_{n0}, \dot{\alpha}_B, -\dot{\alpha}_n) = \Sigma F_y (m_1, m_2);$$

$$M_n \ddot{x}_{n0} + c_B (-x_{B0}, x_{n0}, -\gamma_B, \gamma_n) + c_n (x_{n0}, \gamma_n) + h_B (-\dot{x}_{B0}, \dot{x}_{n0}, -\dot{\gamma}_B, \dot{\gamma}_n) + h_n (\dot{x}_{n0}, \dot{\gamma}_n) = 0;$$

$$M_n \ddot{y}_{n0} + c_B (-y_{B0}, y_{n0}, -\alpha_B, \alpha_n) + c_n (y_{n0}, \alpha_n) + h_B (-\dot{y}_{B0}, \dot{y}_{n0}, -\dot{\alpha}_B, \dot{\alpha}_n) + h_n (\dot{y}_{n0}, \dot{\alpha}_n) = 0;$$

$$I_B \ddot{\gamma}_B - J_B \omega \dot{\alpha}_B + c_B (x_{B0}, -x_{n0}, \gamma_B, -\gamma_n) + h_B (\dot{x}_{B0}, -\dot{x}_{n0}, \dot{\gamma}_B, -\dot{\gamma}_n) = \Sigma M_y (m_1, m_2);$$

$$I_B \ddot{\alpha}_B + J_B \omega \dot{\gamma}_B + c_B (y_{B0}, -y_{n0}, \alpha_B, -\alpha_n) + h_B (\dot{y}_{B0}, -\dot{y}_{n0}, \dot{\alpha}_B, -\dot{\alpha}_n) = \Sigma M_z (m_1, m_2);$$

$$I_n \ddot{\gamma}_n + c_B (-x_{B0}, x_{n0}, -\gamma_B, \gamma_n) + c_n (x_{n0}, \gamma_n) + h_B (-\dot{x}_{B0}, \dot{x}_{n0}, -\dot{\gamma}_B, \dot{\gamma}_n) + h_n (\dot{x}_{n0}, \dot{\gamma}_n) = 0;$$

$$I_n \ddot{\alpha}_n + c_B (-y_{B0}, y_{n0}, -\alpha_B, \alpha_n) + c_n (y_{n0}, \alpha_n) + h_B (-\dot{y}_{B0}, \dot{y}_{n0}, -\dot{\alpha}_B, \dot{\alpha}_n) + h_n (\dot{y}_{n0}, \dot{\alpha}_n) = 0,$$

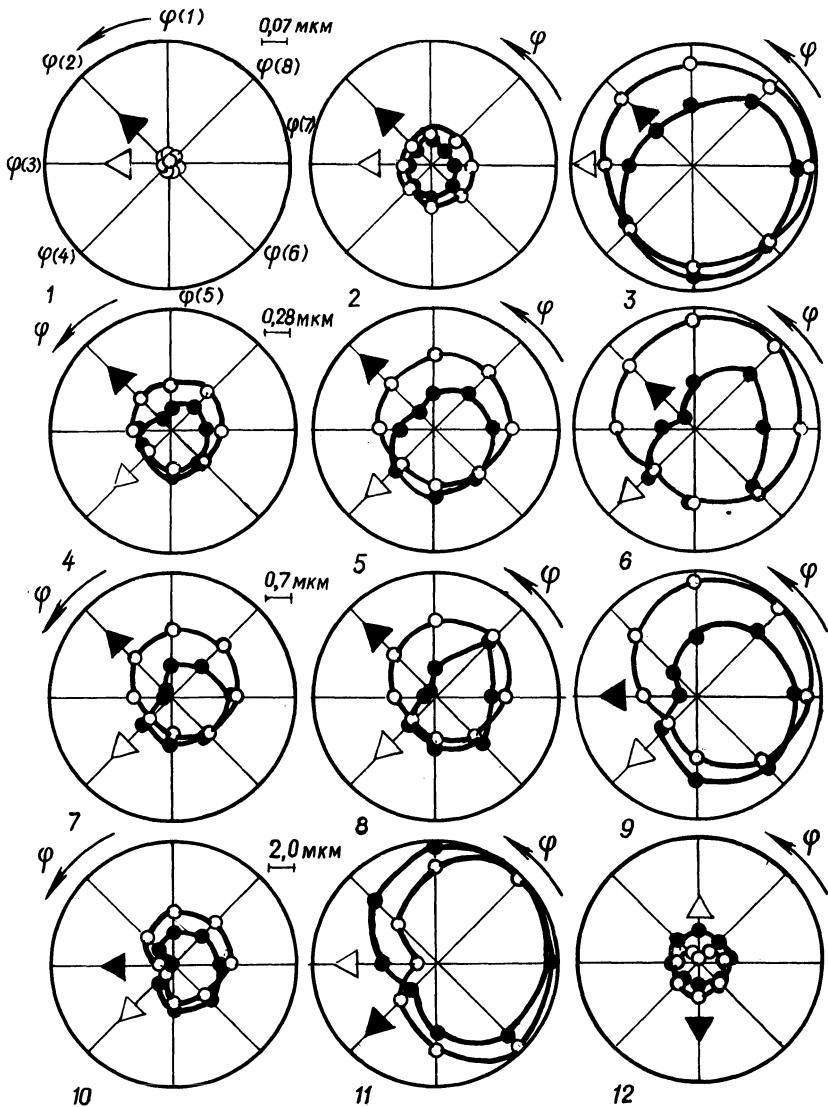


Рис. 2. Диаграмма влияния градиента фаз векторов остаточных дисбалансов в двух плоскостях коррекции на виброактивность роторной системы при 12 расчетных частотах вращения ротора:

●, ○ – радиальные колебания ротора соответственно в опорах 1 и 2; ▼, ▽ – векторы наименьшего влияния соответственно в опорах 1 и 2

где  $\gamma_{в(п)}$ ,  $\alpha_{в(п)}$  – углы отклонения оси вала (подшипника) в плоскости  $XOZ$  и  $YOZ$ ;  $\Sigma F_x(m_1, m_2)$ ,  $\Sigma F_y(m_1, m_2)$  – суммы проекций векторов дисбалансов от неуравновешенных масс на оси координат;  $I_{в(п)}$ ,  $J_{в(п)}$  – эква-

ториальный и полярный моменты инерции вала (подшипника);  $\Sigma M_y (m_1, m_2)$ ,  $\Sigma M_z (m_1, m_2)$  – суммы моментов векторов дисбалансов от неуравновешенных масс относительно осей координат.

Исследуем влияние градиента фаз  $\varphi$  векторов дисбалансов от одинаковых неуравновешенных масс  $m_1$  и  $m_2$  в плоскостях  $I-I$  и  $II-II$  на колебания ротора в опорах 1 и 2. Методика исследования и математическое обеспечение описаны в работе [1]. Амплитудные значения радиальных колебаний ротора в обеих опорах определялись при 12 выбранных значениях частот его вращения в диапазоне  $100 \dots 1670 \text{ с}^{-1}$ . Частоты вращения, параметры шпиндельного узла и упругие характеристики газового слоя приняты такими же, как в работе [1], что обеспечило сопоставимость результатов исследований динамических моделей шпиндельного узла при двух конструктивных исполнениях: с жестким и упругодемпферным креплением подшипниковой втулки. Были использованы также упругие характеристики резиновых колец из нитрильного каучука 1М17, полученные в [6] для данного типоразмера и сходных условий эксплуатации изделий (табл. 1). Остальные параметры модели приведены ниже:

$$\begin{aligned} l_3 \cdot 10^3 &= 74,6 \text{ м}; & M_{\text{II}} \cdot 10^2 &= 73,02 \text{ кг}; \\ l_4 \cdot 10^3 &= 74,6 \text{ м}; & I_{\text{II}} \cdot 10^2 &= 0,217 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ l_5 \cdot 10^3 &= 18,5 \text{ м}; & J_{\text{II}} \cdot 10^2 &= 0,021 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Результаты исследований представлены на вектор-диаграмме (рис. 2). Расположение векторов наименьшего влияния остаточной неуравновешенности для различных частот вращения ротора изменилось по сравнению со схемой узла с жестким креплением подшипниковой втулки. Наименьшие значения амплитуд колебаний ротора в опоре 1 для частот вращения, обозначенных условно цифрами 1–8, достигались при градиенте фаз  $\varphi$ , равном  $\pi/4$ . С ростом скорости вращения ротора оптимальный градиент фаз  $\varphi$  постепенно увеличивается до  $\pi$  при  $n = 1670 \text{ с}^{-1}$ . Характер изменения угловой координаты вектора наименьшего влияния для опоры 2 иной. Если на более низких частотах оптимальный градиент фаз  $\varphi$  увеличивается с  $\pi/2$  ( $n = 100, 230, 370 \text{ с}^{-1}$ ) до  $3\pi/4$  ( $n$  – от 440 до  $790 \text{ с}^{-1}$ ), то на частотах свыше  $800 \text{ с}^{-1}$  отмечается убывание оптимального градиента фаз до нуля. Изменилось также и соотношение

Табл. 1. Упругие характеристики резиновых опор подшипниковой втулки при расчетных значениях частот вращения ротора

Расчетный параметр	Номер ступени частоты вращения											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$n, \text{ с}^{-1}$	100	230	370	440	530	590	660	700	750	790	1000	1670
$c_{\text{II}} \cdot 10^{+6}, \text{ Н/м}$	3,8	4,4	3,9	3,6	3,8	3,6	3,7	3,8	3,5	3,4	3,4	3,3
$h_{\text{II}} \cdot 10^{+3},$	1,4	0,9	0,7	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3
$\text{Н} \cdot \text{с/м}$												

уровней колебаний роторной системы в опорах 1 и 2 по сравнению с первой схемой. За счет выбора рационального значения градиента фаз  $\varphi$  при одинаковых неуравновешенных массах в двух плоскостях коррекции достигается снижение виброактивности рассматриваемой роторной системы в несколько раз. Применение упругодемпферного подшипника позволило уменьшить также угол между векторами наименьшего влияния остаточной неуравновешенности для опор 1 и 2. Так, практически во всем рассматриваемом частотном диапазоне угол между ними не превышает  $\pi/2$  (значения 1–11), а во многих случаях (значения 1–3 и 9–11) равен  $\pi/4$ .

Таким образом, обоснованный выбор градиента фаз способствует повышению эффективности балансировки роторной системы с упругодемпферным креплением опор.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Коновалов И.В. Выбор оптимального градиента фаз векторов остаточных дисбалансов ротора с учетом внешнего дисбаланса от инструмента // Машиностроение. – Мн., 1987. – Вып. 13. – С. 108–114.
2. Пауэлл, Темпест. Исследование высокоскоростных машин с воздушными подшипниками на резиновых кольцах // Пробл. трения и смазки. – 1968. – № 4. – С. 40–49.
3. Казимерский З., Яжецкий К. Устойчивость газостатических подшипников на упругих опорах: Экспресс-информ. – М., 1980. – Вып. 25. Детали машин. – С. 6–15.
4. Бюфери Д.А., Диссэй Д.М. Повышение устойчивости работы воздушного подшипника с внешним наддувом с помощью каучуковых колец (экспериментальное исследование) // Пробл. трения и смазки. – 1980. – № 1. – С. 73–79.
5. Кельзон А.С. Динамика жесткого ротора, вращающегося в двух упругих опорах // Учен. зап. Ленинград. высш. инженер. мор. уч-ща им. адм. С.О. Макарова. – 1958. – Вып. 10. – С. 41–60.
6. Казимерский З., Яжецкий К. Граница устойчивости упругоопертых гибридных газовых радиальных подшипников // Пробл. трения и смазки. – 1979. – № 4. – С. 63–70.