

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ АНИЗОТРОПИИ ОПОР НА ГРАНИЦЫ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОБАЛАНСИРОВКИ РОТОРА ШАРАМИ

А.Н. Горбенко, О.П. Радченко

Керченский Морской Технологический Институт, Украина

Исследованы частотные границы устойчивости автоматической балансировки однодискового анизотропного ротора. Установлено, что действительные частотные диапазоны балансировки всегда уже, чем теоретические. Доказана необходимость точной настройки динамической роторной системы для достижения эффективной работы шарового балансирующего устройства. Для решения таких задач предложено численное решение системы уравнений движения.

Шаровые автобалансирующие устройства (АБУ), как один из способов повышения ресурса и снижения вибрации роторных машин, находят всё большее применение. Согласно теоретическим представлениям [1, 2] такие АБУ, состоящие из двух или нескольких шаров, помещенных в цилиндрическую полость или кольцевую канавку, расположенную в диске ротора концентрично его оси (рис. 1), эффективны при рабочей скорости вращения ω ротора большей критической. При соблюдении этого условия шары перемещаются в «лёгкую» область полости и стремятся занять положение, компенсирующее дисбаланс ротора, тем самым, смещая общий центр масс системы «ротор-автобалансир» к оси, проходящей через центры опор. В противоположном случае шары увеличивают дисбаланс ротора. Более достоверные экспериментальные исследования показывают, что непосредственно за критической скоростью шариковый АБУ не уравновешивает ротор [3], а эффект автобалансировки наблюдается только лишь при превышении некоторой граничной частоты вращения. Это обуславливается нелинейностью динамической системы «ротор-автобалансир» и влиянием внешнего трения ротора.

В случае, если жёсткость опор в двух взаимно перпендикулярных направлениях различна, то ротор имеет не одну, а две критические скорости. Исследуя вопрос определения частотных границ балансировки на основе приближенных теоретических решений в замкнутом виде, авторы [2, 4] показывают, что в случае однодискового ротора с анизотропными опорами имеется два частотных диапазона устойчивости автобалансировки: $p_1 < \omega < p_{cp}$ и $\omega > p_2$, где p_1 и p_2 – критические скорости (причём $p_1 < p_2$), а $p_{cp}^2 = (p_1^2 + p_2^2) / 2$. Ввиду того, что эти соотношения дают

представления об эффективности и границах устойчивости балансировки лишь в первом приближении, существует необходимость в более детальном изучении поведения шариковых АБУ в условиях анизотропии опор ротора с целью определения возможности их практического применения и получения более обоснованных рекомендаций для проектирования и установки устройства, чему и посвящена настоящая работа.

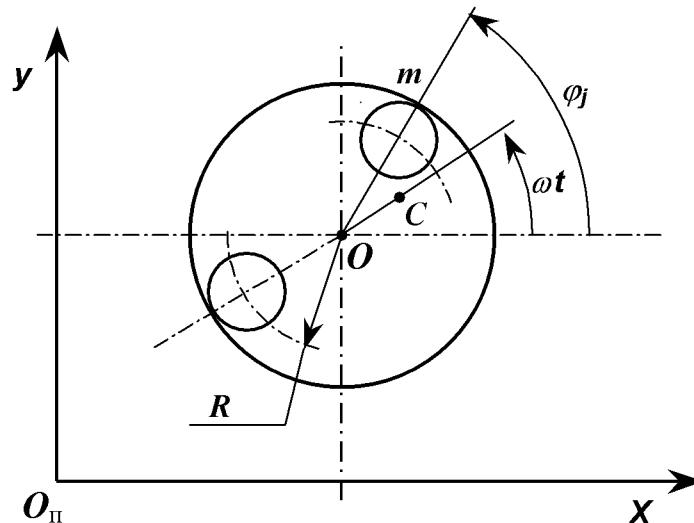


Рис. 1. Схема автобалансирующего устройства

В качестве математической модели механической системы однодискового, неуравновешенного ротора с шаровым АБУ принята известная система нелинейных дифференциальных уравнений движения [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x} + \bar{\beta} \dot{x} + p_1^2 x = \bar{M} r \omega^2 \cos \omega t + \bar{m} R \sum_{j=1}^n (\ddot{\phi}_j \sin \varphi_j + \dot{\phi}_j^2 \cos \varphi_j); \\ \ddot{y} + \bar{\beta} \dot{y} + p_2^2 y = \bar{M} r \omega^2 \sin \omega t + \bar{m} R \sum_{j=1}^n (-\ddot{\phi}_j \cos \varphi_j + \dot{\phi}_j^2 \sin \varphi_j); \\ R \ddot{\phi}_j + \bar{\beta}_0 R (\dot{\phi}_j - \omega) = \ddot{x} \sin \varphi_j - \ddot{y} \cos \varphi_j, j = 1, 2, \dots, n. \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\bar{\beta} = \frac{\beta}{M + nm}$; $\bar{\beta}_0 = \frac{\beta_0}{m}$; $p_{1,2}^2 = \frac{K_{1,2}}{M + nm}$; $\bar{M} = \frac{M}{M + nm}$; $\bar{m} = \frac{m}{M + nm}$;

x, y – координаты точки О крепления диска к валу; φ_j – угловое положение j -го шарика относительно оси x ; β, β_0 – коэффициенты вязкого трения ротора и шаров; R – радиус окружности движения шариков; r – эксцентриситет ротора; M – масса ротора; m – масса

шара; n – количество шаров; $K_{1,2}$ – коэффициенты жёсткости опор.

Очевидно, что ввиду отсутствия точных решений уравнений движения (1), для уточнения динамических свойств механической системы следует воспользоваться численными методами исследования. Для численного решения системы уравнений (1) использовался метод Рунге-Кутта. Численный анализ осуществлялся следующим образом. Задавалась исследуемая частота вращения ротора, положение шаров принималось незначительно отличающимся от максимально уравновешивающего. Далее, без изменения угловой скорости ротора просчитывался переходный процесс динамической системы «ротор-автобалансир». По результатам переходного процесса делался вывод об устойчивости и эффективности автобалансировки при соответствующих условиях расчёта. Далее частота вращения (либо другие начальные данные) изменялась, и расчёт переходного процесса повторялся.

О наличии эффекта автобалансировки в данных расчётах можно судить по поведению шаров во время переходного процесса. Для расчётов была взята математическая модель автобалансира с двумя шарами. В таком случае существует только одно положение шаров, при котором ротор уравновешен. Если во время переходного процесса каждый из шаров испытывает затухающие колебания, вокруг уравновешивающего ротор положения, то условия можно признать поддерживающими автобалансировку. Если же амплитуда колебаний шаров вокруг уравновешивающего положения увеличивается, что неизбежно приводит к вращению шаров (шара) в полости АБУ с частотой отличающейся от ω , то это свидетельствует об отсутствии эффекта балансировки.

Критерием эффективности автобалансировки в настоящей работе была принята величина прогиба ротора e , т. е. Амплитуда колебаний диска. На рис. 2 показана зависимость прогиба вала от скорости вращения ротора для динамической системы «ротор-автобалансир», находящейся в анизотропных опорах, с критическими скоростями p_1 и p_2 (в проведённых расчётах значение $p_1=157\text{c}^{-1}$, $p_2=385\text{c}^{-1}$, $p_{cp}=294\text{c}^{-1}$).

Расчеты проводились при следующих значения параметров динамической системы: $r = 0,5\text{мм}$, $M = 40\text{кг}$, $m = 0,05\text{кг}$, $n = 2$, $R = 0,3\text{м}$, $K_1 = 1 \text{ МН/м}$, $K_2 = 6 \text{ МН/м}$, $\beta = 150 \text{ кг/с}$, $\beta_0 = 0,33 \text{ кг/с}$.

Как видно из графиков результаты численных расчётов подтвердили известные теоретические утверждения лишь частично. Действительно, в указанных выше областях ω имеет место эффект автобалансировки, более того p_{cp} действительно

является верхней частотной границей первого диапазона балансировки. Однако нижние границы обоих диапазонов всегда лежат выше p_1 и p_2 (в данном случае для первого диапазона — $p_{ep1}=1,21\dots 1,34p_1$, для второго — $p_{ep2}=1,22\dots 1,30p_2$), что значительно сужает области проявления эффекта автобалансировки. Кроме того, эффективность автобалансировки в первом диапазоне заметно ниже, чем во втором. Исследования показали, что существенно влияют на значения нижних границ конструктивные параметры роторной системы, такие как относительная масса шара m/M , относительный радиус беговой дорожки R/r и коэффициенты вязкого трения β и β_0 .

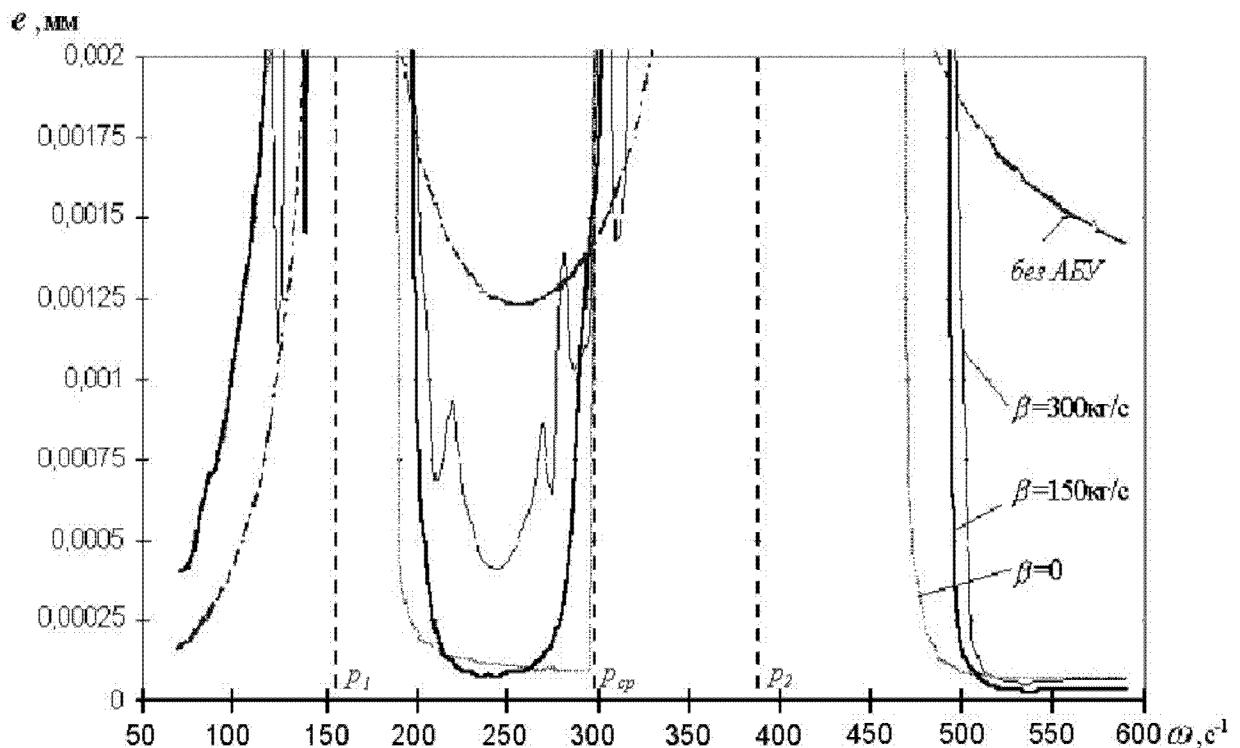


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика механической системы

Проведено исследование влияния внешнего трения ротора на прогиб ротора e и на значения нижних границ диапазонов устойчивости p_{ep1} и p_{ep2} , результаты которого представлены на рис. 3. Оптимальными значениями коэффициента внешнего трения β просчитанного ротора являются значения близкие 50 кг/с. При больших значениях, а также при нулевом трении, увеличиваются значения нижних границ, а в первом диапазоне, кроме того, значительно ухудшается качество балансировки. Причём при значениях коэффициента внешнего трения больших 300 кг/с в частотном диапазоне $p_1 < \omega < p_{cp}$ уменьшения дисбаланса ротора вообще не наблюдается.

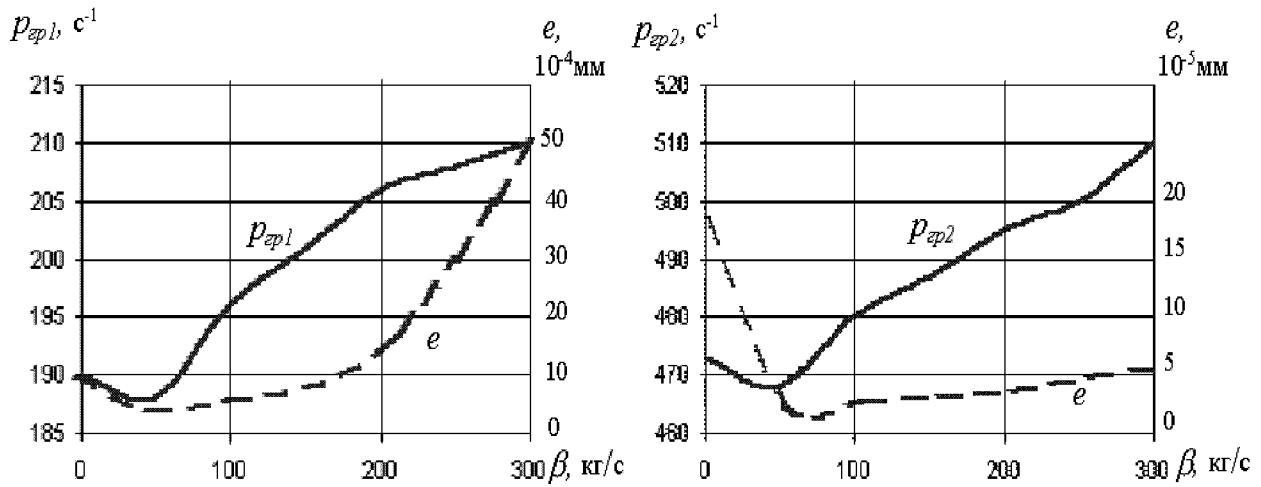


Рис. 3. Влияние внешнего трения на границы устойчивости автобалансировки и прогиб ротора.

Таким образом, настоящая работа позволяет сделать следующие выводы. Балансировка шариковым балансиром роторов, установленных в анизотропных опорах, имеет место в двух частотных диапазонах, в целом соответствующих результатам теоретических исследований. Однако значения действительных границ значительно сужают реальные размеры этих диапазонов, а в некоторых случаях (при $p_{zp1} > p_{cp}$) делают невозможной автобалансировку в первом частотном диапазоне. Следовательно, для обеспечения эффективного практического применения АБУ, и полезного использования всех частотных диапазонов автобалансировки, необходима точная настройка механической системы «ротор-автобалансир». Для решения подобных задач можно использовать численный анализ уравнений движения динамической системы «ротор-автобалансир», с последующей экспериментальной доводкой.

Литература

1. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике. М.: Наука, 1981. . – 325 с.
2. Нестеренко В.П. Теория и практика устройств автоматической балансировки: Автореферат к дисс. на соиск. ст. д.т.н .: – Новосибирск, 1990. – 35 с.
3. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А.Гусаров, В.И.Сусанин, Л.Н.Шаталов, Б.М.Грушин. – М.: Наука, 1979. – 151 с.
4. Агафонов Ю.В., Базыкин Ю.В. Исследование устойчивости шарикового автобалансира роторной системы на анизотропных опорах. – Машиноведение, 1985, №5, с. 111-113.

Библиографическое описание статьи:

Горбенко А.Н., Радченко О.П. Численный анализ влияния анизотропии опор на границы устойчивости автобалансировки ротора шарами // Труды международной научно-технической конференции «Надежность машин и прогнозирование их ресурса» (Ивано-Франковск – Яремча, 20 – 22 сентября 2000 г.). – Том 2. – Ивано-Франковск: ИФГТУНГ. – 2000. - с. 545-549.