Бирюкова О.А.; Григорьев Е.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ВИБРАЦИЙ ДИСКА ОДНОДИСКОВОГО УСТРОЙСТВА РЕЗЕРВНОГО КОПИРОВАНИЯ И ХРАНЕНИЯ ИНФОРМАЦИИ

Среди различных типов устройств резервного копирования и хранения информации в сетях хранения данных телекоммуникационных систем особое место занимают дисковые устройства (ДУРК) со сменными носителями, обладающие практически неограниченной емкостью, высокой надежностью, большой скоростью выборки и передачи информации [1,2]. Дальнейшее усовершенствование имеющихся и создание новых ДУРК направлено на повышение плотности записи информации и надежности работы устройств [3,4]. Основным параметром, существенно обуславливающим точность передаваемой информации методом магнитной записи, является стабильное пространственное положение носителя информации и магнитных головок.

Одной из основных причин колебаний диска ДУРК являются шарикоподшипниковые опоры основного вала, поскольку неточности изготовления деталей предварительно натянутого шарикоподшипника вызывают колебания ротора. Основной вал ДУРК представляет собой вертикальный жесткий ротор, вращающийся в двух предварительно натянутых радиально-упорных шарикоподшипниках высокой точности. Проведенные аналитические исследования показали, что воздействие двух шарикоподшипников на колебания ротора равно сумме воздействий каждого из шарикоподшипников в отдельности. Для ДУРК основной нагрузкой, воспринимаемой подшипниками, является усилие предварительного натяга.

Положение ротора определяется шестью независимыми координатами: тремя координатами x, y, z положения центра масс ротора и тремя углами β, γ, φ Угол β представляет собой угол, расположенный между осью ротора и плоскостью xz, а угол γ - между проекцией оси ротора на плоскость xz и осью z. Угол φ - угол поворота ротора вокруг своей оси. При постоянной скорости вращения ротора $\varphi = \omega t$.

Ввиду малости перемещений ротора можно ограничиться рассмотрением линеаризованных дифференциальных уравнений, полученных методом Лагранжа:

$$
\begin{aligned}
&m\ddot{x} + n_1\dot{x} + c_{11}x + c_{15}\gamma = E_x(t)\\
&my + n_2\dot{y} + c_{22}y + c_{24}\beta = E_x(t)\\
&m\ddot{z} + n_3\dot{z} + c_{33}z = E_x(t)\\
&I\ddot{\beta} - I_p\omega\dot{\gamma} + n_4\dot{\beta} + c_{42}y + c_{44}\beta = E_\beta(t)\\
&I\ddot{\gamma} + I_p\omega\dot{\beta} + n_5\dot{\gamma} + c_{51}x + c_{55}\gamma = E\gamma(t)
\end{aligned}
\qquad (1)
$$

где m - масса ротора,

I, I_p - экваториальный и полярный моменты инерции ротора, соответственно,

n_i - коэффициенты сопротивления среды,

c_{ij} - коэффициенты у переменных первой степени,

$E_q(t)$ - возмущения, создаваемые геометрическими неточностями изготовления дорожек качения шарикоподшипников при вращении ротора.

Возмущения $E_q(t)$ представляют собой сумму гармоник. Частоты этих гармоник представляют собой линейные функции ω, ω_c и $\omega_ш$ (ω_c - угловая скорость вращения сепаратора, $\omega_ш$ - угловая скорость вращения шариков относительно сепаратора). На рис. 1 представлены ожидаемые частоты осевых (а), радиальных и угловых (б) колебаний основного вала ДУРК, вызываемых неточностями изготовления дорожек качения шарикоподшипников. Частоты рассчитаны для диапазона до 500 гц, где значительно влияние подшипников на колебания ротора. При этом учтены лишь частоты, вызываемые в отдельности наружными (длинные штрихи) и внутренними (средние штрихи) кольцами, а также шариками (короткие штрихи); не учтены частоты колебаний, вызываемых совокупным действием погрешностей изготовления наружного и внутреннего колец или действием одного из колец и шариков.

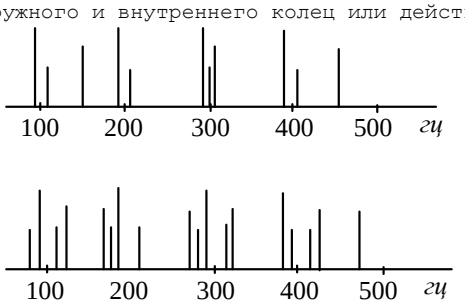

Рис. 1. Ожидаемые расчетные частоты осевых (а), радиальных и угловых (б) колебаний основного вала ДУРК, вызываемых подшипниками качения

Для обеспечения возможно более стабильного зазора между магнитной головкой и носителем информации во времени необходимо выявить возмущения, вызывающие колебания этого зазора в рабочих условиях, определить степень влияния возмущений и предусмотреть меры по снижению их влияния. Рассматривая случайные колебания зазора как стохастический процесс (т.е. в качестве независимого переменного случайной функции принимая время t) в рамках корреляционно-спектральной теории случайных процессов, исследуемую систему можно аппроксимировать линейной математической моделью с несколькими входами и выходами. Необходимо отметить, что при построении математических моделей функционирующих систем используется только эмпирический материал, связанный с изучением реальных входных и выходных сигналов исследуемого объекта, что позволяет наиболее полно учитывать реальные условия его функционирования.

В данной статье исследуется одномерная динамическая система, т.е. система с одним выходом. За вход данной системы принимаются осевые колебания основного вала подшипниковой подвески, а за выход - колебания зазора между магнитной головкой и диском однодискового запоминающего устройства со сменным носителем информации. Реализации случайных колебаний фиксировались емкостными методами, согласно рис. 2. Показания датчиков усиливались и передавались в преобразователь «аналог-цифра», разработанный для ЭВМ.

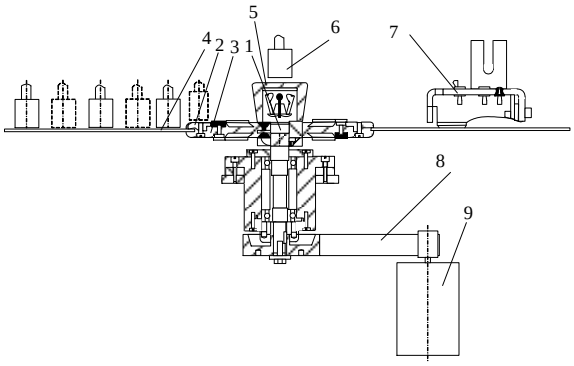

Рис. 2. Стенд однодискового запоминающего устройства:
1 - основной вал, 2 - ступица, 3 - фланец, 4 - диск, 5 - прижимной колпак, 6 - емкостной датчик, 7 - устройство для передвижения магнитной головки (повернуто на 90°), 8 - передача, 9 - двигатель

Преобразователь дискретизирует аналоговый сигнал с заданным шагом дискретизации и полученную последовательность импульсов передает в оперативную память ЭВМ для последующей математической обработки по соответствующим программам. Таким образом, существенно укоротился процесс перевода экспериментальных кривых в машинный код и уменьшилась вероятность появления ошибок в исходных данных.

В результате обработки экспериментальных данных были определены оценки статистических характеристик в рамках корреляционно-спектральной теории случайных функций. Для иллюстрации этого процесса на рис. 3 представлен график спектральной плотности осевых колебаний основного вала ДУРК. На рис. 4 приведены графики спектральных плотностей поперечных колебаний дискового носителя информации диаметром 180 (кривая 1) и 210 мм (кривая 2) при вращении его со скоростью 1250 об/мин.

Логарифмическая амплитудная характеристика вычислялась по формуле

$$A(\omega) = 20\lg|W(j\omega)| = \frac{|S_{yx}(j\omega)|}{S_x(\omega)}, \qquad (2)$$

где $S_x(\omega)$ - энергетическая спектральная плотность входного сигнала;

$S_{yx}(j\omega)$ - энергетическая взаимная спектральная плотность между сигналами входа и выхода.

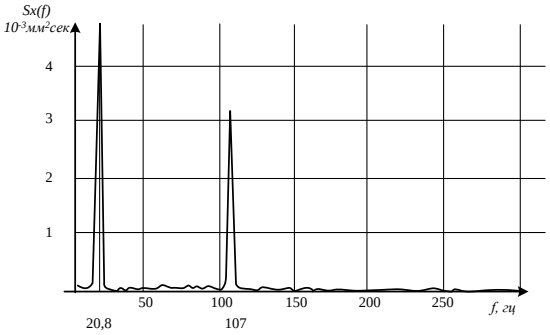

Рис. 3. Спектральная плотность осевых колебаний основного вала ДУРК

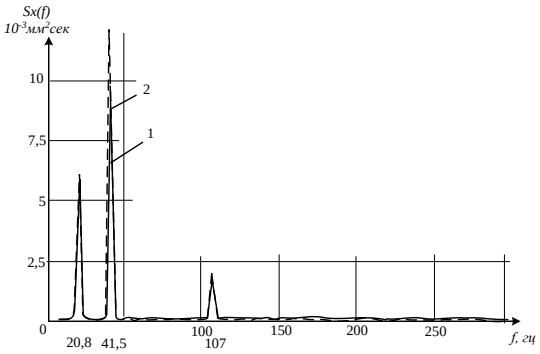

Рис. 4. Спектральные плотности поперечных колебаний диска диаметром 180 (кривая 1) и 210 мм (кривая 2)

На рис. 5 приведены графики экспериментальной логарифмической амплитудной характеристики (кривая 1) и ее аппроксимирующей асимптотической характеристики (кривая 2) зависимости зазора между диском и магнитной головкой в диаметре 180 мм от осевых колебаний основного вала подшипниковой подвески при скорости вращения, равной 1250 об/мин. Аппроксимирующая передаточная функция системы, построенная по экспериментальной кривой 2, имеет вид:

$$W(j\omega) = \frac{1{,}778(1+0{,}0483j\omega)^2(1+0{,}0161j\omega)^4(1+0{,}0097j\omega)}{(1+0{,}024j\omega)^6(1+0{,}0081j\omega)} \qquad (3)$$

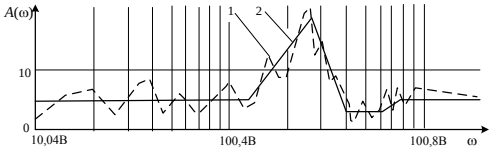

Рис. 5. Логарифмическая амплитудная характеристика (1) и ее аппроксимирующая асимптотическая характеристика (2) в зависимости от зазора между диском и магнитной головкой от осевых колебаний основного вала подшипниковой подвески (скорость вращения 1 250 об/мин)

Удобство использования логарифмических характеристик заключается в том, что они легко аппроксимируются отрезками прямых линий - асимптотами, что чрезвычайно упрощает их построение. Аппроксимация была проведена графоаналитическим методом. Наклон асимптот принят 20 k дб на декаду (k - целое число). Еще более важным преимуществом логарифмических частотных характеристик являются простота и наглядность методов синтеза линейных систем, основанных на использовании этих характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. JetInfo № 9 (112)/2002. Сети хранения данных (SAN). Денис Голубев, Алексей Лобанов.

2. Backup and Restore Practices for the Enterprise. Stan Stringfellow, Miroslav Klivansky, Michael Barto, Michael Barton. Prentice Hall PTR. ISBN: 013089401X.

3. Configuring and Tuning Databases on the Solaris Platform. Allan N. Packer, Sun Microsystems Press. ISBN: 0130834173.

4. Configuring and Tuning Oracle Storage with VERITAS Database Edition™ for Oracle. Best Practices for Optimizing Performance and Availability for Oracle Databases on Solaris. http://eval.veritas.com/downloads/pro/dbed22_best_practi-ces_paper.pdf.