

$$- \frac{k^2}{\omega_i^2} \cos \omega_i t - \frac{k}{\omega_i} \sin \omega_i t). \quad (7)$$

При установившемся движении  $k \rightarrow \infty$  имеем:

$$x_1 = \frac{M_c}{I_1} \sum_{i=1}^3 \frac{A_i}{\omega_i^2} (1 - \cos \omega_i t) + \frac{C}{I_1} \sum_{i=1}^3 A_i \times$$

$$\times \frac{q \sin \omega_i t - \omega_i \sin q t}{\omega_i (\omega_i^2 - q^2)} + \frac{A}{I_2} \sum_{i=1}^3 (B_i c_{34} - A_i) \times$$

$$\times \frac{m \sin \omega_i t - \omega_i \sin m t}{m(\omega_i^2 - m^2)}. \quad (8)$$

В выражении (7) слагаемые не зависят от частот возмущающих моментов, т.е. нет зон резонанса в колебаниях системы. Следовательно, колебательный процесс при разгоне системы не оказывает влияния на долговечность звеньев системы.

Из выражения (8) следует, что при установившемся движении системы существуют зоны резонанса при значениях собственных частот основных и реактивного звеньев, близких к частотам возмущающих моментов. Значит, вынужденные колебания в системе при установившемся режиме оказывают влияние на долговечность ее звеньев.

УДК 621.825.6:620.199

## Л.Я.Пешес, Ю.В.Скорынин, П.А.Удовидчик, Е.С.Яцура УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ КАРДАНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Карданные передачи являются неотъемлемой частью технических объектов, у которых необходимо осуществить передачу крутящего момента между агрегатами, имеющими в процессе эксплуатации относительные перемещения. Надежность карданной передачи в значительной степени определяется работоспособностью карданных игольчатых подшипников. Ресурс карданных подшипников современных машин значительно уступает срокам службы объектов, в которых они работают. В связи с

этим задача повышения ресурса работоспособности рассматриваемых изделий является весьма актуальной,

Исследование отказов карданных подшипников показало, что они вызваны различными видами износа и усталостных повреждений, связанных со многими конструктивными, технологическими и эксплуатационными факторами. Такое многообразие причин, влияющих на работоспособность, не позволяет осуществить более или менее точный расчет подшипников. Результаты имеющихся расчетов, основанных на эмпирических зависимостях, не отражают реальной картины процессов разрушения и не согласуются с фактическими данными по наработке. С другой стороны, для разработки и реализации различных направлений повышения надежности карданных подшипников необходимо наличие методов своевременного диагноза их работоспособности. Решение этой задачи может быть выполнено только путем проведения ускоренных испытаний на надежность. В настоящей статье рассматривается оборудование и дается методика таких испытаний.

На рис. 1 изображена кинематическая схема стенда для испытаний карданных подшипников. Стенд выполнен с невращающимися карданными шарнирами. Испытываемые подшипники устанавливаются во фланцах-вилках соответствующей карданной передачи. Стенд позволяет одновременно испытывать партию карданных подшипников и получать при этом короткую и жесткую кинематическую цепь, обеспечивающую одинаковые условия нагружения испытываемых подшипников при одновременном действии статической и циклической нагрузок. При вращении барабана эксцентрично расположенный внутри него вал совершает круговое поступательное движение, а связанные с ним ветви карданных шарниров описывают телесный угол  $2\gamma$ . В результате в карданных подшипниках воспроизводится движение, имеющее место при равномерном вращении карданной передачи с углом наклона  $\gamma$ . Осевые перемещения, возникающие в карданных шарнирах, компенсируются специальными муфтами, разработанными в ИНДМАШ АН БССР. Муфты установлены в корпусе стенда на подшипниках качения и дают возможность одновременно с нагружением статическим крутящим моментом осуществлять качательное движение цепочки карданных шарниров относительно своих осей с помощью циклической нагрузки, что позволяет при испытаниях моделировать крутильные колебания карданной передачи.

Стенд дает возможность проводить испытания при частотах вращения  $8...53 \text{ с}^{-1}$  и статических нагружающих моментах  $0...8 \text{ кН}\cdot\text{м}$ . Система управления обеспечивает автоматическую работу стенда по заданной программе, т.е. отработку одинаковых блоков нагружения. Каждый блок представляет собой набор режимов, каждый из которых характеризуется частотой вращения, величиной нагрузочных крутящих моментов и длительностью. Максимальное время реализации одного блока составляет 75 мин. Длительность отдельных режимов внутри блока устанавливается программой испытаний.

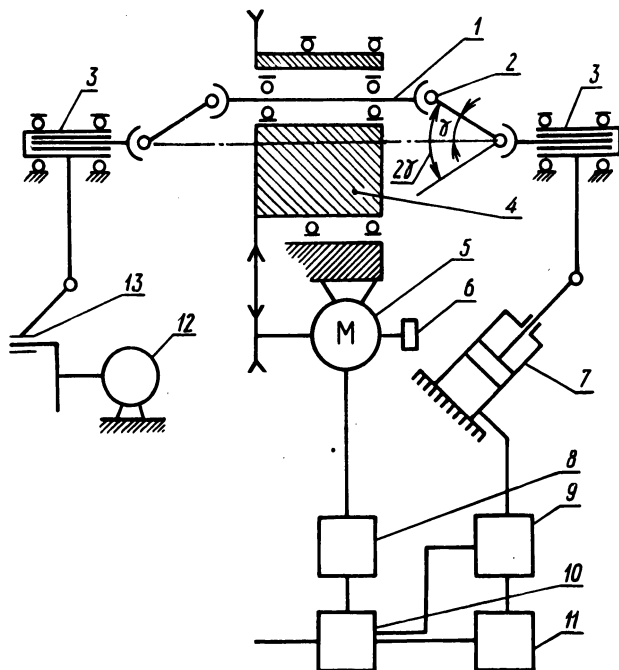


Рис. 1. Кинематическая схема стенда для испытания карданных подшипников: 1 — вал; 2 — карданные шарниры; 3 — муфта; 4 — барабан; 5, 12 — электродвигатели постоянного тока; 6 — тахометр, 7 — гидроцилиндр нагружателя; 8 — блок питания; 9 — гидрпанель управления; 10 — программный блок; 11 — насосная станция; 13 — циклический нагружатель.

Рассмотрим испытания на надежность двух партий подшипников, нагружаемых блоками разных типов. Пусть каждая партия нагружается следующими блоками одного типа:

Режим X X<sub>1</sub> X<sub>2</sub> ... X<sub>l</sub>Режим Y Y<sub>1</sub> Y<sub>2</sub> ... Y<sub>r</sub>Время t t<sub>1</sub> t<sub>2</sub> ... t<sub>l</sub>Время τ τ<sub>1</sub> τ<sub>2</sub> ... τ<sub>r</sub>

Если эксперимент проведен до достижения предельного состояния (отказа) всеми изделиями каждой партии, то из линейной модели накопления повреждений вытекают следующие равенства:

$$\sum_{i=1}^l \frac{t_i}{t_{X_i}} = \frac{1}{m_X}, \quad \sum_{j=1}^r \frac{\tau_j}{\tau_{Y_j}} = \frac{1}{m_Y}, \quad (1)$$

где  $t_{X_i}$ ,  $\tau_{Y_j}$  — средние сроки службы изделий соответственно в режимах X<sub>i</sub>, Y<sub>j</sub>;  $m_X = \frac{1}{N_1} \sum_{i=1}^l m_X^{(i)}$ ,  $m_Y = \frac{1}{N_2} \sum_{j=1}^r m_Y^{(j)}$ ;  $m_X^{(i)}$ ,  $m_Y^{(j)}$  — число циклов до разрушения i-го изделия соответственно в режиме X и Y; N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub> — объем партий, испытываемых в режиме X и Y.

Пусть режим Y > X, т.е. удовлетворяет принципу форсирования [1]. Тогда сокращение времени испытаний в режиме Y по отношению к длительности испытаний в режиме X оценивается величиной

$$c = m_X \sum_{i=1}^l t_i / m_Y \sum_{j=1}^r \tau_j. \quad (2)$$

Из (1) для отношения  $m_X/m_Y$  следует равенство

$$\frac{m_X}{m_Y} = \frac{\sum_{j=1}^r \tau_j / \tau_{Y_j}}{\sum_{i=1}^l t_i / t_{X_i}}.$$

Так как в рассматриваемом случае отношение  $\frac{t_{X_i}}{\tau_{Y_j}} = f_{X_i Y_j}$

представляет собой некоторую постоянную величину, зависящую только от значений  $X_i$  и  $Y_j$ , то

$$\frac{m_X}{m_Y} = \frac{\sum_{j=1}^r \tau_j^f V_{Y_j}}{\sum_{i=1}^r t_i^f V_{X_i}},$$

где  $V$  — некоторый режим, выбранный из набора  $X_i, Y_j$ ;  $i = \overline{1, l}$ ;  $j = \overline{1, r}$ . Зависимость (2) при этом примет вид

$$c = \frac{(\sum_{j=1}^r \tau_j^f V_{Y_j}) \sum_{i=1}^l t_i}{(\sum_{i=1}^l t_i^f V_{X_i}) \sum_{j=1}^r \tau_j}. \quad (3)$$

Функция связи  $f_{X_i Y_j}$  для игольчатых подшипников при оди-

наковой циклической нагрузке, разных статических составляющих  $M_{X_i}, M_{Y_j}$  и частотах вращения  $n_{X_i}, n_{Y_j}$ ,  $X_i = [M_{X_i}, n_{X_i}]$ ,  $Y_j = [M_{Y_j}, n_{Y_j}]$  представляет собой зависимость [2]

$$f_{X_i Y_j} = \left(\frac{M_{Y_j}}{M_{X_i}}\right)^k \cdot \frac{n_{Y_j}}{n_{X_i}}, \quad k = 3,3. \quad (4)$$

Ускоренные форсированные испытания на надежность предлагается организовать следующим образом. Испытываются две партии подшипников одинакового объема  $N$ . Одна партия в фор-

сированном режиме  $Y$ , представляющем собой повторяющийся программный блок  $(Y_1, Y_2, \dots, Y_1)$ , а вторая - сначала в нормальном режиме  $X$ , также состоящем из идентичных блоков  $(X_1, X_2, \dots, X_1)$ , а затем в указанном режиме  $Y > X$ . При испытаниях фиксируются значения наработок до предельного состояния (отказа)  $\tau_Y^{(i)}$  (или  $m_Y^{(i)}$ ) в каждой партии в режиме  $Y, i = \overline{1, N}$ ; и в режиме  $X - t_X^{(i)}$  (или  $m_X^{(i)}$ ),  $i = \overline{1, s}$ ; на второй ступени - в режиме  $Y - \bar{\tau}_Y^{(i)}$  (или  $\bar{m}_Y^{(i)}$ ),  $i = \overline{s+1, N}$ , где  $s$  - количество объектов, достигших предельного состояния на первой ступени.

По результатам испытаний определяется величина

$$c_{XY} = \frac{\sum_{i=1}^s t_X^{(i)} + (N-s)t_{XY}}{\sum_{i=1}^N \tau_Y^{(i)} - (N/N-s) \sum_{i=s+1}^N \tau_Y^{(i)}} =$$

$$= \frac{\left( \sum_{i=1}^1 t_i \right) \left[ \sum_{i=1}^s m_X^{(i)} + (N-s)m_{XY} \right]}{\left( \sum_{i=1}^r \tau_i \right) \left[ \left( \sum_{i=1}^N m_Y^{(i)} \right) - (N/N-s) \sum_{i=s+1}^N m_Y^{(i)} \right]}, \quad (5)$$

где  $t_{XY}$ ,  $m_{XY}$  - соответственно время и числа циклов (блоков).

Эксперимент на первой ступени второй партии можно не проводить, если имеются  $N$  объектов, отработавших в эксплуатационных условиях известные отрезки времени  $t_{X_0}^{(i)}$ ,  $i = \overline{1, N}$ . Указанные объекты устанавливаются для испытаний в режиме  $Y$  и по результатам испытаний находится значение

$$c_{X_0 Y} = \frac{\sum_{i=1}^N t_{X_0}^{(i)}}{\sum_{i=1}^N \tau_Y^{(i)} - \sum_{i=1}^N \bar{\tau}_Y^{(i)}} = \frac{\sum_{i=1}^N t_X^{(i)}}{\left( \sum_{i=1}^r \tau_i \right) \left( \sum_{i=1}^N m_Y^{(i)} - \sum_{i=1}^N m_Y^{(i)} \right)}. \quad (6)$$

Значения  $\tau_Y^{(i)}$ ,  $i = \overline{1, N}$ , полученные в результате испытаний первой партии, позволяют по программе "Парус" для ЭВМ ЕС-1020, разработанной в ИНДМАШ АН БССР, определить тип и параметры закона распределения  $F_Y(t)$ . Законы распределения соответственно в нормальном и эксплуатационном режимах определяются из соотношений:

$$F_X(t) = F_Y(t/c_{XY}), \quad F_{X_0}(t) = F_Y(t/c_{X_0 Y}).$$

Последние позволяют установить все значения количественных характеристик надежности (моменты, квантили и т.д.) в режимах  $X$  и  $X_0$ .

Сопоставляя расчетные значения, полученные из (3), и величины, найденные из (5) или (6), можно уточнить коэффициент  $K$  функции связи (4) для исследуемых карданных подшипников.

#### Л и т е р а т у р а

1. Пешес Л.Я., Степанова М.Д. Основы теории ускоренных испытаний на надежность. Минск, 1972. 2. Бейзельман Р.Д. и др. Подшипники качения. Справочник. М., 1975.

УДК 621.96

Н.К.Старцев, В.Ф.Горошко

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВЫХ И МЕХАНИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ ДЕТАЛИ НА ГЕОМЕТРИЧЕСКУЮ ТОЧНОСТЬ ПРИ ГЛУБИННОМ ШЛИФОВАНИИ ПАЗОВ

Исследование температуры в зоне резания при глубинном шлифовании пазов показывает, что она может стать причиной возникновения деформаций детали, приводящих к изменению геометрической точности шлифуемых пазов. Как видно из рис. 1, характер деформаций зависит от того, как производится обработка паза – по целому материалу или после предварительной обработки. В первом случае в зоне контакта периферии круга с изделием возникает высокая температура, доходящая до 1723°К. А в зоне контакта торцевых поверхностей круга с изделием она составляет лишь 323...373°К. Вследствие этого в начальный момент паз раскрывается, а при остывании