

621.891 (093)

К ОЦЕНКЕ РЕСУРСА УЗЛОВ ТРЕНИЯ ПРИВОДНЫХ СИСТЕМ

Д-р техн. наук, проф. С. И. МАЛАФЕЕВ, канд. техн. наук, доц. А. И. КОПЕЙКИН

Рассматривается колебательный метод оценки ресурса узлов трения приводных систем. Метод основан на использовании электромеханической колебательной системы с управляемой «электрической пружиной» и позволяет определять ресурс опорных элементов, например, подшипников, механической части приводной системы по измеренным параметрам электрических и механических колебаний

The oscillatory method of an estimation of a friction units resource of the drive systems is considered. The method is based on use of electromechanical oscillatory system with controlled by «an electric spring» and allows to define a resource of basic elements, for example, bearings, a mechanical part of the drive systems on the measured parameters of electric and mechanical fluctuations.

Важнейшими узлами приводных систем являются опоры электродвигательного и механического передаточных устройств. Трение в опорах снижает к.п.д., вызывает нагрев элементов изделия, изменение свойств материалов, смазки, геометрических размеров деталей, нарушает равномерность движения, а в отдельных случаях вызывает низкочастотные колебания. В результате снижается срок службы приводных систем. Поэтому в процессе эксплуатации особое значение имеет оценка и прогнозирования ресурса приводных систем.

Предлагается новый метод оценки ресурса приводных узлов трения, в частности подшипниковых узлов, основанный на измерении моментов сил трения в режиме колебаний.

Практическая реализация метода основана на применении колебательной электромеханической системы (КЭМС) с управляемой электрической пружиной [1]. Математическое описание этих систем для режима вынужденных установившихся колебаний, а также их возможности для идентификации характеристик и показателей электроприводов изложены в [2]. Параметры колебательного движения определяются величиной и частотой сигнала задающего генератора и значением постоянного тока в обмотке статора, подключаемой к источнику постоянного тока — регулятору жесткости электрической пружины.

В качестве информативных параметров для расчета момента сил трения используются управляющее напряжение U_A с частотой f и ток I_A усилителя мощности, ток I_B регулятора жесткости, угол поворота θ и угловая скорость вращения ω_m ротора, а также углы сдвига фаз между этими переменными. С помощью описанной установки снимаются экспериментальные осциллограммы U_A , I_A , θ , ω_m в вынужденном режиме ее работы при различных угловых частотах ω_m и амплитудах θ_m качания ротора. Обработка зависимостей производится через интервал времени Δt , зависящий от частоты колебаний.

Момент синхронного двигателя определяется по формуле

$$M_c = M_A \cos(\omega t + \varphi_A) - M_d \sin(\omega t + \varphi_A), \quad (1)$$

где $M_A = (k_n - J\omega^2)\theta_m$ — амплитуда основной составляющей момента синхронного двигателя; $M_d = k_n\omega\theta_m$ — добавочная составляющая момента сил трения; φ_A — фаза

механических динамических переменных; ω — угловая частота питающего напряжения; J — момент инерции; k_n — коэффициент позиционной нагрузки; k_s — эквивалентный диссипативный коэффициент.

В (1) амплитуда θ_m колебаний ротора двигателя определяется экспериментально либо по амплитудной частотной характеристике привода на основе решения уравнения

$$a_0\alpha^4 + a_1\alpha^3 + a_2\alpha^2 + a_3\alpha - M_s^2 = 0, \quad (2)$$

где $a_0 = -\frac{M_m^2}{24}$; $\alpha = \theta^2$; $a_1 = \frac{1}{3} \left[M_m \left(M_m - \frac{1}{4} J \omega^2 \right) \right]$; $a_2 = -M_m (M_m - J \omega^2)$;

$a_3 = (M_m - J \omega^2)^2 + 4h^2 J^2 \omega^2$; M_m — максимальный синхронизирующий момент двигателя; M_s — электромагнитный момент синхронного двигателя; $h = \frac{k_n}{2J}$ — коэффициент демпфирования.

В соответствии с изложенной методикой были рассчитаны характеристики трения подшипниковых узлов синхронного двигателя И6615 с постоянными магнитами при различных значениях динамических переменных. Пример экспериментальной характеристики динамического трения представлен на рис. 1. Отрицательные значения ω_m и M_c следует понимать как изменения направление вращения и, соответственно, силы трения.

Поскольку механизм трения сопряжен с необратимыми потерями энергии и, соответственно, температурой, которая является одним из важных факторов [3—5], влияющих на трение, износ и как следствие, на долговечность конкретного объекта, воспользуемся гипотезой линейного исчерпания ресурса, интерпретируемой зависимостью

$$\frac{T}{T_n} = f\left(\frac{\theta_n}{\theta_{\text{ном}}}\right),$$

где T и T_n — сроки службы фактический и нормального подшипника, работающего при номинальной температуре узла трения; θ_n и $\theta_{\text{ном}}$ — соответственно действительный и номинальный перегревы.

Действительное значение перегрева θ_n замерялось термопарой, вмонтированной во внешнее кольцо подшипника № 27 с наружным диаметром 22 мм и посадочным для внутреннего кольца — 7 мм (сепаратор бронзовый, 7 шариков). Фактический срок службы определялся в соответствии с ГОСТом 18855-94 «Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность)» по формуле

$$T = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3,$$

где C_r , P_r — соответственно базовая динамическая расчетная радиальная грузоподъемность и эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, рассчитываемые по методике, изложенной в выше указанном ГОСТе. Для создания нагрузок на подшипник эксперименты проводились при различных частотах и амплитудах колебаний ротора синхронного двигателя И6615, а статическая нагрузка изменялась величиной тарировочных грузов ленточного тормоза. Обработка данных по измерению указанных выше механических и электрических переменных проводилась в программной среде MATLAB. На основе полученных результатов расчета нагрузок, моментов сил трения

построен график ресурсной кривой для этого двигателя (рис. 1). Такие же исследования были проведены на других двигателях этой серии. При этом были получены аналогичные результаты.

Температура перегрева θ_{II} аппроксимирована зависимостью

$$\theta_{II} = a + bx^2,$$

где $a = 0,2$; $b = 0,83$; $x = \frac{\Delta P}{\Delta P_{II}}$; ΔP — текущее значение мощности потерь; ΔP_{II} — мощность потерь при номинальной нагрузке.

Текущее значение мощности потерь ΔP рассчитывается по экспериментальным характеристикам в соответствии с уравнением

$$\Delta P = 2 \int_{-\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} M_c(\omega) d\omega,$$

где $M_c(\omega)$ — характеристика узла трения, определяемая по замеренным динамическим переменным КЭМС в соответствующем режиме.

Применение колебательного метода идентификации позволяет оценивать ресурс узлов трения на всех этапах жизненного цикла изделий и может служить основой оперативной диагностики машин и механизмов.

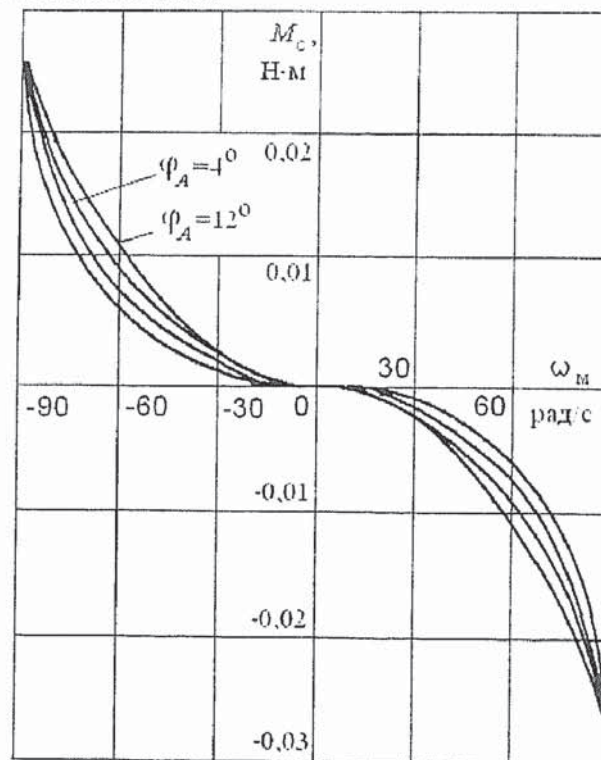


Рис. 1. Характеристики трения подшипников двигателя И6615: $U_A = 15$ В; $I_A = 100$ мА; $I_H = 0,4$ А; $\theta_u = 78^\circ$; $f = 9,28$ Гц

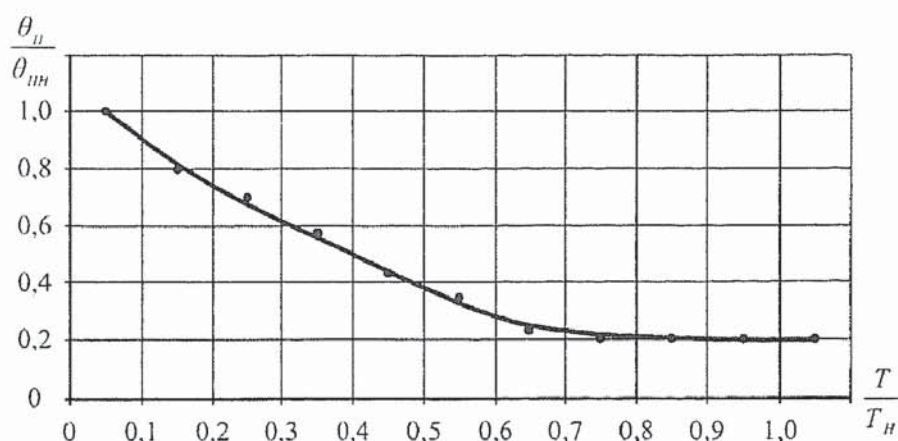


Рис. 2. Ресурсная зависимость подшипниковых узлов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Копейкин А. И., Малафеев С. И. Управляемые электромеханические колебательные системы. — Владимир: «Посад», 2001. — 128 с.
2. Копейкин А. И. Экспериментальное определение параметра демпфирования электрического привода // Известия вузов. Машиностроение. — 2007. — № 5. — С. 63 — 66.
3. Шамбаров В. Н. Влияние сухого трения на возникновение автоколебаний в машинах / Акустическая трибология большого города. Конверсионные вопросы. — Труды ЦНИИ им. А.Н. Крылова. — Вып. 15 (229). — СПб., 2003. — С. 126—139.
4. Корндорф С. Н., Сковпень В. Н. Исследование распределения термоэлектрического потенциала по кольцу подшипника / Тезисы докл. II Всероссийской НТК. — Ч. I, Нижний Новгород. — НГТУ, 1997. — С. 50.
5. Триботехнические процессы в полимерах и композиционных материалах на их основе / А. П. Краснов, О.В. Афоничева, В. А. Мить и др. / Труды Междунар. конф. «Трибология и надежность». — СПб.: изд-во Петербургского Государственного университета путей сообщения, 2006. — С. 76—89.