

## ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ПОДШИПНИКОВ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ПРОФИЛАКТИЧЕСКОЙ ИХ ЗАМЕНЫ

А. Г. ВЭРЭШ, О. П. МУРАВЛЕВ

Представлена научным семинаром кафедр электрических машин и общей электротехники

Надежность и долговечность асинхронных двигателей определяется в основном надежностью и долговечностью обмоток и подшипниковых узлов. Основные работы в области расчета, обеспечения и повышения надежности ведутся применительно к обмоткам, а подшипниковым узлам уделяется недостаточно внимания. На заводах и в институтах подшипниковой промышленности проводятся механические, сравнительные испытания подшипников на долговечность и испытания консистентных смазок. Основным видом исследований работоспособности подшипников являются стендовые испытания по методике [1], разработанной ВНИИПП.

Методика испытаний имеет ряд существенных недостатков:

- подшипники качения испытываются вне рабочих механизмов, в которые они встраиваются;
- на стенде невозможно имитировать многообразие воздействий, которым подвергаются подшипниковые узлы асинхронных двигателей в эксплуатации;
- для сокращения времени испытаний подшипников до 200÷500 часов нагрузки выбираются весьма большие, поэтому испытания проходят в зоне пластической деформации ( $\sigma_{исп} > 400 \text{ кг/мм}^2$ ).

Результаты испытаний в последующем распространяются на область упругих деформаций. Указанные недостатки методики стендовых испытаний подчеркивают ее частный характер. Поэтому для определения надежности и долговечности подшипников необходимы испытания подшипниковых узлов на реальных двигателях. В качестве критерия, характеризующего состояние подшипникового узла, наиболее целесообразно принять величину радиального зазора подшипника, которая определяет неравномерность воздушного зазора в эксплуатации.

Для определения работоспособности подшипниковых узлов в реальных условиях в лаборатории надежности СКБ завода «Сибэлектромотор» были поставлены на испытания 24 двигателя серии А02 3 и 4 габаритов. Двигатели были изготовлены с шарикоподшипниками класса П и Н и заполнены смазкой 1—13 и ЦИАТИМ-203. В каждый подшипниковый узел двигателей закладывалось следующее количество смазки: для А02-32—14 г, для А02-42—24 г, причем 50% смазки было равномерно заложено в подшипниках и 50% — в камеру подшипниковой крышки. Замер температуры подшипников осуществлялся с помощью термомпар. В случае возрастания температуры подшипников выше до-



пустимой снимались подшипниковые крышки и устранялись причины превышения.

На рабочий конец вала посредством тяг создавалась радиальная нагрузка с усилием, указанным в табл. 1. Частота включений двигателя была равна 2 вкл/час.

Таблица 1

Тип электро-двигателя	Заводской номер	Величина радиального зазора шарикоподшипника, МКМ	Величина радиальной нагрузки, кг	Установленная величина на вибрации, МКМ	Тип подшипника	Тип смазки	Примечание
A02-32-2	72641	42	37,0	7,5	П	203	У электродвигателя № 81220 имеются следы задевания ротора за статор
A02-32-2	88827	68	37,0	7,5	П	203	
A02-32-4	81240	44	58,5	15,0	П	203	
A02-32-4	81210	34	58,5	15,0	П	203	
A02-32-4	81206	48	58,5	15,0	П	203	
A02-32-4	81250	37	58,5	15,0	П	203	
A02-32-4	81259	38	58,5	15,0	П	1-13	
A02-32-4	81249	59	58,5	30,0	Н	1-13	
A02-32-4	81220	92	58,5	15,0	П	203	
A02-32-4	81218	46	58,5	30,0	Н	203	
A02-32-4	81258	49	58,5	30,0	Н	203	
A02-42-2	81474	28	58,5	7,5	П	203	
A02-42-2	41670	36	58,5	7,5	П	203	
A02-42-4	41952	30	74,0	15,0	П	1-13	
A02-42-4	44896	34	74,0	30,0	Н	203	
A02-42-4	41936	68	74,0	30,0	Н	203	
A02-42-4	41951	46	74,0	15,0	П	1-13	
A02-42-4	44895	29	74,0	30,0	Н	1-13	
A02-42-4	41935	28	74,0	30,0	Н	1-13	
A02-42-4	41938	29	74,0	30,0	Н	203	
A02-42-4	41947	35	74,0	30,0	Н	203	
A02-42-4	41949	86	74,0	15,0	П	203	

По установленному регламенту, через 1000 часов наработки подшипниковые узлы пополнялись смазкой.

После наработки двигателями 10 000 часов они были сняты с испытаний. Из 24 поставленных на испытания двигателей принятый ресурс наработки прошли 22. Два двигателя были сняты с испытаний по причине поломки сепаратора, один — через 1100 часов, а другой — после 9000 часов наработки. У всех подшипников были произведены замеры радиальных зазоров, которые представлены в табл. 1. Результаты замеров показали возрастание величины радиального зазора, что свидетельствует об износе беговых дорожек. В связи с этим неравномерность воздушного зазора также увеличилась и повысилась вероятность задевания ротора за статор у испытанных двигателей. Доля двигателей, у которых ротор задевает за статор, может быть найдена на основании закона распределения эксцентриситета [2]:

$$f(\varepsilon) = \frac{\varepsilon}{\sigma_{\varepsilon}^2} \exp\left(-\frac{\varepsilon^2}{2\sigma_{\varepsilon}^2}\right), \quad (1)$$

где  $\varepsilon$  — эксцентриситет двигателя,  
 $\sigma_{\varepsilon}$  — параметр распределения.

Параметр  $\sigma_{\varepsilon}$  распределения эксцентриситета может быть определен по числу (доли) задеваний ротора за статор при заводских контрольных испытаниях

$$\sigma_{\varepsilon} = \sqrt{-\frac{\varepsilon_{\text{доп}}^2}{2 \ln q}}, \quad (2)$$



где  $\epsilon_{\text{доп}}$  — наименьшая величина эксцентриситета, при котором происходит задевание ротора за статор;  
 $q$  — доля задеваний ротора за статор по данным ОТК.

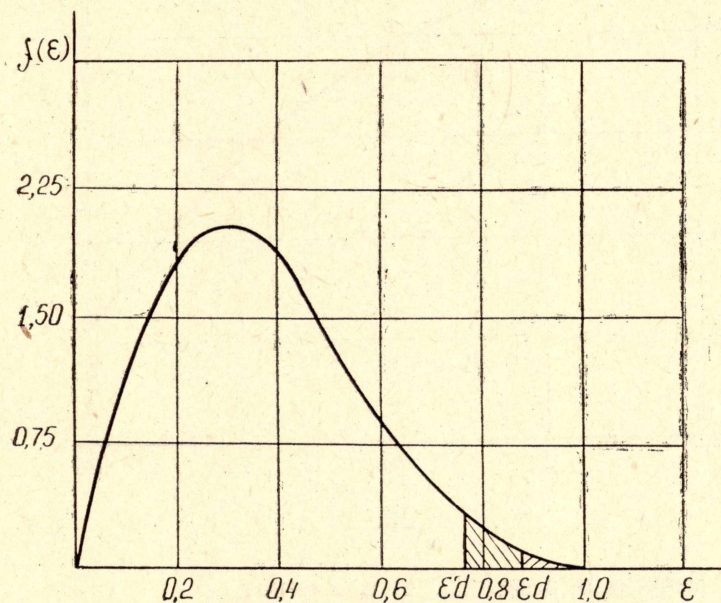


Рис. 1

Кривая распределения эксцентриситета двигателей А02-32-4 представлена на рис. 1.

Вероятность задевания ротора за статор после проведения испытаний

$$q(\epsilon) = \exp\left(-\frac{\epsilon'_{\text{доп}}{}^2}{2\sigma_{\epsilon}^2}\right) = 0,022, \quad (3)$$

где  $\epsilon'_{\text{доп}}$  — наименьшая величина эксцентриситета, при котором происходит задевание ротора за статор после проведения испытаний.

Изменение вероятности безотказной работы двигателя  $P(t)$  из условия задевания ротора за статор приведено на рис. 2. Характер кривой показывает, что вероятность безотказной работы двигателей уменьшается с течением времени, так как возрастает вероятность задевания ротора за статор.

Для повышения вероятности безотказной работы двигателей в эксплуатации целесообразно заменять подшипники после наработки определенного ресурса времени  $t_{\text{замены}} < t_{\text{табл.}}$ , где  $t_{\text{табл.}}$  — расчетная долговечность подшипника. В частности, на повышение надежности двигателей в эксплуатации путем периодической замены подшипников указывал [3].

Рассмотрим определение времени профилактической замены подшипников.

Пусть  $C_{з.п}$  — затраты на профилактическую замену подшипников включают в себя стоимость подшипника и затраты на разборку и сборку двигателя, руб.;

$C_3$  — средняя величина эксплуатационных затрат, приходящихся на один отказ двигателя, руб.



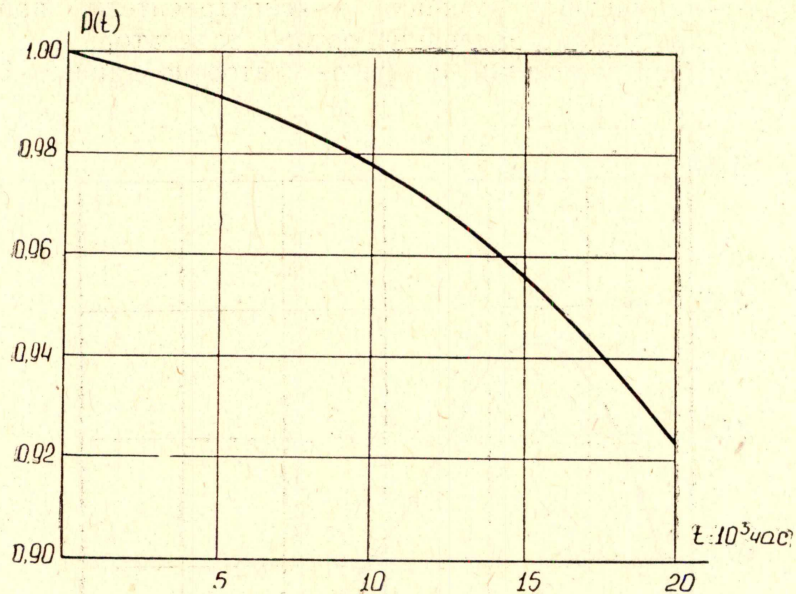


Рис. 2

Величину  $C_3$  можно определить выражением

$$C_3 = C_y + C_{\text{пр}} + C_{\text{в}}, \quad (4)$$

где  $C_y$  — величина ущерба, вызванного повреждением оборудования и механизмов, поломкой инструмента, браком продукции, порчей сырья и материалов при отказе, руб.

$C_{\text{пр}}$  — величина ущерба, обусловленного простоем оборудования и машин при отказе, руб.

$C_{\text{в}}$  — величина затрат на восстановительный ремонт двигателя при отказе, руб.

Тогда затраты при отказе двигателей

$$C_1 = C_3 [1 - P(t)] N, \quad (5)$$

где  $P(t)$  — вероятность безотказной работы двигателей за время  $t$  в функции от вероятности задевания ротора;

$N$  — количество выпускаемых двигателей данного типоразмера для данной отрасли потребителя.

Оптимальное время профилактической замены подшипников будет при равенстве затрат, связанных со сменой подшипников  $C_{3\text{п}}$  и затрат при отказе двигателей в эксплуатации  $C_1$

$$C_{3\text{п}} \cdot n_1 = C_3 [1 - P(t_3)] N. \quad (6)$$

Здесь

$n_1$  — количество заменяемых подшипников.

Статистические данные об износных отказах подшипниковых узлов в эксплуатации и [3, 4] свидетельствуют о том, что для описания отказов следует использовать распределение Вейбулла

$$P(t) = \exp\left(-\frac{t^\alpha}{t_0}\right), \quad (7)$$

где  $\alpha$  и  $t_0$  — параметры закона Вейбулла.

Тогда, подставляя (7) в (6) и сделав небольшие преобразования, получим

$$t_3 = \left[ -t_0 \ln \left( 1 - \frac{n_1 \cdot C_{3\text{п}}}{N \cdot C_3} \right) \right]^{\frac{1}{\alpha}}. \quad (8)$$



На основе полученного уравнения (8) в качестве примера определим время профилактической замены шарикоподшипников № 60306 двигателей А02-32-4.

Уравнение безотказной работы данных двигателей из условия задевания ротора за статор имеет вид

$$P(t) = \exp\left(-\frac{t^{1,483}}{3,98 \cdot 10^7}\right); \quad (9)$$

Средняя величина эксплуатационных затрат, приходящихся на один отказ двигателя, равна  $C_0 = 38,38$ . Расходы, связанные с профилактической заменой двух подшипников двигателя, составляют  $C_{з.п} = 1,77$  руб.

Тогда, подставляя параметры  $\alpha = 1,483$ ,  $t_0 = 3,98 \cdot 10^7$  час уравнения (9) и найденные величины затрат  $C_0$  и  $C_{з.п}$  в (8), получим  $t_3 = 16\,600$  часов. То есть, по истечении наработки двигателями 16 600 часов, необходимо произвести замену подшипников, так как при повышении этого времени затраты при отказах двигателей по причине задевания ротора за статор будут преобладать над затратами, связанными с заменой подшипников.

Результаты проведенных исследований позволяют сформировать следующие выводы:

1. При проведении испытаний подшипниковых узлов асинхронных двигателей на надежность и долговечность предлагается в качестве критерия, характеризующего степень износа подшипника, использовать его радиальный зазор.

2. Разработана методика определения оптимального времени профилактической замены подшипников по условиям проведенных испытаний.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Методика испытаний подшипников качения на долговечность. ГП90-56, ЦКБ ВНИИПП, М., 1966.
2. Х. Б. Кордонский. Приложения теории вероятностей в инженерном деле. М.-Л., Изд-во Физмат, 1963.
3. Т. А. Harris, S. F. Aaronson, R. Piantе. The effect of partial replacement on the reliability of a closed group of rolling bearings. ASLE. Annual meet. Preprint, 1966, 31, N 11.
4. Обеспечение качества на фирмах США. М., Изд-во стандартов, 1970.