УДК 621.323

А. В. Грищенко, А. С. Хрущев, О. Р. Хамидов, М. С. Яшкин
Петербургский государственный университет путей сообщения
Императора Александра I

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СЕПАРАТОРА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ ЛОКОМОТИВНЫХ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Разработана математическая модель сепаратора подшипника качения локомотивных асинхронных электродвигателей. Оценена эффективность разработанного метода диагностики, позволяющего выявлять дефекты сепаратора подшипника качения. Показано, что с помощью разработанной 3D модели можно рассчитать влияние параметров сепаратора подшипника качения на его динамические характеристики. Для этого были использованы соответствующие уравнения динамики для данной системы, которые решались методом конечных элементов с помощью программы SolidWorks 2013.

математическая модель сепаратора роликоподшипника, локомотивный асинхронный электродвигатель, вибровозмущающие силы, возникающие усталостные трещины.

Введение

Подшипниковые узлы асинхронных электродвигателей локомотивов, устанавливаемые на осях и валах ротора, являются важнейшими конструктивными элементами, от технического состояния которых в значительной степени зависит безопасность движения подвижного состава.

Сепаратор роликоподшипника является одним из основных элементов подшипников качения, предназначенным для удержания элементов качения на соответствующем расстоянии друг от друга. Он предотвращает контакт между элементами качения, поддерживает равномерное качение тел по окружности подшипника, помогает улучшить условия работы подшипника качения. Также обеспечивает низкий коэффициент трения и повышает КПД в условиях недостаточного смазывания подшипника.

Одним из основных элементов, ограничивающих долговечность подшипников качения, работающих в условиях высоких скоростей и нагрузок, является сепаратор, повреждение и выход из строя которого лимитирует ресурс и надежность как самого подшипника, так и асинхронного тягового электродвигателя в целом. Конструкция современных сепараторов подшипников качения, применяемых на асинхронных тяговых электродвигателях, довольно разнообразна и существенно определяется нагрузочно-скоростными параметрами опоры, ее температурным состоянием и характеристиками смазочно-охлаждающей среды.

Когда сила инерции достигает верхних значений допустимых пределов, на сепараторе подшипников возникают усталостные трещины, которые через некоторое время могут привести к полному его разрушению. Кроме того, к разрушению сепаратора подшипника

качения могут привести недостаточное смазывание и воздействия абразивных частиц, а также внешние загрязнения. Из-за этого происходит заклинивание подшипника, которое влечет за собой поломку сепарирующего устройства. Основными причинами разрушения сепараторов подшипника качения являются [1]:

• вибрации;
• чрезмерно высокая частота вращения;
• износ.

Если подшипник качения работает в условиях вибраций, то силы инерции могут оказаться настолько большими, что через некоторое время в материале сепаратора возникают усталостные трещины, которые с течением времени приводят к полному его разрушению.

В конечном результате, анализируя условия работы подшипников качения в составе подшипникового узла локомотивного асинхронного электродвигателя, можно сказать, что в целом на сепаратор подшипника качения действует следующая система сил [2]:

• центробежные силы инерции, возникающие при вращении сепаратора, $F_ц$;
• силы надавливания роликов на перемычки сепаратора, обусловленные перекосом колец подшипника при работе в составе подшипникового узла, F_g;
• силы взаимодействия между телами качения и сепаратором, обусловленные отклонением беговых дорожек колец и роликов от правильной геометрической формы и разноразмерностью роликов в комплекте подшипника, F_i;
• силы трения, имеющие место при соприкосновении сепаратора с направляющим кольцом, $F_{тр}$:

$$F_{тр} = f(V_s),$$

где V_s – окружная скорость ролика:

$$V_s = f(d_r, r, n_c),$$

где d_r – диаметр ролика; r – радиус внутреннего кольца подшипника; n_c – частота вращения сепаратора.

Сила действия ролика на боковую поверхность перемычки сепаратора подшипника N_p:

$$N_p = f(M_{тр}, R_a, R_c),$$

где $M_{тр}$ – момент трения; R_a – радиальная нагрузка; R_c – осевая нагрузка.

Сила инерции отдельной перемычки сепаратора подшипника $F_и$:

$$F_и = f(n_c, m_n),$$

где m_n – масса подшипника сепаратора.

Кроме указанного комплекса сил, при работе подшипника качения в условиях низких или повышенных температур на сепараторе действует термическая сила от перепада температур, связанная с линейным расширением каркаса сепаратора.

1 Теоретические основы динамики сепараторов подшипников качения

Проведенный комплексный анализ силового взаимодействия сепаратора с элементами конструкции подшипника и подшипникового узла позволяет определить напряженно-деформированное состояние сепаратора, рассчитать прочность и обоснованно назначить его конструктивно-технологические параметры в зависимости от нагрузочно-скоростных, температурных и других режимных условий работы подшипника.

При перекосе колец подшипника относительно друг друга след качения имеет форму овала. Если сепаратор ведет тела качения, то в таких условиях он деформируется при каждом обороте. При этом в материале сепаратора возникают усталостные трещины, постепенно приводящие к его разрушению. Подобные явления могут происходить, когда в паре работают упорный шарикоподшипник и радиальный подшипник скольжения. Если радиальный зазор в подшипнике скольжения слишком велик, то кольца подшипника качения смещаются относительно друг друга, шарики не двигаются «след в след»,

и в сепараторе возникают большие напряжения, приводящие к его разрушению [1].

В подшипниках, работающих с переменной частотой вращения, т. е. в условиях знакопеременного ускорения, на сепаратор действуют силы инерции, порождающие значительные напряжения сжатия в местах контакта и обусловленный этим сильный износ.

Исследуемые подшипники – роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами типа НО-92417 К2М и НО-32332 К2М. Основные размеры и параметры приведены в табл. 1 и 2.

2 Расчет усилий, возникающих в сепараторе подшипника качения при эксплуатации электродвигателя

На рис. 1 показаны расчетная схема, виды нагружения перемычки сепаратора роликоподшипника и возможные места возникновения трещины.

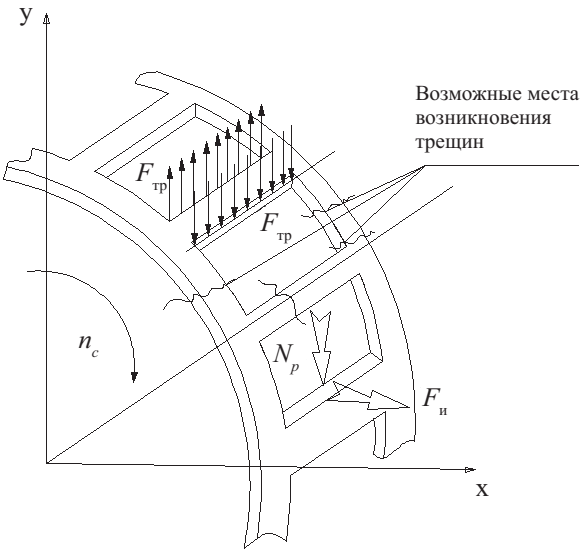

Рис. 1. Расчетная схема. Виды нагружения перемычки сепаратора роликоподшипника

Где N_p – сила действия ролика на боковую поверхность перемычки; $F_и$ – сила инерции отдельной перемычки:

ТАБЛИЦА 1. Параметры исследуемых подшипников

Тип подшипника	Внутренний диаметр d, мм	Наружный диаметр D, мм	Ширина кольца B, мм	Диаметр ролика d_p, мм	Длина ролика l_p, мм	Число роликов, Z	Масса подшипника, кг	Диаметр окружности через центры роликов d_c, мм
НО-32332 К2М	160	340	68	42	42	15	31	250
НО- 92417 К2М	85	210	52	32	32	12	9,8	147,5

ТАБЛИЦА 2. Параметры элементов модели подшипника

Элемент	Материал	Плотность, кг/м^3	Модуль Юнга, н/м^2	Коэффициент Пуассона
Ролик	Сталь	7750	$1{,}9\cdot10^{11}$	0,305
Сепаратор	Бронза	8545	$1{,}1\cdot10^{11}$	0,324
Внутреннее кольцо	Сталь	7750	$2{,}1\cdot10^{11}$	0,305
Внешнее кольцо	Сталь	7750	$2{,}1\cdot10^{11}$	0,305

$$F_{и} = m \cdot a^{n}_{перемычки},$$

где m – масса отдельной перемычки; $a^{n}_{перемычки}$ – нормальное ускорение вращающейся перемычки:

$$a^{n}_{пер} = \frac{V_n^2}{r},$$

где V_n – окружная скорость перемычки сепаратора; r – радиус вращения перемычки:

$$V_n = \frac{\pi \cdot n_{сеп}}{30} \cdot r.$$

Максимальная частота вращения внутреннего кольца (ротора) асинхронного тягового электродвигателя ДАТ – 510 $n_1 = 2225$ об/мин; $n_{сеп}$ – частота вращения сепаратора определяется как [2]:

$$n_{сеп} = \frac{n_1}{2}\left(1 - \frac{D_w}{d_c}\right),$$

где n_1 – частота вращения внутреннего кольца (ротора); D_w – диаметр тела качения; d_c – средний диаметр сепаратора подшипника. Диаметр сепаратора определяется как [2]:

$$d_c = \frac{(d + D)}{2},$$

где d – диаметр внутреннего кольца подшипника; D – диаметр наружного кольца подшипника.

Сила трения определяется как:

$$F_{тр} = k_{тр} \cdot N_p,$$

где $k_{тр}$ – коэффициент трения.

Полученные результаты расчета сил инерции отдельной перемычки сепаратора приведены в табл. 3.

Определяем силу действия ролика на боковую поверхность перемычки сепаратора подшипника качения:

$$N_p = \frac{F_x}{Z},$$

где Z – количество роликов;

$$F_x = \frac{T_{сопр}}{r},$$

где $T_{сопр}$ – момент сопротивления сил трения сепаратора.

Момент сопротивления от сил трения сепаратора определен экспериментально. По результатам эксперимента получены следующие значения моментов, $T_{сопр}$:

$$F_x = F_{160} = 0{,}5 \text{ кг}; \; T_{сопр} = F_x r;$$

$$F_x = F_x = 0{,}4 \text{ кг}; \; T_{сопр} = F_x r.$$

Центробежная сила определяется как:

$$F_c = \frac{1}{2} m_p \cdot d_c \cdot \omega_c^2.$$

На рис. 2 показана компьтерная модель исправного подшипника качения, а на рис. 3–7 – результаты исследования и распределение интенсивности напряжений при характерных дефектах элементов подшипников качения локомотивных асинхронных электродвигателей, полученные с помощью программы SolidWorks 2013, с учетом численных значений нагрузок, рассчитанных по приведенным зависимостям.

Максимальные интенсивности напряжений возникают при поврежденных узлах подшипника и в углах окон сепаратора. Одним из путей дальнейшего снижения максимальных значений интенсивностей напряже-

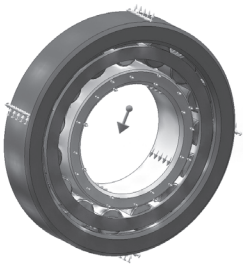

Рис. 2. Компьютерная модель исправного подшипника качения

ТАБЛИЦА 3. Результаты расчета сил инерции отдельной перемычки сепаратора в зависимости от частоты вращения

№	Наименование				
	Частота вращения внутреннего кольца	Частота вращения сепаратора	Окружная скорость перемычки сепаратора	Нормальное ускорение вращающейся перемычки сепаратора	Сила инерции отдельной перемычки сепаратора
	n_1 (об/мин)	$n_{сеп}$ (об/мин)	V_n (м/с)	$a^n_{пер}$ (м/с^2)	$F_и$ (Н)
1	100	39,1525	0,30	1,23	0,087
2	200	78,305	0,604	4,947	0,35
3	400	156,61	1,208	19,786	1,39
4	600	234,91	1,82	44,94	3,15
5	800	313,22	2,42	79,408	5,56
6	1000	391,525	3,02	123,67	8,66
7	1200	469,83	3,63	178,67	12,5
8	1400	548,135	4,24	243,76	17,5
9	1600	626,44	4,84	317,64	22,2
10	1800	704,745	5,45	402,75	28,2
11	2000	783,05	6,05	496,305	34,75
12	2200	861,355	6,65	599,63	41,98
13	2300	900,5	6,96	656,84	45,98

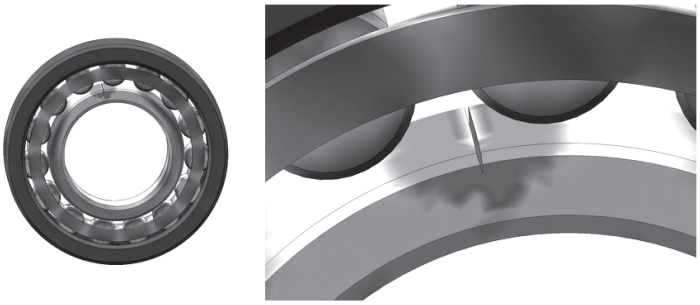

Рис. 3. Компьютерная модель дефекта внутреннего кольца подшипника качения

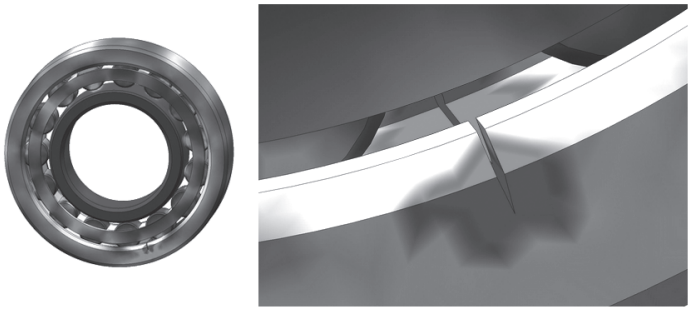

Рис. 4. Компьютерная модель дефекта наружного кольца подшипника качения

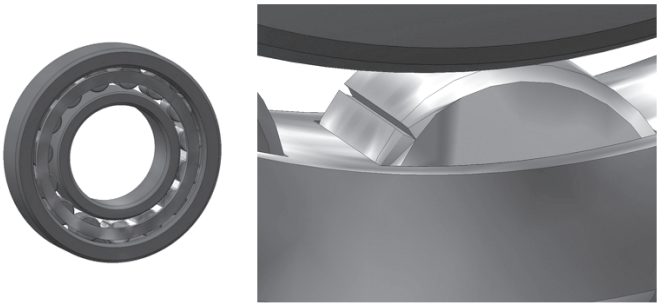

Рис. 5. Компьютерная модель трещины ролика подшипника качения

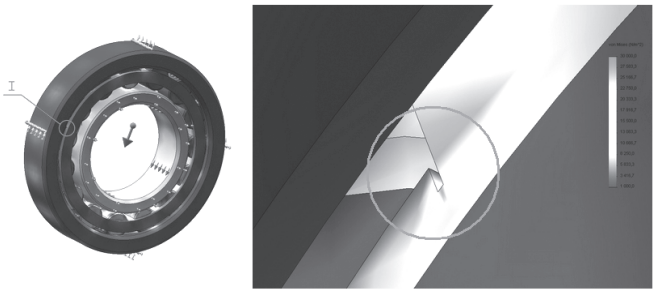

Рис. 6. Компьютерная модель дефекта сепаратора подшипника качения

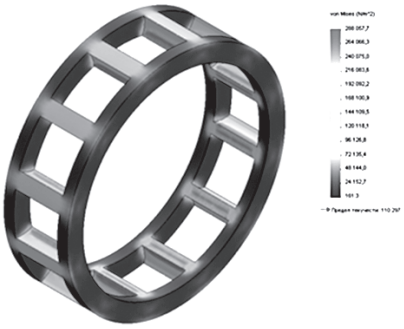

Рис. 7. Результаты исследования сепаратора роликоподшипника типа НО-92417 К2М распределения интенсивности напряжений

ния может быть варьирование формы окон сепаратора в целом и выемка в их углах.

Выводы

Из приведенных результатов моделирования видно, что возникновение дефектов в виде микротрещин в различных деталях подшипника качения влечет за собой резкое увеличение концентрации напряжений в зоне дефекта, что приводит к ускоренному разрушению детали подшипника. Разработанная математическая модель позволяет выявлять и прогнозировать характерные неисправности (трещины) сепаратора роликоподшипника, а также оценивать техническое состояние подшипника в целом. Выдвинутые предложения представляются вполне логичными и могут служить новым инструментом для оценки технического состояния подшипников качения локомотивных асинхронных электродвигателей.

Библиографический список

1. **Исследование** работы сепараторов железнодорожных роликовых подшипников при высоких скоростях движения : автореф. дисс. … канд. техн. наук / А. В. Лосев. – Москва, 1972. – 21 с.

2. **Неразрушающий** контроль : справочник. В 8 т. / Под общ. ред. В. В. Клюева. – Москва : Машиностроение, 2006. – 828 с.

3. **Patil, M. S.,** Mathew, J., Rajendrakumar, P. K. (2010). A theoretical model to predict the effect of localized defect on vibrations associated with ball bearing. *International Journal of Mechanical Sciences*, 52, 1193–1201.