

2. Хайдров Р. С., Кольмунар Г. М., Косин Ю. I. Математическая модель процесса доочистки сточных вод на карбасю-защипных фильтрах // Химия и технология поли... — 1983, — Т. 5, № 5. — С. 395 — 398.
3. Веригин В. И., Давтян К. А. Кольматовые радиальные фильтры на активированном угле // Механическая и биологическая очистка сточных вод и обработка осадков предприятия агропромышленного комплекса. Тр. в-та ВОДГЕО — М., 1986. — С. 121—123.

АрмНИИВГиЛ

15 IV 1989

Изв. АН АрмССР (сер. III) т. XI(II), № 1, 1990 г. № 38

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 621.01.81.822.5.62 — 752

Г. Г. ШЕКЯН, Г. О. САГСЯН

НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН КАК ФУНКЦИЯ ОТ УРОВНЯ СОБСТВЕННЫХ ВИБРАЦИИ

На основании опытных исследований вibrационности электрических машин малой мощности и показано, что эксплуатационная надежность подшипниковых узлов этих машин обусловлена динамическими перегрузками при их работе. На основании проведенного исследования предложена методика расчета надежности подшипниковых узлов этих машин с учетом уровня спектральных составляющих динамических сил, вызванных собственными вибрациями.

Библиограф: 7 назв.

Գրառարկված էն փոքր էլեկտրության էլեկտրական մեքենաների վիբրացիայի մասին հարցերը և սույն է տրված, որ նրանց առանցքախալային հանգույցների շահագործման հուսալիությունը պայմանավորված է ալիտաների մասնակ առաջացած դինամիկ բեռնվածքներից: Կատարված նետադասումների հիման վրա առաջարկվում է մեքենաների առանցքախալային հանգույցների հուսալիության հաշվարկման մեթոդիկա, որտեղ հաշվի է առնված մեքենայի սեփական առանցքամերից առաջացած դինամիկ ուժերի սպեկտրայ բաղադրիչների մակարդակը:

Анализ результатов подконтрольной эксплуатации электрических машин (ЭМ) показывает, что надежность подшипникового узла резко отличается от расчетного. Это в первую очередь обусловлено тем, что в расчетных методиках не отражены реальные динамические перегрузки подшипниковых узлов, возникающие при работе машины.

Отказы подшипниковых узлов ЭМ малой мощности при обеспечении условия смазывания происходит по причине усталостного разрушения [1] и распределяется по закону Вейбулла [2]

$$P(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{6.84 L_n} \right)^{1.01} \right], \quad (1)$$

где t , L_n — требуемая и номинальная (расчетная) долговечности, ч.

Согласно [3] величина L_n определяется по формуле

$$L_n = \frac{10^9}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^2, \quad (2)$$

где n , C — число оборотов и динамическая грузоподъемность подшипника; Q — эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник:

$$Q = (XV F_R + YF_a) k_0 k_f, \quad (3)$$

Формула (3) не учитывает динамическую нагрузку, которая по величине зачастую может превышать значения радиальной и осевой нагрузок F_R и F_a . Учет динамической нагрузки, действующей на опоры, можно вести на основании куммулятивной гипотезы суммирования усталостных повреждений [4]. Тогда выражение (3) примет вид

$$Q = [XV(F_R + R_{dR}) + Y(F_a + R_{da})] k_0 k_f, \quad (4)$$

где R_{dR} , R_{da} — эквивалентные радиальная и осевая динамические реакции.

Динамическая реакция опоры, возникающая как от кинематического возмущения, так и от внешних возбудителей вибрации, обусловлена воздействием на подшипник большого количества силовых импульсов периодического и аperiodического характера. Величину силовых импульсов можно определить, исходя из расчетных или измеренных значений спектральных составляющих вибрации машины, которые являются компонентами эквивалентной динамической нагрузки. Результаты спектрального анализа вибрации подшипниковых узлов ЭМ малой мощности показывает, что периодически изменяющаяся величина вибрационного ускорения, которая является основным определяющим фактором динамического воздействия, состоит из множества слогаемых, частоты изменения которых охватывают довольно широкий диапазон (от 20 до 10 000 Гц).

Если в спектре гармоник выявлены W_i составляющих ускорения, то эквивалентные значения вибрационного ускорения согласно [5] в случае дискретного состава вибрации равны

$$W_s = \sqrt{\sum_{i=1}^n W_i^2},$$

где $i = 1, 2, 3, \dots$ — число гармоник.

Эквивалентные радиальная и осевая динамические нагрузки, передаваемые на каждую опору, согласно [6] будут равны

$$R_{dR} = \frac{m}{2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (W_{dR} K_i)^2}, \quad R_{da} = m \sqrt{\sum_{i=1}^n (W_{da} K_i)^2}, \quad (5)$$

где m — масса машины при симметричном роторе; W_{dR} и W_{da} — спектральные составляющие i -ой гармоники в радиальном и осевом направ-

лениях: K_i — коэффициент, учитывающий увеличение числа циклов нагружения внутреннего кольца подшипника для i -ой гармоники возмущающей силы. На основании [7]

$$K_i = \left(\frac{f_i}{f_d} \right)^{\alpha}, \quad (6)$$

где $\alpha = 3$ — постоянный коэффициент; f_i — частота i -ой гармоники; f_d — частота нагружения внутреннего кольца подшипника при его вращении и нагрузке постоянного направления:

$$f_d = \frac{z_m}{2} \left(\frac{D_n + d_m \cos \beta}{2D_n} \right) 30\omega_0, \quad (7)$$

где d_m , z_m — диаметр и число шариков в подшипнике; D_n — средний диаметр подшипника; β — угол контакта в подшипнике; ω_0 — угловая скорость вращения внутреннего кольца подшипника.

С учетом (5) формула расчета надежности (1) примет вид

$$P(t) = \exp \left\{ - \frac{K_1 K_2 W [XV(F_n + R_{nk}) + Y(F_n + R_{na})]}{6,84C^3} \right\}. \quad (8)$$

Расчеты, проведенные по предложенной методике для электрических машин типа 4ААМ50—4ААМ63, показали удовлетворительное совпадение результатов с эксплуатационными показателями надежности, в то время, как расчеты, проведенные по (1), для любых режимов эксплуатации дают одни и те же результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бельский Р. Д. Подшипники качения. — М.: Машиностроение, 1967 — 574 с.
2. Смирнов А. А. Остры осей и валов машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1970 — 163 с.
3. Колотилецкий Р. В. и др. Подшипники качения. Справочник. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.
4. Бессов С. И., Едигарян И. И. О путях снижения вибрации жесткооборотных электродвигателей // Расчет деталей, приборов и механизмов. Материалы сб. ЛЭТИ. — 1977. — Вып. 119. — С. 27—28.
5. Александров В. Б. Вибрация и удары в радиоаппаратуре. — М.: Сов. радио, 1971 — 31 с.
6. Шукья Г. Г., Наларян А. А., Халютян Р. П. Выбор нагрузочного режима подшипников при пенитативной высокооборотных электрических машин на надежность // ЭП. Сер. эл. маш. — 1976. — Вып. 71651. — 2 с.
7. Шукья Г. Г., Бояян С. К., Цицян Р. Б. Выбор подшипников качения высокооборотных электрических машин // ЭП. Сер. эл. маш. 1973. Вып. 101321. — 2 с.