Полученные формулы позволяют с точностью, достаточной для инженерной практики, определить режимы обработки и геометрические параметры расположения нанесенных канавок.

Лен. фил. ЕрІНІ
им. К. Маркса

12 V. 1985

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Кочовалов Е. Г. Чистовая и упрочняющая ротационная обработка поверхностей — Минск: Высшая школа, 1968 — 350 с.
2. Кудрявцев Н. В. Выбор осевых параметров упрочнения валов обхатываемом роликами. — Вестник машиностроения, 1983, № 4, с. 3—7.

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XL, № 2, 1987

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Б. Н. ТЕН

ОБ ОДНОМ ПРИНЦИПЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ МАШИН

Разработка математической модели надежности, описывающей процесс износа и усталостное разрушение элементов подшипникового узла при работе механизма, представляет сложную задачу, при решении которой необходимо учитывать многочисленные вопросы, связанные с технологией изготовления и процессами, протекающими в узле во время эксплуатации. В отечественном машиностроении в качестве основного количественного показателя надежности машин принята вероятность их безотказной работы (ВБР) [1].

Известная модель надежности подшипников качения [2]:

$$P(t) = e^{-\left(\frac{h}{6.54r}\right)^{3.17}} \quad (1)$$

малоприменима для расчетной оценки показателей надежности подшипниковых узлов машин, т. к. она отражает надежность лишь подшипника, а не всего подшипникового узла и не учитывает влияния на уровень надежности таких важных факторов, как технологические погрешности изготовления и воздействующие условия эксплуатации, специфичные для конкретных типов машин.

Предлагаемый принцип моделирования расчетной оценки надежности подшипникового узла машины базируется на методе дифференцирования возможных отказов отдельных его элементов.

Конструкция подшипниковой опоры механизма, состоящей обычно из подшипника качения и подшипникового щита со всеми возможными

его элементами (узлов смены и подпитки смазки, лабиринтными уплотнениями, волнистым пружинным кольцом и т. д.), рассматривается как сложная техническая система. Отказ перечисленных элементов подшипникового щита в процессе эксплуатации практически исключен, кроме крайне редких случаев их поломки при транспортировании машины. Таким образом, исследуются только следующие элементы данной системы: подшипниковый щит (точнее, его гнездо), наружное кольцо подшипника, тела качения, внутреннее кольцо подшипника и сепаратор, которые рассматриваются как независимые. Отказ любого из исследуемых элементов приводит к отказу всего подшипникового узла.

Под надежностью подшипникового узла машины понимается безотказная работа элементов подшипника качения и гнезда в подшипниковом щите в условиях заданных эксплуатационных режимов и окружающей среды в течение всей установленной для данных типов машины минимальной (расчетной) наработки.

При разработке модели расчетной оценки надежности подшипникового узла важно выделить из большого объема переменных наиболее значимые факторы, влияющие на работоспособность и вызывающие усталостное разрушение элементов узла; при этом модель должна быть удобной для использования ее при проведении инженерных расчетов. В исследуемой модели из всего разнообразия факторов, вызывающих отказ в элементах подшипникового узла, как основные, выделены следующие:

- концентрация в элементе нормальных напряжений;
- концентрация в элементе напряжений сдвига;
- наличие исходных дефектов в элементе.

В связи с этим вводятся следующие основные понятия и определения.

1. Событие A — разрушение в элементе подшипникового узла начинается по причине перенапряжений в объеме (точка с максимальным нормальным напряжением является источником разрушения);

2. Событие B — разрушение в элементе начинается по причине перенапряжений в объеме (точка с максимальным напряжением сдвига является источником разрушения);

3. Событие C — разрушение начинается в некоторой точке элемента с дефектом (данная точка не является максимально напряженной).

События A , B , C совместные, тогда вероятность отказа i -го элемента подшипникового узла выразим соотношением

$$Q_i(t) = Q_i(A + B + C). \quad (2)$$

После соответствующих преобразований получим:

$$Q_i(t) = Q_i(A) + Q_i(B) + Q_i(C) - Q_i(AB) - Q_i(AC) - Q_i(BC) + Q_i(ABC). \quad (3)$$

ВБР i -го элемента подшипникового узла будет [1]:

$$P_i(t) = 1 - Q_i(t). \quad (4)$$

Таким образом, ВБР подшипникового узла машины за время работы t только от действия перенапряжений и наличия в его элементах исходных дефектов определим из выражения

$$P(t) = \prod_{i=1}^k P_i(t), \quad (5)$$

где $P_i(t) = P_i(t)$, $P_1(t)$, ..., $P_3(t)$ — ВБР соответственно внутреннего и наружного колец подшипника, тел качения, сепаратора и гнезда подшипникового шита.

Вероятности износа и наступления отказов отдельных элементов от действия механических нагрузок описываются известным для подшипников качения законом распределения отказов — двухпараметрической зависимостью Вейбулла, а вероятность отказов по причине наличия исходных дефектов — по И. Меламедову [3].

Представленная модель надежности применена при разработке нормативно-технической документации на методы расчетной оценки надежности подшипниковых узлов на шарикоподшипниках для трехфазных асинхронных двигателей малой мощности, являющихся наиболее массовой продукцией электромашиностроения [4].

НИИЭлектромаш

18. II. 1985

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Прохорова А. С. Надежность машин. — М.: Машиностроение, 1978. — 592 с.
2. Спришевский А. И. Вопросы надежности и долговечности подшипников качения: Обзор. — М.: Информэлектро, 1967. — 191 с.
3. Меламедов И. М. Физические основы надежности. — Л.: Энергия, 1972. — 152 с.
4. РТМ 16 800.717-79 «Машины электрические малой мощности. Методика расчета надежности подшипниковой сборочной единицы трехфазных АДММ» — М.: ВНИИСтандартэлектро, 1979. — 32 с.