

шипников, более близкую к их практической долговечности, и, во-вторых, позволит выбрать оптимальные условия работы, повышающие практическую живучесть подшипников и степень их надежности.

Для более широкого использования этой методики желательно продолжить работы по определению характеристик масел при давлениях от 15000 кгс/см^2 до 25000 кгс/см^2 и температурах от 150°C до 220°C .

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения, справочник. «Машиностроение», 1967.
2. Зайцев А. М., Коросташевский Р. В. Авиационные подшипники качения. Оборонгиз, 1963.
3. Коднир Д. С. Определение толщины смазочного слоя в контакте качения. Куйбышевский авиационный институт, 1970.
4. Сиришевский А. И. Подшипники качения. «Машиностроение», 1969.
5. ВНИИП. Труды института №№ 3, 4, 1963 и № 2, 1965.
6. «Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин». Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.
7. Средства и методы испытаний подшипников качения, под ред. Спичина Н. А. «Подшипниковая промышленность», НИИНАВТОПРОМ, 1966.
8. Poplawski I. V., Mauriello I. A. Skidding in lightly loaded highspeed ball thrust bearings. Paper Amer Soc. Mech. Eng., 1969, N Lubs-ro, 11 pp, ill.

Б. А. ИВАНОВ, А. Н. ФОМЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СМАЗКИ В РОЛИКОПОДШИПНИКЕ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

Исследование предельной несущей способности слоя смазки подшипников качения в условиях высоких скоростей вращения и переменных нагрузок сопряжено с рядом специфических особенностей в постановке эксперимента (специальный нагрузитель, позволяющий изменять нагрузку по амплитуде и частоте, оснащение установки практически безынерционной регистрирующей аппаратурой, вибрации установки и окружающих конструкций и т. п.). С ростом габаритов подшипника указанные особенности могут стать в лабораторных условиях непреодолимой трудностью. Большинство экспериментаторов в аналогичных случаях широко применяют модельные испытания с последующим распространением полученных результатов и зависимостей на другие размеры изделий данного типа.

В результате проведенных экспериментальных исследований на подшипнике В32109Б с привлечением теории математического планирования было получено уравнение регрессии, позволяющее определить предельную амплитуду переменной силы P_g^0 , накладываемой на действующую статическую нагрузку $R_{ст}$, при заданных значениях скорости точек беговой дорожки внутреннего кольца V , динамической вязкости смазки на входе в подшипник μ , радиальном зазоре δ и расходе смазки на единицу площади проходного сечения подшипника q в момент разрушения слоя смазки в контакте наиболее нагруженного тела качения с беговой дорожкой внутреннего кольца:

$$P_g^0 = 30,596 + 1,7359x_v + 5,8056x_\mu - 1,6136x_\delta - 7,4650x_{R_{ст}}^0 + 4,0466x_q - 1,4931x_\mu \cdot x_\delta - 1,3879x_\mu \cdot x_{R_{ст}} - 4,5056x_\delta \cdot x_{R_{ст}}. \quad (1)$$

Факторы в уравнении (1) даны в кодированном виде:

$$x_j = \frac{\tilde{x}_j - \tilde{x}_{j0}}{I_j}, \quad (2)$$

где \tilde{x}_j — кодированное значение фактора;

\tilde{x}_{j0} — натуральное значение фактора;

I_j — интервал варьирования;

j — индекс (принадлежность) фактора.

Здесь

$$\tilde{x}_{j0} = \frac{\tilde{x}_{\max} + \tilde{x}_{\min}}{2} \quad (3)$$

и

$$I_j = \frac{\tilde{x}_{\max} - \tilde{x}_{\min}}{2}, \quad (4)$$

\tilde{x}_{\max} — максимальное натуральное значение фактора;

\tilde{x}_{\min} — минимальное натуральное значение фактора.

Факторы, выраженные в системе МКГСС, приведены в таблице.

Поскольку основной геометрической характеристикой контакта качения является приведенный радиус кривизны $\rho_{пр}$, то в общем виде функциональная зависимость предельной амплитуды переменной силы от параметров, указанных в таблице, для разных размеров роликоподшипников можно представить в виде

$$P_g^0 = f(V, \mu, \delta, R_{ст}, q, \rho_{пр}). \quad (5)$$

| № п/п | Наименование фактора | Обозначение | Размерность | Значения параметров | |
|-------|--|-------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------|
| | | | | минимальное | максимальное |
| 1 | Скорость точек беговой дорожки внутреннего кольца | v | $м/сек$ | 10,530 | 21,539 |
| 2 | Динамическая вязкость смазки | μ | $\frac{кг \cdot сек}{м^2}$ | $1,017 \cdot 10^{-6}$ | $4,430 \cdot 10^{-6}$ |
| 3 | Радиальный зазор в подшипнике | δ | $м$ | $50 \cdot 10^{-6}$ | $100 \cdot 10^{-6}$ |
| 4 | Статическая нагрузка на наиболее нагруженный ролик | $R_{ст}^0$ | $кг$ | 26 | 70 |
| 5 | Расход смазки на единицу площади проходного сечения подшипника | q | $\frac{м^3}{сек \cdot м^2}$ | $2,23 \cdot 10^{-2}$ | $8,88 \cdot 10^{-2}$ |

Примечания. 1. Приведенным в таблице минимальному и максимальному значениям вязкости соответствует кинематическая вязкость 11 и 46 сст.

2. Испытания велись при суммарном расходе смазки через подшипник, минимальное и максимальное значения которого соответственно равны 0,23 и 0,88 л/мин.

Согласно Π_4 — теореме [3] функциональную связь между семью величинами в выражении (5) можно заменить связью между четырьмя безразмерными критериями.

Используя теорию размерностей, преобразуем выражение (5)

$$\frac{P_g^0}{R_{ст}^0} = \Phi \left(\frac{P_{пр}}{\delta}, \frac{q}{V}, \frac{\mu \cdot V \cdot \delta}{R_{ст}^0} \right) \quad (6)$$

или

$$\Pi_4 = \Phi (\Pi_1; \Pi_2; \Pi_3), \quad (7)$$

где

$$\Pi_1 = \frac{P_{пр}}{\delta}; \quad \Pi_2 = \frac{q}{V}; \quad \Pi_3 = \frac{\mu \cdot V \cdot \delta}{R_{ст}^0}; \quad \Pi_4 = \frac{P_g^0}{R_{ст}^0}. \quad (8)$$

Полученная зависимость является общей. Для подшипников с разными $P_{пр}$ при равенстве критериев в правой части должны быть равны и критерии в левой части.

Обозначив параметры подшипника В32109Б индексом «м», (модельный), а интересующего нас — индексом «н» (натурный), можно записать, что если

$$\frac{P_{\text{ПРН}}}{\delta_{\text{Н}}} = \frac{P_{\text{ПРМ}}}{\delta_{\text{М}}}; \quad (9)$$

$$\frac{q_{\text{Н}}}{V_{\text{Н}}} = \frac{q_{\text{М}}}{V_{\text{М}}}; \quad (10)$$

$$\frac{\mu_{\text{Н}} \cdot V_{\text{Н}} \cdot \delta_{\text{Н}}}{R_{\text{СТН}}^0} = \frac{\mu_{\text{М}} \cdot V_{\text{М}} \cdot \delta_{\text{М}}}{R_{\text{СТМ}}^0}, \quad (11)$$

то справедливо равенство

$$\frac{P_{\text{гН}}^0}{R_{\text{СТН}}^0} = \frac{P_{\text{гМ}}^0}{R_{\text{СТМ}}^0}. \quad (12)$$

Для обеспечения равенств (9), (10) и (11) необходимо, чтобы $\delta_{\text{М}} = 0,429\delta_{\text{Н}}$ и $\mu_{\text{М}} = 2,329 \mu_{\text{Н}}$. Подставив значения параметров с индексом «м» в уравнение регрессии (1), можно рассчитать $P_{\text{гМ}}^0$ эквивалентного режима, для которого справедливо равенство (12), отсюда можно найти $P_{\text{гН}}^0$.

Применение теории подобия в данном случае позволяет значительно упростить экспериментальные исследования и применять формулу (1) для подобных подшипниковых узлов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Адлер Ю. П. Введение в планирование эксперимента. М., «Металлургия», 1969.
2. Налимов В. В. и др. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. М., «Наука», 1965.
3. Алабужев П. М. и др. Теория подобия и размерностей. Моделирование. М., «Высшая школа», 1968.

Н. В. ФРОЛОВ, Б. С. ЦФАС

ДАВЛЕНИЯ И ТРЕНИЕ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ВРАЩАТЕЛЬНОЙ ПАРЕ, РАВНОМЕРНО НАГРУЖЕННОЙ ПО ДЛИНЕ

Строгие решения задачи о давлениях и трении во вращательной цилиндрической паре с малым зазором, нагруженной равномерно по всей длине, осуществляются с помощью теории, разработанной И. Я. Штаерманом [1, 2]. Характеризуются они значительной сложностью и трудоемкостью. В работах [3, 4, 5]