

2. С учетом влияния центробежных сил шаров осевые и радиальные смещения как подшипников, так и центра системы возрастают и тем больше, чем выше обороты и больше начальный угол контакта (в рассматриваемом случае от 1,08 до 1,44 раза).

3. Если усилие на ротор направлено под углом  $45^\circ$  к оси вала, то при начальном угле контакта  $20^\circ$  осевое смещение больше радиального смещения центра системы, а при  $35^\circ$  — наоборот.

4. Учет влияния перекосов в подшипниках на их податливость ведет к уменьшению радиальных смещений как в подшипниках, так и центра системы, в то время как осевое смещение системы практически не меняется.

5. Осевые силы на подшипники и нормальные усилия в контактах с внутренним кольцом увеличиваются с возрастанием оборотов и начального угла контакта. Например, при 120000 об/мин, если осевая сила возрастает в 1,63 раза, то усилие в контакте возрастает в 1,31 раза.

6. Углы контакта максимально нагруженного шарика с внутренним кольцом, а также моменты защемления в опорах возрастают с увеличением оборотов ротора.

В данной работе не учитывалось влияние толщин смазочного слоя в контактах на величины усилий в системе.

М. И. Курушин, Д. С. Коднир, С. А. Харламов,  
Л. П. Гребнева, Ю. В. Ильин

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ПРЕДВАРИТЕЛЬНО НАГРУЖЕННОЙ БЫСТРОХОДНОЙ СИСТЕМЕ С ДВУМЯ ШАРИКОПОДШИПНИКАМИ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ И ДИНАМИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ ОСЕВОЙ СИЛЫ НА РОТОР**

В процессе работы предварительно нагруженной системы с двумя шарикоподшипниками в контактах возникают смазочные слои, которые вызывают дополнительные перемещения упругих элементов и увеличивают усилия в контактах.

Исследование велось для быстроходного ротора с двумя шарикоподшипниками при следующих данных: диаметр шарика — 3,175 мм, радиус желоба внутреннего кольца — 1,71 мм, радиус желоба наружного кольца — 1,84 мм, диаметр беговой дорожки внутреннего кольца — 6,818 мм, радиальный зазор в подшипнике — 0,014 мм, обороты ротора — 60000 об/мин., осевая сила предварительного нагружения — 2 кг. Смазка МС 20 при температуре  $100^\circ\text{C}$ , вязкость смазки при атмосферном давлении —  $0,00184$  кг.сек/м<sup>2</sup>, пьезокоэффициент —  $0,145 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/кг, осевая сила на ротор, изменяющаяся по гармоническому закону, имеет максимальное значе-

ние 12 кг. Расчет производился при действии только осевой силы. При определении усилий на опоры учитывалось влияние лишь контактной жесткости подшипников, а корпус и вал ротора принимались абсолютно жесткими.

Расчет велся в следующей последовательности. Сначала определялось осевое смещение внутреннего кольца по отношению к наружному (107, 739 мк) при действии осевой силы предварительно нагружения в 2 кг. без учета вращения, т. е. без учета влияния центробежных сил шаров и смазочного слоя в контактах. Затем при тех же осевых смещениях колец определялась осевая сила в системе с учетом влияния только центробежных сил шаров (0,325 кг). За счет влияния центробежных сил шаров осевое усилие в системе с 2 кг увеличилось до 2,52 кг. Далее учитывалось одновременное влияние центробежных сил шаров и толщин смазочного слоя в контактах на осевую силу в системе. Толщина смазочной пленки в контакте шарика с внутренним кольцом 0,462 мк, с наружным — 0,607 мк. Возникновение смазочной пленки в контактах увеличивает силу предварительной затяжки до 4,5 кг, а если не учитывать изменение характеристики жесткости подшипника за счет условного уменьшения радиального зазора, то усилие увеличится до 4,9 кг, т. е. более чем в два раза. Это снижает расчетную долговечность подшипника по контактному выкрашиванию в 10 раз.

Определение усилий на опоры от внешней осевой нагрузки при статическом ее воздействии на ротор с учетом влияния центробежных сил шаров и толщины смазочного слоя в контактах велось методом итерации. При этом определялось влияние толщины смазочного слоя на характеристику жесткости подшипников. Учет влияния толщины смазочного слоя в случае статического действия осевой силы на ротор (12 кг) ведет к изменению осевой силы на максимально нагруженный подшипник с 12,64 кг до 13,1 кг.

Таким образом, чем больше осевая сила на ротор, тем меньше относительное влияние толщины смазочных слоев на изменение усилий в предварительно нагруженной системе подшипников.

Задача определения усилий на опоры от внешней осевой нагрузки при динамическом характере ее воздействия на ротор решалась методом итерации с одновременным решением дифференциального уравнения для толщины смазочного слоя в контактах и учетом изменения характеристики жесткости подшипника за счет возникновения смазочной пленки в контактах.

Так, при изменении осевой силы на ротор по гармоническому закону с амплитудой 12 кГ и частотой 350 гц усилия на опоры получились почти такими же, как при статическом действии соответствующих сил (в обоих случаях учитывалось влияние толщины смазочного слоя).

С повышением частоты изменения внешнего усилия на ротор минимальные толщины смазочной пленки увеличиваются, а максимальные уменьшаются и поэтому можно пренебречь влиянием динамичности в исследуемом диапазоне частот на сумму толщин

смазочных пленок максимально и минимально нагруженных тел качения.

Таким образом, при определении усилий на опоры в предварительно нагруженной системе с шарикоподшипниками можно не считаться с динамическим характером воздействия внешнего усилия и определять усилия на опоры с учетом толщины смазочного слоя в контактах в предположении статического характера воздействия внешней нагрузки на ротор.

**Б. А. Иванов, Ю. А. Пыхтин, А. Н. Фоменко**

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СЛОЯ СМАЗКИ ДЛЯ НАИБОЛЕЕ НАГРУЖЕННОГО ТЕЛА КАЧЕНИЯ РОЛИКОПОДШИПНИКА ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ**

В ряде быстроходных машин, например, в газотурбинных двигателях работоспособность опор на роликоподшипниках часто определяется фрикционным износом беговых дорожек колец и тел качения или заеданием поверхностей контакта, наступающим значительно раньше усталостного выкрашивания.

Статическая нагрузка, действующая на опоры таких машин, обычно невелика. Однако, как правило, подшипниковый узел подвергается действию переменных нагрузок вследствие дисбалансов ротора, вибраций корпуса и т. п. Показателем надежности работы подшипника в этих условиях является наличие устойчивого масляного слоя между беговыми дорожками колец и телами качения.

В настоящее время нам неизвестно достаточное теоретическое решение указанного вопроса. Поэтому авторы поставили своей задачей экспериментальным путем с применением статистических методов планирования и обработки результатов опытов, изложенных в трудах В. В. Налимова, Ю. П. Адлера и др., оценить влияние ряда факторов на несущую способность смазки в роликоподшипнике при переменных нагрузках и получить математическую модель исследуемого процесса.

Предельная несущая способность смазки оценивалась по величине переменной нагрузки на подшипник в момент наступления граничного трения ролика с беговой дорожкой внутреннего кольца, последнее фиксировалось специально разработанным электронным сигнализатором при возникновении металлического контакта длительностью  $1 \cdot 10^{-5}$  сек и менее с записью нагрузки на шлейфовом осциллографе.

С учетом распределения нагрузки по телам качения в подшипнике в зависимости от жесткости вала, а также жесткости корпуса по методике, разработанной на кафедре «Детали машин» Пермского политехнического института, после статистической обработки результатов эксперимента получено уравнение, описывающее зависимость предельной несущей способности слоя смазки на под-