

щие разбросы по величине угла контакта остались без изменения.

Приведенные выше примеры влияния угла контакта на грузоподъемность подшипника настоятельно требуют введения контроля этого параметра при изготовлении подшипников.

**М. И. Курушин**

## **РАСЧЕТ УСИЛИЙ И СМЕЩЕНИЙ В ПРЕДВАРИТЕЛЬНО НАГРУЖЕННОЙ БЫСТРОХОДНОЙ СИСТЕМЕ С ДВУМЯ ШАРИКОПОДШИПНИКАМИ**

Задача определения усилий, действующих на опоры даже в простейших случаях нагружения системы с радиально-упорными шарикоподшипниками, является статически неопределимой. Для правильного определения усилий, действующих на опоры, а также распределения усилий по шарикам необходимо решать совместно систему уравнений «вал — подшипник — корпус». Решение проводилось при следующих данных: диаметр шарика — 2 мм; диаметр окружности центров шаров — 9 мм; число шариков — 8; радиусы желобов колец — 1,08 мм; начальные углы контакта —  $20^\circ$  и  $35^\circ$ ; внутренний диаметр вала — 4 мм; расчетная длина вала — 27 мм.

В расчетах учитывались контактная податливость подшипников и податливость вала на изгиб. Задача решалась в два этапа. При приближенном решении предварительно с помощью ЭВМ строились характеристики жесткости подшипников без учета перекоса колец, а система «вал — подшипник» при заданной комбинации нагрузок на ротор решалась совместно графически методом последовательных приближений. Ошибка в определении смещений и усилий на опоры таким методом составляла не более 3%.

Процесс итерации при расчете по конкретным усилиям с учетом влияния прогибов вала и перекосов в опорах проводился непосредственно с использованием ЭВМ. Эти расчеты проводились с ошибкой менее 0,1%. Результаты окончательного расчета смещений и усилий с учетом влияния центробежных сил шариков и перекосов, возникающих в результате изгиба вала и разности радиальных смещений внутренних колец подшипников, представлены в таблицах. Для выяснения влияния перекосов в подшипниках на их радиальную и осевую податливости проделаны расчеты смещений ротора при параллельном смещении колец в подшипниках. Для выяснения влияния оборотов ротора на податливость подшипников и системы в целом проделаны расчеты без учета влияния центробежных сил шаров.

По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

1. Если предварительно нагруженную осевым преднатягом систему вращать, то осевые силы возрастут тем больше, чем больше начальный угол контакта.

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-