

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОСЕВЫХ СИЛ МЕЖДУ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО СДВОЕННЫМИ ШАРИКОПОДШИПНИКАМИ

Последовательно сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники нашли широкое применение в тяжело нагруженных высокооборотных опорах. Задачи обеспечения надежной работы таких опор и достижение больших значений скоростного параметра (произведение диаметра вала на число оборотов) до $2 \cdot 10^6$ мм об/мин и более не могут быть решены без учета влияния смазки и определения кинематики подшипников с учетом контактной гидродинамики. Для решения этих задач необходимо прежде всего знание распределения осевых сил между подшипниками.

Приводятся результаты измерений распределения осевых сил между сдвоенными подшипниками, выполненных путем тензометрирования наружных колец, которые хорошо согласуются с расчетными данными, полученными с учетом жесткостных характеристик подшипников и всех конструктивных элементов опоры и усилил затяжки гайки, стягивающей пакет подшипников.

Приводятся также результаты распределения осевых сил между подшипниками в зависимости от толщины дистанционных колец при различных осевых нагрузках. Отмечается, что результаты измерения окружных скоростей сепараторов на рабочих оборотах свидетельствуют о равномерном распределении осевых сил между подшипниками.

Б. А. Иванов, А. Н. Фоменко, М. Г. Рейнер

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗОК НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНОСА РОЛИКОПОДШИПНИКОВ

Долговечность подшипника качения в значительной мере зависит от характера смазывания контактирующих поверхностей, при этом режим жидкостного трения является наиболее благоприятным. При амплитудах переменной нагрузки, превышающих предельную несущую способность слоя смазки, слой смазки в контакте разрывается, и ролики входят в периодический режим граничного или полусухого трения с беговыми дорожками колец, что способствует их износу.

Для проверки данного предположения были проведены испытания на износ серийного подшипника ВЗ2109Б на следующем режиме:

обороты внутреннего кольца — 10000 об/мин;
вязкость смазки (МК-8 при 65°C) — 5 сст;

радиальный зазор в подшипнике — 90 мкм;
статическая нагрузка — 25 кг;
расход смазки — 0,56 л/мин;
амплитуда переменной нагрузки — 200 кг.

Расчетное значение предельной амплитуды переменной нагрузки, при которой наступает продавливание слоя смазки в контакте роликов с внутренним кольцом, было равно 50 кг.

Износ на диаметр измерялся микрометром с ценой деления 1 мкм, а также весовым способом на аналитических весах с точностью до $0,2 \cdot 10^{-3}$ г. Через 50 часов работы износ для роликов составил 4 - 5 микрон и через 70 часов увеличился до 7 микрон, что дало увеличение радиального зазора в подшипнике примерно на 14 мкм.

Оценить интенсивность полученного в данном эксперименте износа можно, сопоставив его с износами, имеющими место на подшипниках, проработавших полный ресурс машины в условиях реальной эксплуатации.

Специально собранная статистика по износу одного из опорных роликоподшипников газотурбинного двигателя показала, что за 500 часов работы в условиях эксплуатации увеличение радиального зазора вследствие износа составляет в среднем 3 микрона, что примерно в 5 раз меньше полученного в эксперименте.

Необходимо также учесть, что износ в эксплуатации является следствием влияния ряда факторов, в то время как при проведенном эксперименте определяющим фактором был только один — переменный характер нагружения.

Проведенные экспериментальные испытания и сопоставление их с результатами обработки статистических данных, собранных в эксплуатации, подтверждают существенное влияние переменных нагрузок на интенсивность износа рабочих поверхностей деталей роликоподшипника.

Ф. П. Снеговский, В. П. Кузьминский

УПРОЩЕННОЕ РЕШЕНИЕ КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Экспериментами установлено почти полное отсутствие утечек смазки из торцов рабочей зоны тяжело нагруженного подшипника скольжения и практически равномерное распределение давления вдоль оси подшипника. В связи с этим для тяжело нагруженного подшипника скольжения можно ограничиться решением плоской контактно-гидродинамической задачи.

На основании известных зависимостей теории упругости и гидродинамической теории смазки составлено уравнение для формы