

но нагреть кольцо подшипника и с небольшим усилием посадить его в корпус или на вал [6].

ЛИТЕРАТУРА

1. Каталог подшипников: каталог 004.Р ООО “Biring”, 1998 – 302 с. 2. Дальский А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин – М.: Машиностроение, 1975. – 223 с. 3. Зайцев А.М. Авиационные подшипники качения. – М, 1963. – 339 с. 4. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации – М, 1987. – 384с. 5. Jean Dhers . Le diagnostic du roulement. I.S.O import standard office-1985. – 48 p. 6. Георг Фишер. Легкий и быстрый монтаж подшипников качения с индуктивным нагревательным аппаратом// Подшипники. – 1987. – 8–16 апреля. – С. 89.

УДК 621.88.084

Д. Эльмессауди

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

*Белорусская государственная политехническая академия
Минск, Беларусь*

Точность геометрических размеров деталей подшипников оказывает значительное влияние на долговечность их работы. Разноразмерность тел качения по диаметру оказывает определенное влияние на изменение распределения радиальной нагрузки в зависимости от расположения ролика или шарика, имеющих больший по сравнению с другими телами качения размер. При вращении подшипника ролик или шарик с большим диаметром непрерывно вызывает перераспределение нагрузки между другими телами качения от минимальных до максимальных значений. При этом процесс качения роликов или шариков сопровождается дополнительным скольжением. Повышенное скольжение тел качения ускоряет процесс их износа, а также дорожек качения, что приводит к уменьшению срока службы подшипника в целом.

Рассмотрим, как влияют конструкционные факторы на распределение нагрузки между телами качения при неподвижном подшипнике, т. е. в статике.

Основным расчетным параметром, определяющим работоспособность подшипников качения по критериям статической прочности и усталостной выносливости рабочих поверхностей, является контактное напряжение, возникающее на площадках контакта наиболее нагруженных шариков или роликов с беговыми дорожками колец [1].

При изучении данного вопроса принимаем некоторые допущения: в подшипнике отсутствует радиальный зазор, учитываем только контактные деформации, а изгиб колец подшипника во внимание не принимаем. Рассмотрение данного вопроса касается подшипников с первоначальным точечным контактом рабочей поверхности колец и тел качения [2].

Учитывая разноразмерность тел качения можно предположить, что контакт между телами качения и дорожками неодинаков, т. е. влияют отклонения геометрических параметров тел качения, неравномерность распределения смазочного материала между ними и нахождения в зоне контакта твердых частиц, которые попадают в подшипник (когда он недостаточно защищён) или они являются продуктами износа.

Поэтому условия равновесия внутреннего кольца, описываемое уравнением

$$Q = P_0 + 2 P_1 \cos \alpha + 2 P_2 \cos 2\alpha + \dots + 2 P_n \cos n\alpha,$$

принимает следующий вид:

$$Q = P_0 + P_1 \cos \alpha + P'_1 \cos \alpha + P_2 \cos 2\alpha + P'_2 \cos 2\alpha \dots + P_n \cos n\alpha + P'_n \cos n\alpha - R \sin \varphi,$$

где: $P'_1 = q_1 P_1$; $P'_2 = q_2 P_2$; ... $P'_n = q_n P_n$;

$$Q = P_0 + P_1 \cos \alpha + q_1 P_1 \cos \alpha + P_2 \cos 2\alpha + q_2 P_2 \cos 2\alpha \dots + P_n \cos n\alpha + q_n P_n \cos n\alpha - R \sin \varphi;$$

$$Q = P_0 + (q_1 + 1) P_1 \cos \alpha + (q_2 + 1) P_2 \cos 2\alpha \dots + (q_n + 1) P_n \cos n\alpha - R \sin \varphi.$$

В этих уравнениях:

где: P_0 – наибольшая нагрузка, которую несет шарик или ролик, расположенный на линии действия усилия Q ; R – реакция со стороны наружной обоймы против ролика или шарика наибольшего диаметра; n – половина числа тел качения в нагруженной зоне. $q_1 \dots q_n$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между телами качения; $0 < q_i \leq 1$ (рис. 1)

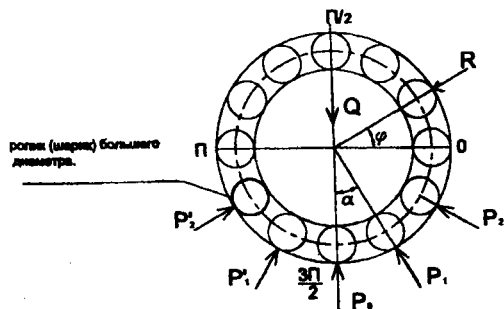


Рис. 1. Распределение нагрузки между телами качения

Распределение внешней нагрузки между роликами можно определить по величине упругой деформации контактирующих поверхностей роликов (шариков) и дорожек качения колец подшипника. Поэтому на величину R оказывает влияние деформация элемента качения и обоих колец в местах их соприкосновения в радиальном направлении.

Особенно заметно влияние разности диаметральных размеров Δdw на значение силы R в случаях, когда эта разность относится к шарикам (роликам) противоположно расположенным. Если Δdw увеличивается, R возрастает.

В зависимости от положения ролика большего диаметра рассмотрим возможное увеличение нагрузки.

При $\varphi = 0$, $R \sin\varphi = 0$ то на подшипник действует только сила Q ;

$\varphi \in]0, \pi/2[$ то на подшипник действует только сила $Q + R \sin\varphi$;

$\varphi = \pi/2$ — $Q + R$;

$\varphi = \pi$ — Q ;

$\varphi \in]\pi/2, \pi[$ — $Q + R \sin\varphi$;

$\varphi \in]\pi, 3\pi/2[$ — $Q - R \sin\varphi$;

$\varphi = 3\pi/2$ — $Q - R$;

$\varphi \in]3\pi/2, 2\pi[$ — $Q - R \sin\varphi$;

Из выше можно сделать вывод что, при $\varphi = \pi/2$ на подшипник кроме радиальной силы Q действует еще сила R . В данном положении сила, действующая на подшипник, достигает максимума т.е. $Q + R$; при $\varphi = 3\pi/2$ сила, действующая на подшипник, будет минимальная т.е. $Q - R$ (рис.2).

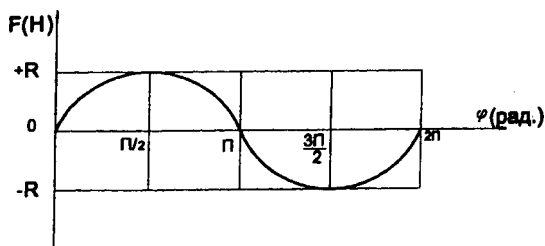


Рис. 2. Распределение нагрузки между телами качения в зависимости от положение ролика (шарика) большего диаметра

Анализ изменения нагрузки, действующей на тела качения, при имеющейся их разноразмерности, показывает, что при проектировании, изготовлении и сборке подшипников необходимо учитывать разноразмерность тел качения, которая не должна превышать допустимое значение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дмитриев В.А. Детали машин. – Л., 1970. – 792 с. 2. Кошель В.М. Подшипники качения – Мн., 1993 – 255 с.