

В этом случае в моменты перехода шара от двух- к трехточечному контакту с желобами колец или наоборот возникает повышенное проскальзывание в контактах. Кроме того, траектория движения центра шара оказывается такой, что при малых зазорах в окнах сепаратора шар ударяет в боковую перемычку сепаратора.

При этом высокоскоростной подшипник может выходить из строя из-за разрушений сепаратора или износа шаров и беговых дорожек.

Приводятся результаты экспериментальных исследований радиально-упорного подшипника при двух- и трехточечном контакте шара с желобами колец.

Для выбора конструктивных параметров подшипника, обеспечивающих двухточечный контакт шаров для заданных условий работы подшипника, предлагается приближенный метод.

По зависимостям без учета центробежных сил шаров определяется величина радиального смещения внутреннего кольца подшипника.

Затем с помощью номограммы для расчета углов контакта в радиально-упорном подшипнике с учетом центробежных сил шаров выбираются величины радиусов желобов, смещений центров радиусов желобов и радиального зазора, обеспечивающие двухточечный контакт шара с желобами колец при заданной осевой нагрузке и скорости вращения.

Полученное значение радиального зазора увеличивается с учетом смещения центра внутреннего кольца.

Е. П. Жильников, М. И. Курушин

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ РАДИУСОВ ЖЕЛОБОВ НА СИЛЫ ТРЕНИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КОНТАКТАХ ШАРА С ЖЕЛОБАМИ КОЛЕЦ РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ПОДШИПНИКА

Величины сил трения в контактах шара с желобами колец могут быть определены на основе контактно-гидродинамической теории смазки. В свою очередь, силы трения влияют на кинематику шара в подшипнике, тепловыделения в контактах и работоспособность подшипника в целом.

Проведенные исследования показали возможность оценки влияния величин радиусов желобов на силы трения в контактах и работоспособность подшипника.

В таблице представлены результаты расчета коэффициентов трения вращения и угловых скоростей вращения в контактах шара с желобами колец при:  $D_0=180$  мм;  $d_{ш}=31,75$  мм;  $\beta_0=26^\circ$ ;  $A=1125$  кг;  $n_b=3000$  об/мин; смазке маслом МК-8; температуре наружного кольца —  $100^\circ\text{C}$ ; температуре внутреннего кольца —  $120^\circ\text{C}$ .

|                          |                     |                      |                      |                      |                      |                      |
|--------------------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| $r_{жн} / d_{ш}$         | 0,515               | 0,526                | * 0,526              | 0,533                | 0,540                | 0,540                |
| $r_{жв} / d_{ш}$         | 0,515               | 0,526                | 0,540                | 0,533                | 0,526                | 0,540                |
| $f_{тр}$ верчен.         | $0,3 \cdot 10^{-2}$ | $0,73 \cdot 10^{-2}$ | $1,01 \cdot 10^{-2}$ | $1,12 \cdot 10^{-2}$ | $1,11 \cdot 10^{-2}$ | $1,69 \cdot 10^{-2}$ |
| $\omega_{верч.}^H$ 1/сек | 11,9                | 12,8                 | 8,4                  | 12,5                 | 15,2                 | 11,9                 |
| $\omega_{верч.}^H$ 1/сек | 11,6                | 10,1                 | 14,3                 | 10,2                 | 7,5                  | 10,5                 |

Из результатов расчетов следует, что при учете зависимости вязкости смазки от давления гидродинамические сопротивления в контактах шара с желобами колец при одинаковом усилии возрастают с увеличением радиуса желоба. Это объясняется тем, что возрастают нормальные давления в контакте, которые приводят к резкому росту вязкости смазки.

Показана возможность определения кинематики шара в радиально-упорном подшипнике с учетом сил сопротивления в контактах.

Необходимо подчеркнуть, что все приведенные выводы справедливы только в случае жидкостного трения в контактах шаров с желобами колец.

Однако результаты исследований указывают, что имеющееся в настоящее время мнение о необходимости увеличения радиусов желобов для снижения потерь на трение нельзя признать справедливым для всех условий работы подшипника. Чтобы более правильно определить оптимальные величины радиусов желобов для конкретных условий работы, необходимо исследование потерь на трение в контактах с учетом центробежных сил и гироскопических моментов шаров на базе контактно-гидродинамической теории смазки.

А. И. Данильченко

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕПАРАТОР ПРИ ПЕРЕКОСЕ КОЛЕЦ РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ПОДШИПНИКА**

Наличие перекоса колец шариковых подшипников с угловым контактом, работающих в узлах опор ГТД, вызывает переменные по характеру и величине напряжения в перемычках сепаратора, опасные с точки зрения усталостной прочности. Экспериментальная оценка силы взаимодействия между сепаратором и телами качения представляет интерес для оценки работоспособности подшипникового узла. Испытывался сепаратор роторного радиально-упорного подшипника с размерами  $130 \times 230 \times 40$  мм. Работа проводилась на установке, позволяющей задавать и контролировать перекося колец исследуемого подшипника во время работы. Перекос создавался разворотом наружного кольца подшипника, расположенного в качающемся на цапфах стакане.

Работа сепаратора в сложных условиях — высокое число оборотов, переменная по углу поворота угловая скорость вращения, большая амплитуда вибраций — побудила отказаться от токосъемника и разработать телеметрическую схему съема сигналов. В схеме использовался радиопередатчик с частотной модуляцией для передачи сигналов с тензодатчиков, установленных на перемычках сепаратора. В схеме передатчика применен генератор на туннельном диоде, в цепь питания которого включены тензодатчики, меняющие напряжение смещения диода, благодаря чему осуществляется частотная модуляция. Для приема электромагнитных сигналов использовался 4-М-приемник с выходом на осциллограф.