

шему мнению, даже может иметь определенные преимущества перед геометрией двух- и четырехточечных подшипников при работе в условиях, подобных описанным выше.

Трехточечные подшипники сохраняют работоспособность при высоких значениях оборотов и нагрузок, обеспечивая высокие ресурсы.

Все вышесказанное позволяет сделать вывод о том, что необходимо более тщательно исследовать возможные границы применения трехточечных подшипников, широко используя при этом методы контактно-гидродинамической теории смазки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения, справочник, Машиностроение, 1967.
2. Зайцев А. М., Коросташевский Р. В. Авиационные подшипники качения, Оборонгиз, 1963.
3. Жильников Е. П. Исследование работоспособности авиационных шарикоподшипников с четырехточечным контактом, автореферат диссертации на соискание ученой степени к. т. н., 1971.
4. Кудир Д. С. Определение толщины смазочного слоя в контакте качения, КуАИ им. С. П. Королева, 1970.
5. Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин. Труды КуАИ им. С. П. Королева, выпуск 40, 1969.
6. Курушин М. И. Расчет авиационных шарикоподшипников с учетом контактной гидродинамики. Автореферат диссертации на соискание ученой степени к. т. н. 1969.

Ю. Г. СОКОЛОВ

ПОВЫШЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ РАДИАЛЬНОГО ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ДЕЙСТВИИ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ

Работоспособность и долговечность шарикового подшипника, воспринимающего осевую нагрузку, в сильной мере зависит от угла контакта, т. е. угла, образованного вектором нормальной силы в контакте кольца и шарика с поперечной осью симметрии подшипника. Увеличение этого угла повышает осевую грузоподъемность и долговечность подшипника. Вместе с тем в высокоскоростных относительно малонагруженных подшипниках чрезмерное увеличение угла контакта может привести к выходу шарика на кромку беговой дорожки и быстрой аварии подшипника. При одновременном действии радиальной и осевой нагрузок в ряде случаев увеличение угла контакта дает повышение долговечности только в определенном диапазоне. Дальнейшее его увеличение может даже привести к снижению долговечности подшипника.

Таблица 1

УГЛЫ КОНТАКТА		
№ ПОДШИПНИКА	ПАРАМЕТР $f = \frac{r_{ж}}{d_{ш}}$	УГОЛ КОНТАКТА β°
1 6A2071013	0,510 ÷ 0,527	13°23' ÷ 27°41'
2 В276209P	0,513 ÷ 0,525	14°23' ÷ 24°42'
3 7Б27621261Т2	0,513 ÷ 0,523	11°11' ÷ 19°41'
4 4A2762141013	0,513 ÷ 0,523	17°11' ÷ 26°30'

диальный зазор.

В связи с производственными допусками на радиусы желобов и диаметр шарика угол контакта колеблется в довольно широком диапазоне.

В таблице 1 приведены для примера расчетные значения углов контакта для ряда подшипников, полученные по предельным значениям допусков на параметры желоба.

Разброс угла контакта в пределах 9 ÷ 14° является обычным. Для иллюстрации влияния угла контакта на долговечность подшипника можно построить график, связывающий долговечность подшипника, отнесенную к долговечности при угле контакта 10°, с величиной радиального зазора, отнесенной к диаметру шарика (см. рис. 1). Для простоты при построении графика не учитывается влияние угла контакта на приведенную кривизну в контакте, а также деформация в контакте.

Расчет относительной долговечности подшипника ведется на основании известной зависимости долговечности от числа циклов;

$L = \frac{C}{\sigma^{10}}$, где L — долговечность, C — постоянная, σ — максимальное напряжение в контакте шарика с внутренним кольцом, зависящее от нормального усилия в контакте и отношения радиуса желоба к диаметру шарика $f = \frac{r_{ж}}{d_{ш}}$.

Долговечность при заданном угле контакта β и заданном значении f , отнесенная к долговечности подшипника с углом контакта $\beta = 10^\circ$ и величине $f = 0,525$, определяется по формуле:

$$\frac{L_{\beta}}{L_{\beta=10}} = \left(\frac{\mu \nu_{\rho}}{\mu \cdot \nu_{\rho=0,25f}} \right)^{10} \cdot \left(\frac{\sin \beta}{\sin 10} \right)^{3,33}$$

Из графика рис. 1 следует, что в товарных подшипниках разброс расчетной долговечности довольно значителен и имеются большие резервы по повышению грузоподъемности и надежности работы подшипника за счет регламентации угла контакта. График также может быть использован для выбора начального радиального зазора подшипника. Для примера на оси абсцисс пока-

Приведенные примеры свидетельствуют о важности строгой регламентации такого параметра, как угол контакта.

К сожалению, в настоящее время внутреннее и наружное кольца подшипника изготавливаются независимо друг от друга и произвольно комплектуются при сборке подшипника из условия такого контролируемого параметра, как ра-

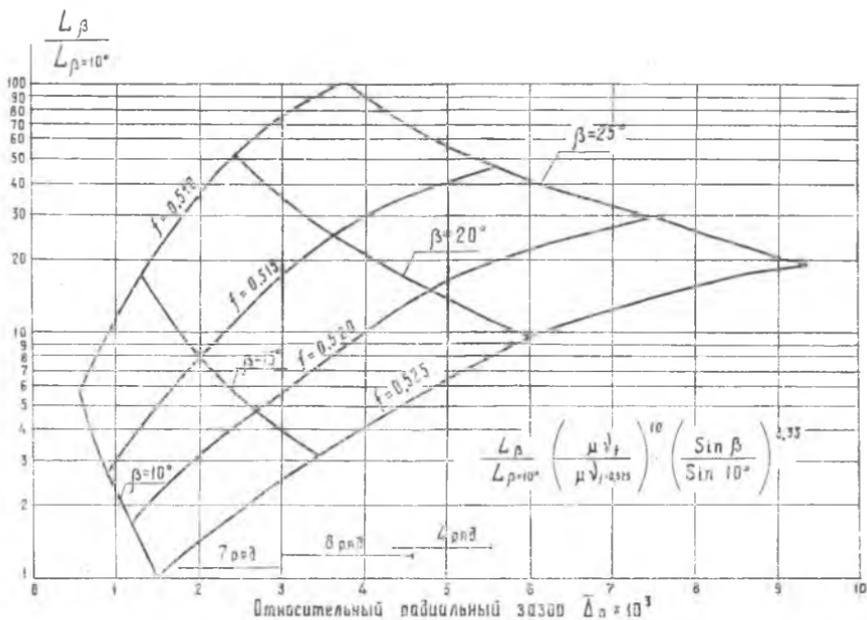


Рис. 1.

заны диапазоны радиальных зазоров, соответствующие 7, 8 и 4 рад-ам радиальных зазоров.

Для проверки приведенных выше выводов были обработаны результаты 144 испытаний высокоскоростного сильно нагруженного подшипника 4A276214Ю, работающего в среде маловязкой жидкости. Результаты расчета, приведенные в таблице 2, свидетельствуют о том, что средние износы при бльших углах контакта почти в 2 раза меньше, чем при меньших. Следует отметить, что фактические углы контакта, величина которых не контролируется при изготовлении подшипника, были выше, чем предусмотренные техническими условиями подшипника.

При указанном выше анализе углы контакта определялись по формуле:

$$(\Delta_{\text{осевой}}/\Delta_{\text{радиальн.}})^2 = (1 - \cos \beta)/(1 + \cos \beta),$$

полученной из соотношений параметров желобов. Здесь Δ осевой и Δ радиальный — соответственно осевой и радиальный зазоры подшипника. В графическом виде эта зависимость приведена на рис. 2.

В последние годы выросла точность изготовления посадочных поверхностей и точность вращения подшипника. Следующим шагом, существенно повышающим надежность и долговечность радиального шарикового подшипника, воспринимающего осевую нагрузку, является регламентация угла контакта.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКА 4A276214 Ю13

УГОЛ КОНТАКТА	Кол-во подшип- ников	МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОЖИДАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ИЗНОСА В МКМ	
		ПО РАДИАЛЬНОМУ ЗАБОРУ	ПО ОСЕВОМУ ЗАБОРУ
19°45' ÷ 22°53'	40	77	117
23°08' ÷ 25°55'	78	76	107
26° ÷ 29°09'	26	39	66

СРЕДНИЕ ИЗНОСЫ ПО ВСЕЙ ВЫБОРКЕ (44 ИСПЫТАНИИ)
62,5 И 102,6 СООТВЕТСТВЕННО

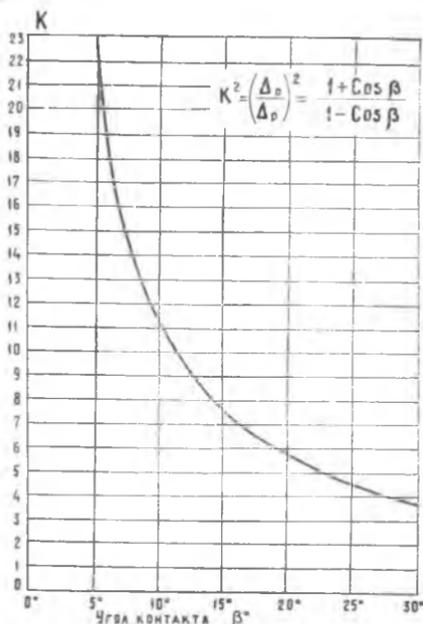


Рис. 2.

Ю. Г. СОКОЛОВ

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ СЕПАРАТОРОВ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ГТД

В высокоскоростных шариковых подшипниках роторов ГТД большого ресурса сепаратор испытывает многие миллионы циклов нагружения, величина которого колеблется в широком диапазоне в зависимости от конструктивных особенностей подшипника и условий его работы. Качество изготовления деталей подшипника также имеет значительный разброс.

Эти обстоятельства приводят к тому, что даже при отсутствии масляного голодания или повреждения беговых дорожек или шариков, в эксплуатации наблюдаются случаи усталостных поломок перемычек сепаратора.

Известно, что нагрузки на сепаратор возрастают в условиях работы подшипника с перекосом и при одновременном действии осевой и радиальной нагрузок, что неизбежно для подшипников ГТД. Рост габаритов подшипников, вызванный применением двухвальных и трехвальных двигателей, а также требования снижения веса обуславливают применение подшипников сверхлегких серий, имеющих малое отношение диаметра шарика к диаметру беговой дорожки и, как следствие, повышенную чувствительность к