

ВЫВОДЫ

1. Установлено, что смазка существенно увеличивает сопротивление качению при средних контактных давлениях и малой величине сил трения скольжения на контакте по сравнению с условиями, когда обкатываются технически чистые поверхности.

2. При наличии на контакте значительных по величине сил трения скольжения смазка уменьшает сопротивление качению (качение тороида по желобу с отношением $\frac{R_{ж}}{d_{ш}} = 0,515$).

3. На кривой зависимости коэффициента сопротивления качению смазанных поверхностей от скорости качения отмечено наличие максимума.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пинегин С. В. и др. «Влияние внешних факторов на контактную прочность при качении». Изд-во «НАУКА», Москва, 1972 г.

С. В. ФЕДОТОВА, Г. А. ЛОБАНОВ, И. С. ЛЕСНИЦКИЙ

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ С ТРЕХТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТОМ ПРИ ДВУХ- И ТРЕХТОЧЕЧНОМ КАСАНИИ ШАРОВ С ЖЕЛОБАМИ

В опорах роторов газотурбинных двигателей и в редукторах очень широко применяются радиальноупорные подшипники трехточечного контакта. В серийных изделиях и в изделиях, находящихся в доводке, нами использовано 15 типоразмеров подшипников трехточечного контакта особо легкой и легкой серии с внутренними диаметрами от 35 до 180 мм, причем на самых разнообразных скоростных режимах и при различных сочетаниях радиальных и осевых нагрузок.

Считается, что трехточечные подшипники работают надежно лишь при явном преобладании осевой нагрузки над радиальной, т. к. такое соотношение сил обеспечивает двухточечный контакт шаров с беговыми дорожками в процессе работы.

Однако практика двигателестроения показывает, что достижение такого соотношения не всегда возможно.

В современных многорежимных ГТД давления в газовых полостях, определяющие величину и направление действия осевых сил, могут изменяться в очень широком диапазоне при переходе двигателя с режима на режим. Это приводит к изменению величины осевых сил, действующих на подшипники и, главное, к изменению соотношения между осевыми и радиальными силами.

Мало того, дальнейшее усложнение функций ГТД и связанное с этим изменение их конструкций привело к тому, что в ряде

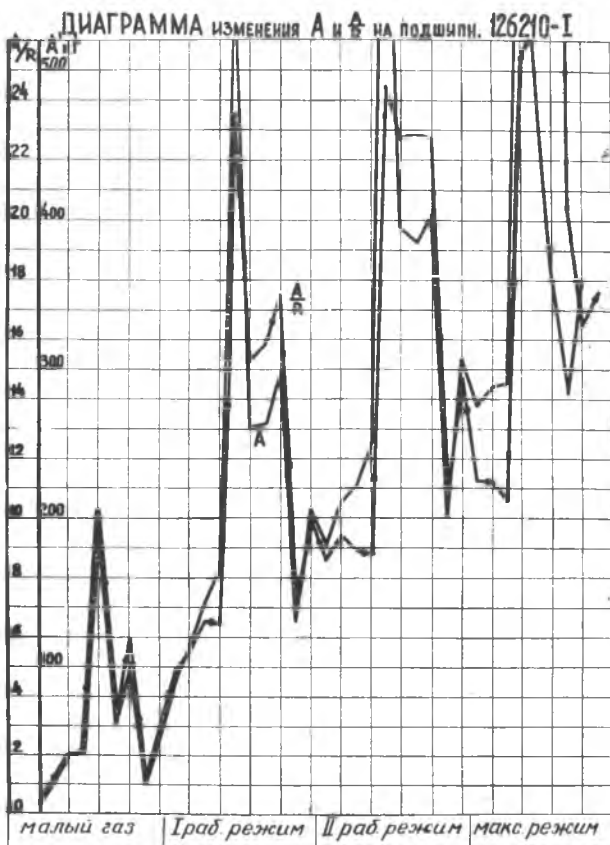


Рис. 1.

двигателей при изменении режимов работы происходит изменение не только величины, но и направления действия осевых сил в опорах. Возникают знакопеременные осевые силы, причем изменение направления сил происходит за время порядка долей секунды. Вследствие этого шары радиально-упорного подшипника в процессе работы постоянно перекатываются через разъем, входя в контакт попеременно то с одним, то с другим полукольцом.

Замеры осевых и радиальных нагрузок, проведенные нами на одном из серийных двигателей, показали следующую картину изменения сил, действующих на радиально-упорные подшипники роторов этого двигателя.

Например, подшипник 126210-1 (см. фиг. 1) нагружен по «классической» схеме, т. е. с большим преобладанием осевой нагрузки над радиальной на всех режимах работы. Отношение A/R лежит в диапазоне от 2 до 29.

ДИАГРАММА ИЗМЕНЕНИЯ A И $\frac{A}{R}$ НА ПОДШИПНИКЕ

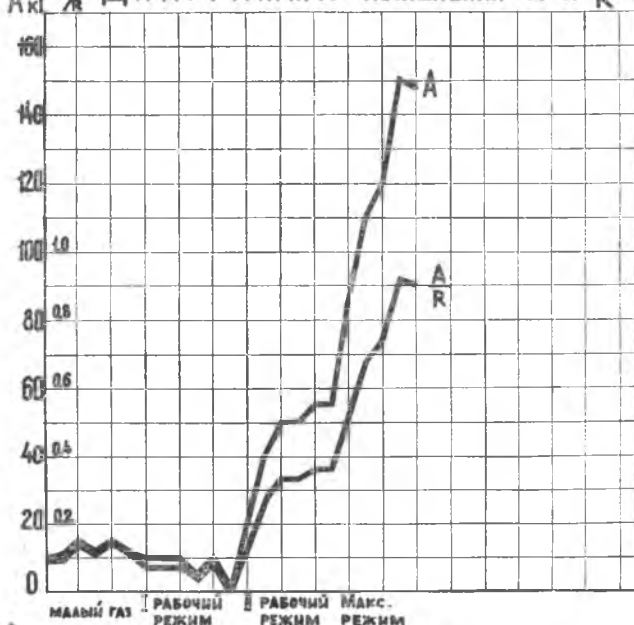


Рис. 2.

Соотношение сил, действующих на подшипник 126211 (см. фиг. 2), носит другой характер. Здесь преобладающей является радиальная сила. Отношение A/R изменяется от 0,05 до 0,9, причем большая часть рабочего диапазона находится в районе от 0,05 до 0,35, а на одном из переменных режимов осевая сила вообще отсутствует и подшипник воспринимает только радиальную нагрузку.

Наиболее интересную картину соотношения сил мы наблюдаем на подшипнике 126210-II (см. фиг. 3). У этого подшипника также преобладающей является радиальная нагрузка, но на переменных режимах в этой опоре возникают значительные осевые силы, направленные в противоположную сторону по сравнению с нагрузками на постоянных режимах.

Следует отметить, что число переменных режимов для двигателя не ограничено (свыше 50000 за ресурс), а время их протекания длится от 0,05 до 3,5 сек, т. е. изменение нагрузок может носить ударный характер. Таким образом во время работы шары этого подшипника должны перекатываться через центр беговой дорожки, ударяясь о второе полукольцо, а затем возвращаясь в первоначальное положение. При этом в подшипнике возникает трехточечный контакт шаров с обеговыми дорожками.

ДИАГРАММА изменения A и $\frac{A}{R}$ НА ПОДШ. 126210-II

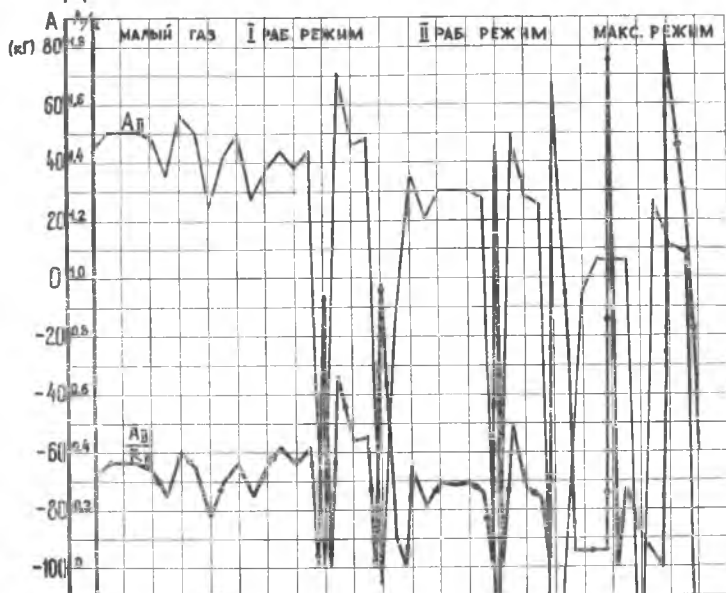


Рис. 3.

В этих условиях очень важен правильный выбор геометрии применяемого радиально-упорного подшипника, ввиду того, что подшипники с разной геометрией обладают различной работоспособностью при знакопеременных нагрузках. Так подшипник двухточечного контакта начинает «работать по разъему». Такой режим работы для двухточечного подшипника нежелателен, т. к. он может привести к выкрашиванию металла на кромках полуколец.

У трехточечных и четырехточечных подшипников появляются дополнительные точки контакта (соответственно третья и четвертая), причем усложняется кинематика вращения шаров, особенно у четырехточечных подшипников. Кроме того, вследствие работы на высоких оборотах у 4-точечных подшипников резко увеличивается внутреннее трение, что может привести к перегреву подшипника. Но эти подшипники не имеют недостатка, свойственного 2-точечным подшипникам, т. е. они не «работают по разъему».

Указанные особенности работы радиальной силы над осевой, а также при знакопеременных нагрузках были тщательно проанализированы нами при выборе наиболее оптимальной геометрии радиально-упорных подшипников для наших изделий.

Параллельно мы проводили испытания подшипников с разной геометрией на установках, проверяя их работоспособность на различных режимах и при различном сочетании осевых и радиальных нагрузок.

Проанализировав особенности работы разных типов радиально-упорных подшипников и проведя исследования, мы пришли к выводу, что трехточечные подшипники могут быть с успехом применены в качестве радиально-упорных подшипников для роторов ГТД, работающих на режимах, подобных описанным выше.

Многолетний опыт проектирования и эксплуатации газотурбинных двигателей показал, что подшипники с этой геометрией надежно работают при различных сочетаниях оборотов и нагрузок, обеспечивая ресурсы до 1500 часов и не имея при этом дефектов и видимых следов истирания рабочих поверхностей.

Выводы о работоспособности подшипников трехточечного контакта, сделанные нами на основании опыта их эксплуатации, полностью подтвердились специальными расчетами.

Методами контактной гидродинамики нами были произведены расчеты толщины масляного слоя в зоне контакта тел качения с беговыми дорожками для всех трехточечных подшипников, в том числе для подшипников 126210 и 126211 на режимах, описанных выше.

Расчеты показали, что на всех режимах работы в подшипниках сохраняется толщина масляной пленки, обеспечивающая работу подшипника в условиях жидкостного трения.

Так в подшипнике 126210 толщина масляной пленки составила $h_0 = 0,2$ мкм, в подшипнике 126211 $h_0 = 0,34$ мкм. Безразмерный коэффициент λ , рекомендуемый Т. Е. Тальяном в качестве параметра, характеризующего режим трения в подшипнике, соответственно равен 2,48 и 4,2, что свидетельствует о жидкостном режиме трения в данных подшипниках.

Следует отметить, что касание шарами беговой дорожки в третьей точке возможно и сказывается на долговечности подшипника, снижая ее. Однако это снижение, по всей вероятности, настолько незначительно, что не оказывает заметного влияния на работоспособность подшипников, имеющих расчетную долговечность в 1,5—2 раза превышающую ресурс. При этом не происходит заметного изменения рабочих поверхностей подшипников даже на ресурсах до 1500 часов. Все сказанное относится к подшипникам из стали ЭИ-347Ш.

В последнее время в ряде организаций подшипниковой промышленности наметилась тенденция к критике конструкции трехточечных подшипников в связи с возможностью появления у них трехточечного контакта. Все чаще поднимается вопрос о целесообразности применения подшипников с такой геометрией.

Опыт нашей работы показывает, что геометрия трехточечного подшипника не только имеет право на существование, но, по на-

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.