

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ В ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПОДШИПНИКАХ С ПОЛЫМИ И СПЛОШНЫМИ РОЛИКАМИ

Проблема развития современных газотурбинных двигателей (ГТД) во многом зависит от работоспособности подшипниковых опор трансмиссии, которые работают при высоких скоростных параметрах ($d_{cp} \times n \geq 1,0 \times 10^6$ мм·об/мин) и небольших радиальных нагрузках. Такие условия способствуют появлению проскальзывания комплекта роликов с сепаратором относительно внутреннего кольца подшипника. При проскальзывании возникает тепловыделение, которое приводит к уменьшению вязкости смазки в зоне контакта и при наступившем граничном трении происходит повышенный износ контактирующих поверхностей подшипника.

Анализ условий работы высокоскоростных подшипников в ГТД и их дефектов после эксплуатации показывает, что проскальзывание в подшипнике может возникать при различных рабочих оборотах, нагрузках, температурах смазки, сортах, подачах и прокачках смазки и зависит от конструкции опоры двигателя (жесткой или демпфирующей).

Кроме того, на степень проскальзывания оказывают влияние такие параметры внутренней конструкции подшипника, как радиальный зазор, конструкция колец и сепараторов и др.

В качестве примера рассмотрим явление проскальзывания в подшипниках типов 32916, 32134 и 32132 в ГТД.

На рис. 1 показано изменение коэффициента проскальзывания сепаратора K от рабочих оборотов при различных сортах смазки (масло ВНИИНП-7, маслосмесь 25% МС-20 и 75% трансформаторного) и температуры смазки $t_m = -5^\circ\text{C}$ и 80°C , а также от конструкции опор. Здесь $K = \frac{n_{c.з}}{n_{c.т}} \times 100$, где $n_{c.з}$ и $n_{c.т}$ соответственно замеренные и теоретические обороты сепаратора. Из графиков, изображенных на рис. 1, видно, что проскальзывание в подшипнике уменьшается с увеличением температуры масла (особенно с маслосмесью) и жесткости опоры.

На рис. 2 показано отличие между замеренными и теоретическими оборотами подшипников ГТД типа 32134 и 32132 в зависимости от оборотов внутреннего кольца при различных радиальных нагрузках (без учета веса ротора). Из графиков видно, что с увеличением нагрузок на подшипники обороты сепаратора приближаются к теоретическим.

Ввиду того, что дефект проскальзывания имеет место как при эксплуатации, так и при доводке ГТД, появились работы [1—8]

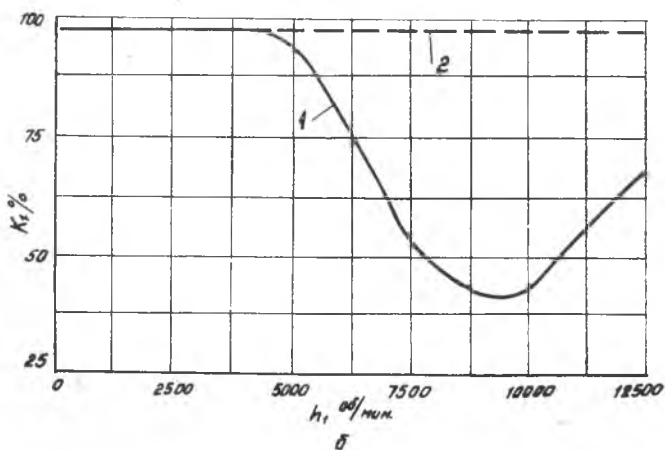
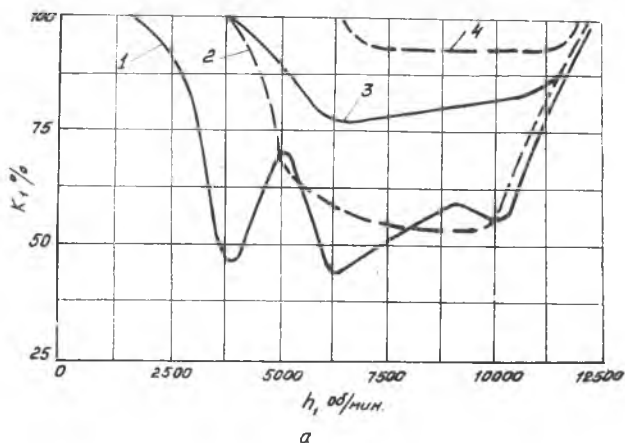


Рис. 1. Зависимость коэффициента проскальзывания K от оборотов внутреннего кольца подшипника типа 32916: a — при радиальном зазоре 0,045 мм и температурах смазки: 1 и 3 для маслосмеси соответственно при $t_M = -5^\circ\text{C}$ и $t_M = 80^\circ\text{C}$, 2 и 4 для масла ВНИИНП-7 соответственно при $t_M = -5^\circ$ и $t_M = 80^\circ\text{C}$ b — при радиальном зазоре 0,095 мм и различных конструкциях опор подшипников (смазка-маслосмесь): 1 — упругая, 2 — жесткая

по исследованию и изысканию методов устранения проскальзывания в высокоскоростных и легко нагруженных подшипниковых опорах. В этих работах отражаются следующие основные направления:

1) аналитический метод с учетом контактно-гидродинамической теории с последующей экспериментальной проверкой;

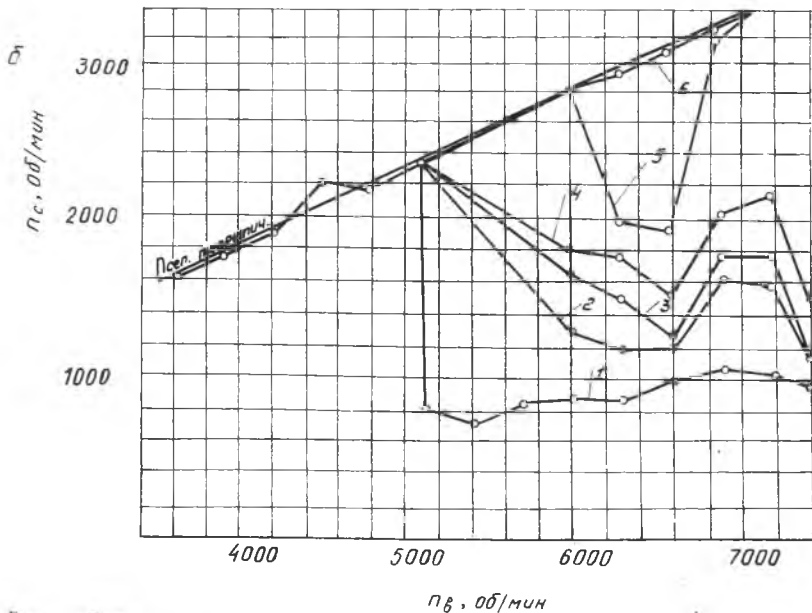
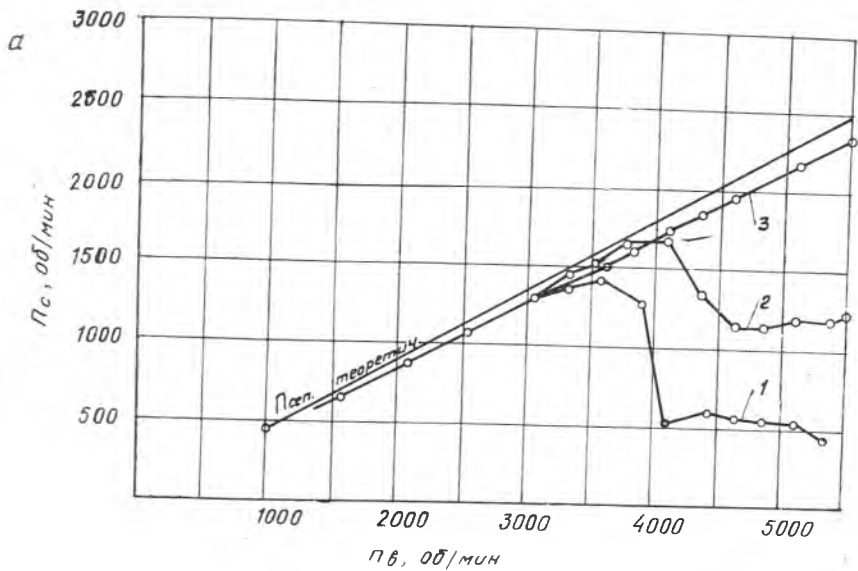


Рис. 2. Зависимость оборотов сепаратора от оборотов внутреннего кольца подшипника:

а — подшипник 32134: 1, 2, 3 — измеренные обороты сепаратора при нагрузках на подшипник соответственно: 300, 400 и 600 кг; б — подшипник 32132: 1, 2, 3, 4, 5, 6 — измеренные обороты сепаратора при нагрузках на подшипник соответственно: 0, 100, 200, 300, 400 и 500 кг.

2) метод «догрузки» подшипников (уменьшение радиальных зазоров, применение овальных колец и искусственной нагрузки, создание перекосов осей опор двигателя);

3) модернизация или создание новых конструкций высоко-скоростных подшипников (подшипники с полыми роликами, как толстостенными, так и тонкостенными, подшипники с сепарирующими роликами).

В настоящей работе приводятся результаты сравнительных исследований проскальзывания в высокоскоростных подшипниках с полыми и сплошными роликами.

Объектом исследования выбран роликподшипник типа 32130 в габаритах $150 \times 225 \times 35$ мм с 24-мя роликами 19×19 мм и радиальным зазором $0,080 \div 0,090$ мм. Для подшипника были изготовлены полые ролики с внутренним диаметром 10,5 мм (коэффициент пустотелости $C \frac{R_1}{R_2} = 0,55$, где R_1 и R_2 — радиусы внутреннего и наружного диаметров роликов).

Исследования проводились на специальном стенде А7-КуАИ [9], позволяющем регистрировать рабочие температуры колец подшипников, обороты вала и сепаратора (для измерения оборотов сепаратора в него вмонтировался постоянный магнит).

Исследования проскальзывания в подшипниках проводились по следующей методике:

1. Варьировались режимы и условия работы подшипников, при которых степень проскальзывания K изменялась в диапазоне от 40 до 100%; обороты вала $n_b = 0 \div 5000$ об/мин; радиальная нагрузка $R = 0 \div 250$ кг; давление масла (трансформаторное), подаваемого в подшипник $P_m = 6 \div 7$ кг/см² при прокачке 6 л/мин; температура масла на входе в подшипник $t_m \approx 40^\circ\text{C}$.

2. Подшипники со сплошными и полыми роликами имели радиальные зазоры $0,080 \div 0,090$ мм и испытывались на стенде при одинаковых режимах.

3. Приборами одновременно фиксировались обороты сепаратора и вала, температура наружного кольца. Рабочие радиальные зазоры испытуемых подшипников периодически контролировались непосредственно на стенде при его кратковременных остановках.

После соответствующей обработки результатов сравнительных испытаний подшипников с полыми и сплошными роликами построены графики зависимости коэффициента проскальзывания K от радиальной нагрузки при различных оборотах вала (рис. 3).

Из анализа графиков видно, что при одинаковых условиях испытаний в подшипниках с полыми роликами степень проскальзывания меньше, чем в подшипниках со сплошными роликами и особенно это характерно проявляется при малых нагрузках ($R = 50 \div 200$ кг). Так, например, при $n_b = 3000$ об/мин и $R = 100$ кг разница в величине коэффициента проскальзывания

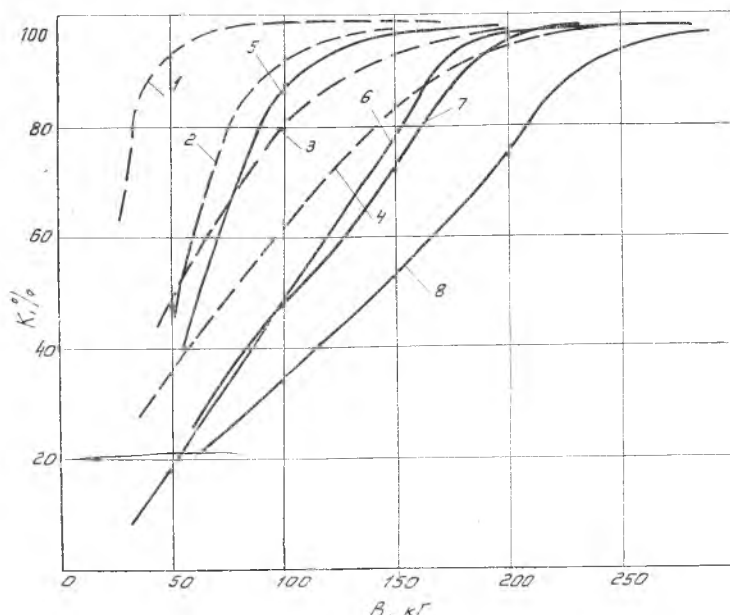


Рис. 3. Сравнительные зависимости коэффициента проскальзывания K от радиальной нагрузки на подшипник типа 32130 при 2000, 3000, 4000, 5000 оборотах внутреннего кольца:

1, 2, 3, 4 — для подшипников с полыми роликами; 5, 6, 7, 8 — со сплошными роликами

K у подшипников с полыми и сплошными роликами составляет 44% и с увеличением нагрузки эта разница уменьшается. При нагрузке $R = 250$ кг проскальзывание у подшипников с полыми роликами практически отсутствует ($K \approx 95\%$).

Разницу в величине проскальзывания при небольших нагрузках в подшипниках с полыми и сплошными роликами можно объяснить снижением сил трения на наружном кольце из-за уменьшения центробежных сил и момента инерции полого ролика, который легче раскручивается в нагруженной зоне подшипника, а также уменьшением инерции комплекта полых роликов с сепаратором и составляющей силы трения. Кроме того, уменьшается сопротивление смазки при прохождении ее через подшипник с полыми роликами.

Необходимо отметить, что контроль рабочего радиального зазора в подшипниках непосредственно на стенде показал, что у подшипника со сплошными роликами он изменялся в пределах $0,110 \div 0,050$ мм, а у подшипника с полыми роликами сужался — $0,100 \div 0,070$ мм. Это можно объяснить улучшенной прокачкой масла через подшипник с полыми роликами, о чем также свидетельствует и снижение средней температуры наружного кольца на $10 \div 12^\circ\text{C}$.

Приведенные в работе экспериментальные данные сравнительных исследований высокоскоростных подшипников с полыми и сплошными роликами подтверждаются удовлетворительными испытаниями подшипников типа 32132, 32126 и 32725 с полыми роликами в изделиях ГТД.

Таким образом, на основе анализа результатов исследования и испытания подшипников с полыми и сплошными роликами можно сделать заключение, что при одинаковых условиях работы подшипники с полыми роликами менее склонны к проскальзыванию по сравнению со сплошными (для данного эксперимента проскальзывание в $1,5 \div 2$ раза уменьшается при небольших радиальных нагрузках $R = 50 \div 200$ кг и радиальном зазоре $g = 0,080 \div 0,090$ мм).

Полученные нами результаты по уменьшению проскальзывания в подшипниках с полыми роликами подтверждаются исследованиями, приведенными в работе [8].

ЛИТЕРАТУРА

1. Шашкин В. В., Пиковский В. А. Исследование проскальзывания в высокоскоростных подшипниках с гибкими роликами. Труды института (ВНИИП), № 1 (69), М, 1972.
2. Пиковский В. А., Кустов В. Г., Леонов Е. В., Шашкин В. В. Исследование распределения нагрузки в подшипниках с пустотелыми роликами М., «Подшипниковая промышленность», 1969, № 2.
3. Пиковский В. А., Кустов В. Г., Леонов Е. В., Шашкин В. В. Упругая деформация пустотелых комбинированных роликов под действием сосредоточенных сил, приложенных нормально к боковой поверхности. М., «Подшипниковая промышленность», 1969, № 1.
4. Коднир Д. С., Соколов Ю. Г. Основы теории проскальзывания в высокоскоростных радиальных подшипниках ГТД. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.
5. Талаквандзе В. В., Пономарев Н. Н. Подшипник качения, кл. 47В, 12, авт. свидет. № 188801, дата опубл. декабрь 1966.
6. Bones R. I. Gage and roller slip in highspeed roller bearings. «I. Mech. Engng. Sei», 1969, 11, № 2, 181—188.
7. Harris T. A., An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings «ASLE Trans», 1966, 9, № 3.
8. Harris T. A., Aaronson S. F. An analytical investigation of cylindrical roller bearings having annular rollers, «ASLE Trans», 1967, 10, № 3.
9. Данильченко А. И., Иванцов А. М. Экспериментальная установка для исследования крупногабаритных подшипников качения ГТД. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.