

## СКОЛЬЖЕНИЕ В МЕЖВАЛЬНОМ РОЛИКОВОМ ПОДШИПНИКЕ ГТД

© 2009 В. В. Макаrchук<sup>1</sup>, Н. И. Петров<sup>2</sup>, В. И. Акифьев<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Завод авиационных подшипников, г. Самара

<sup>2</sup>Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

<sup>3</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

Приведены результаты экспериментального исследования и теоретического расчета скольжения сепаратора в цилиндрическом роликовом межвальном подшипнике газотурбинного двигателя.

*Подшипник, проскальзывание, скольжение сепаратора, ролик, газотурбинный двигатель*

Проскальзывание комплекта тел качения и связанные с ним дефекты рабочих поверхностей являются наиболее распространенной причиной потери работоспособности межвальных подшипников авиационных газотурбинных двигателей [1]. Основные положения теории расчета на проскальзывание высокоскоростных роликовых подшипников изложены в работах [2,3].

Вместе с тем в указанных работах при анализе условий силового равновесия комплекта тел качения и сепаратора принято, что силы трения в контактах роликов с кольцами определяются лишь сдвигом смазочных слоев при проскальзывании. При этом не учитываются условия трения в кон-

тактах шероховатых поверхностей при неполном разделении их слоем смазки.

Кроме того, в указанных работах не учитываются особенности работы межвальных подшипников при различных соотношениях скоростей вращения внутреннего и наружного колец. В этой связи теоретические расчеты по программе, основанной на методике работы [3], дают значения проскальзывания сепаратора, значительно превышающие полученные в работе [4] экспериментально.

На рис. 1 приведена схема узла испытаний межвальных и межроторных подшипников.

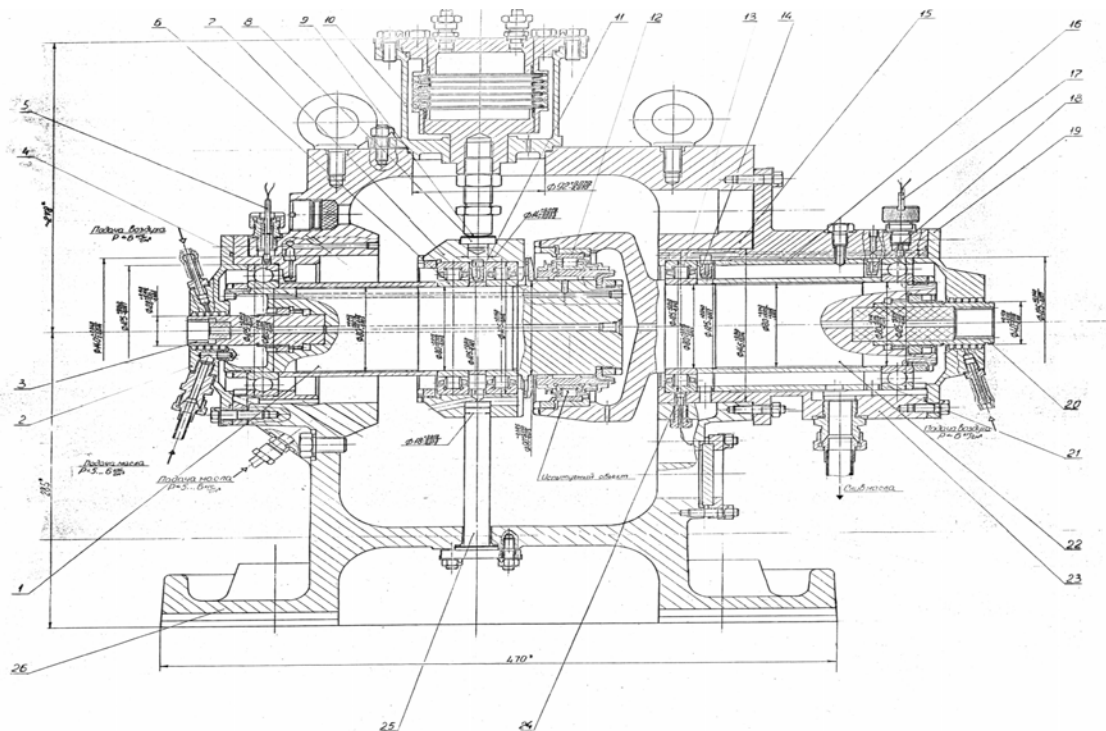


Рис. 1. Узел испытаний межвальных подшипников

Измерения частот вращения колец осуществлялась индукционными датчиками. Частота вращения сепаратора измерялась токовихревым преобразователем. Все частоты вращения в интервале  $0,10 \dots 0,12 \text{ с}^{-1}$  одновременно регистрировались на компьютер с последующим спектральным анализом. Величина проскальзывания определялась сравнением теоретической (расчетной) частоты вращения сепаратора с фактической, измеренной на каждом режиме.

На рис. 2 приведены результаты испытаний подшипника 55-2672919P5 при различных значениях радиального зазора при смазке маслом ИПМ-10. Величины проскальзывания сепаратора приведены в зависимости от частоты вращения наружного кольца. При этом частоты вращения внутреннего кольца соответствовали режимам

работы подшипника в изделии. В результате получено уменьшение значения проскальзывания сепаратора по мере роста частот вращения колец. Это противоречит общепринятым представлениям об увеличении проскальзывания с увеличением частоты вращения подшипника. Однако по нашему мнению в межвальных и межроторных подшипниках проскальзывание зависит не от абсолютных значений частот вращения внутреннего и наружного колец, а от их разности (от «скольжения роторов»). Экспериментальные зависимости проскальзывания в подшипнике от разности частот вращения колец приведены на рис. 3 при нагрузке  $F_r=50 \text{ Н}$  и различных значениях радиального зазора. Видно увеличение проскальзывания с увеличением «скольжения роторов».

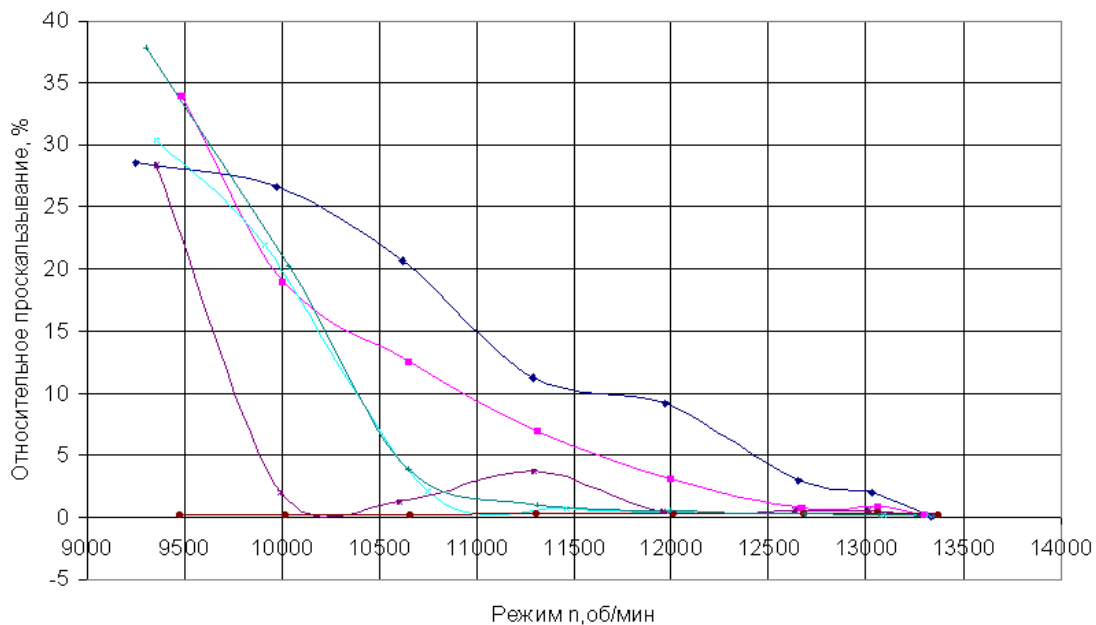


Рис. 2. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов в подшипнике при  $F_r=50 \text{ Н}$  от частоты вращения и величины радиального зазора

Для теоретического расчета проскальзывания сепаратора в подшипнике используется методика работы [3], в которой сделаны уточнения зависимостей для расчета сил трения в контактах роликов с кольцами по рекомендациям работы [5]. При малых толщинах смазочных слоев потери на трение определяются как касательными напряжениями в слое смазки, так и трением в контактах выступов шероховатых металлических поверхностей контактирующих тел.

Составляющая силы трения, определяемая напряжениями сдвига смазочного слоя, находится по методике работы [3]. При расчете толщины смазочного слоя используется среднее значение температуры смазки в контакте. Составляющую силы трения, определяемую взаимодействием контактов шероховатых поверхностей, можно определить по рекомендациям [6] или принять приближенно по результатам экспериментов.

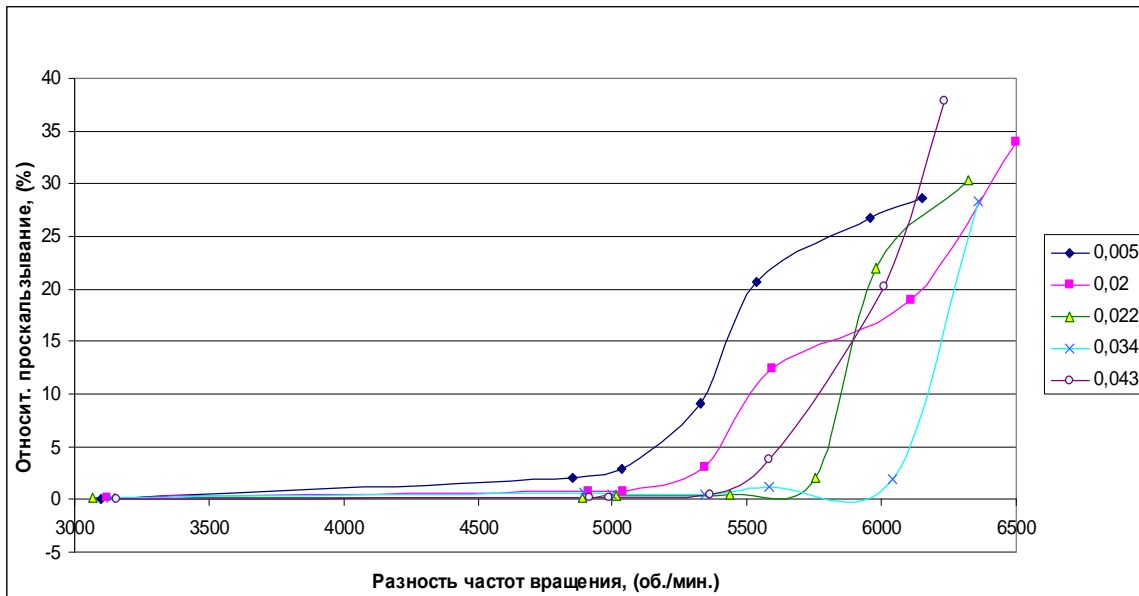


Рис.3. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при различных значениях радиального зазора

Величина коэффициента трения в смазываемом контакте шероховатых поверхностей определяется суммированием:

$$f = f_{см}(1 - \eta) + f_{мет}\eta.$$

При этом относительная площадь металлического контакта приблизительно определяется по формуле:

$$\eta = t_p / 2.$$

Здесь для нормального закона распределения высот микронеровностей относительную опорную длину профиля [6] можно вычислить по формуле:

$$t_p = 0,5 - \Phi(\lambda),$$

где  $\Phi(\lambda)$  - интеграл вероятности,  $\lambda$  - параметр, характеризующий режим смазывания в УГД контакте. По рекомендациям Т. Тальяна

$$\lambda = h_0 / R_{ск}.$$

Величину среднего квадратичного отклонения приведенного профиля шероховатой поверхности можно принять равной:

$$R_{ск} = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}.$$

Здесь  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  - средние арифметические отклонения шероховатых поверхностей роликов и колец.

На рис. 4...7 приведены сравнения теоретических и экспериментальных значений проскальзывания сепаратора в зависимости от разности частот вращения колец при радиальной нагрузке 0,5 кН. Кроме того, на рисунках приведены значения температуры подшипника в экспериментах.

Результаты расчетов имеют удовлетворительное соответствие с экспериментальными данными в связи с многофакторностью зависимости проскальзывания: от радиальной нагрузки, радиального зазора, частот вращения колец, «скольжения роторов», температуры не только наружного, но и внутреннего колец, температуры смазки, ее свойств, объема и способа подачи в подшипник и других факторов.

К сожалению, многие факторы сложно оценить в расчетах. Вместе с тем результаты экспериментов и теоретических расчетов позволяют сделать некоторые выводы о работоспособности межвальных подшипников. Прежде всего установлено, что термин «проскальзывание» для межвальных подшипников является условным, так как частота вращения сепаратора оказывается не ниже, а выше теоретической (эпициклической). Это объясняется тем, что в межвальном подшипнике большинство роликов (даже в разгруженной зоне) являются «ведущими» так как прижимаются значительными по величине центробежными силами к вращающемуся на-

ружному кольцу. Теоретический анализ показывает, что вследствие этого скольжение роликов относительно наружного кольца минимально и близко к нулю. В то же время наблюдается значительное по величине скольжение роликов относительно внутреннего кольца.

В этой связи в отличие от общепринятого выражения скольжение сепаратора межвального подшипника целесообразно определять отношением:

$$\varepsilon_0 = \omega_0 / \omega_{00} - 1.$$

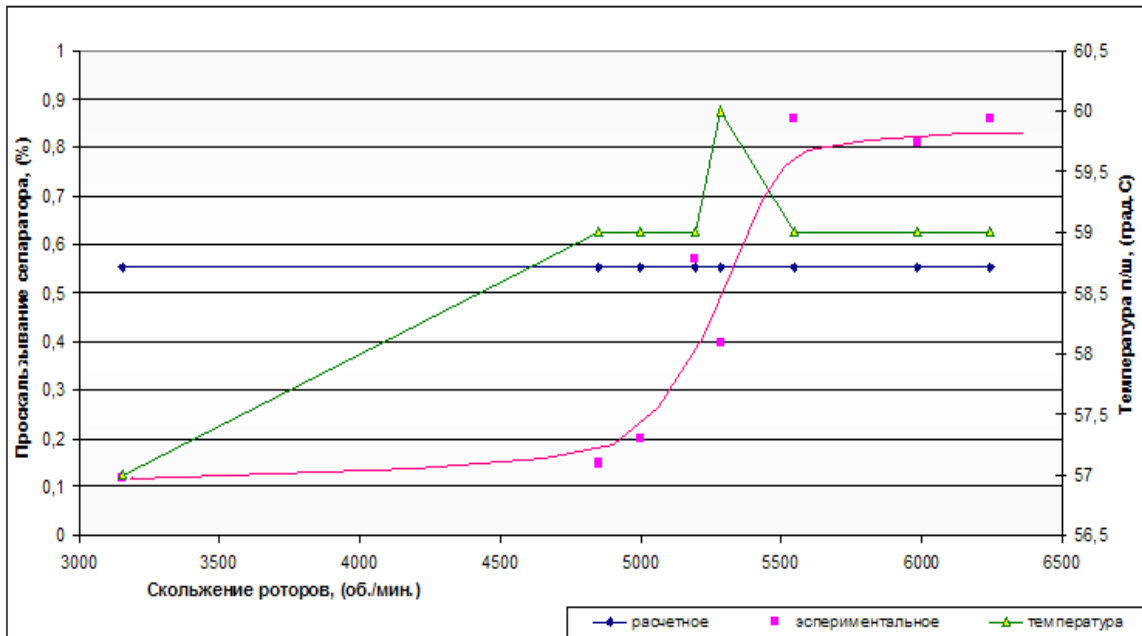


Рис.4. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при радиальном зазоре 0,005 мм

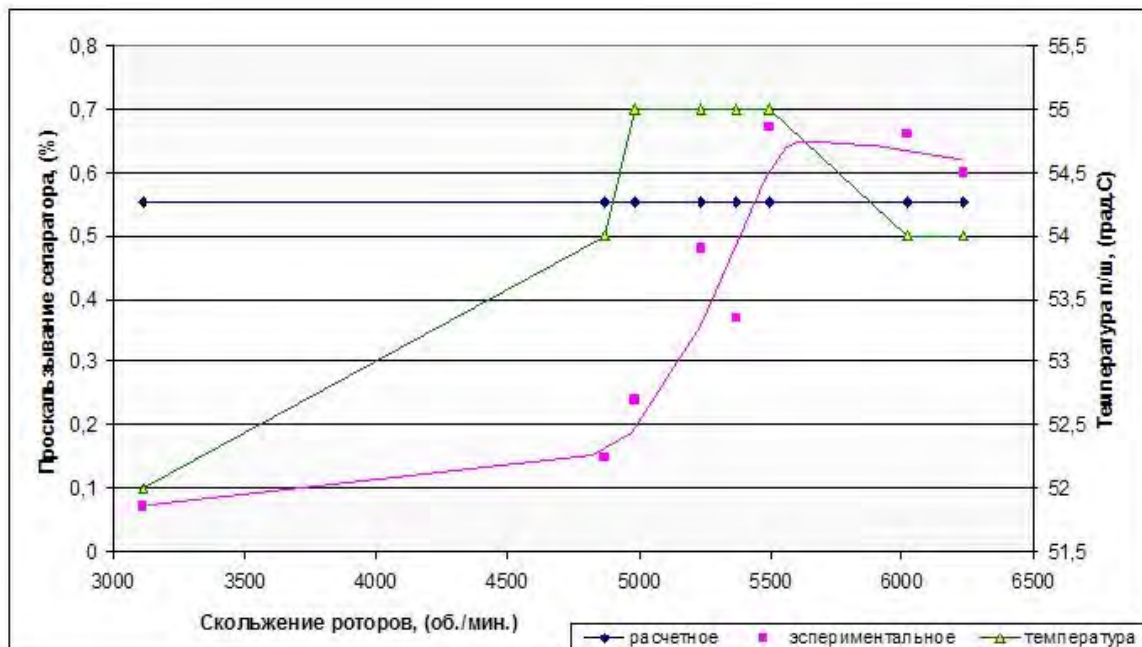


Рис.5. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при радиальном зазоре 0,020 мм

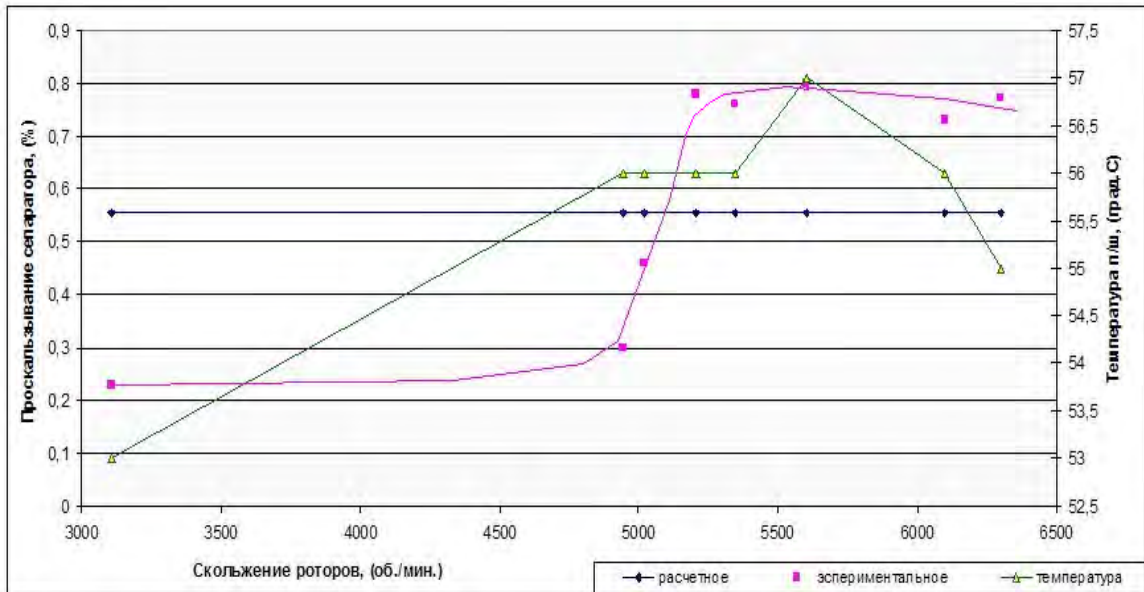


Рис.6. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при радиальном зазоре 0,034 мм

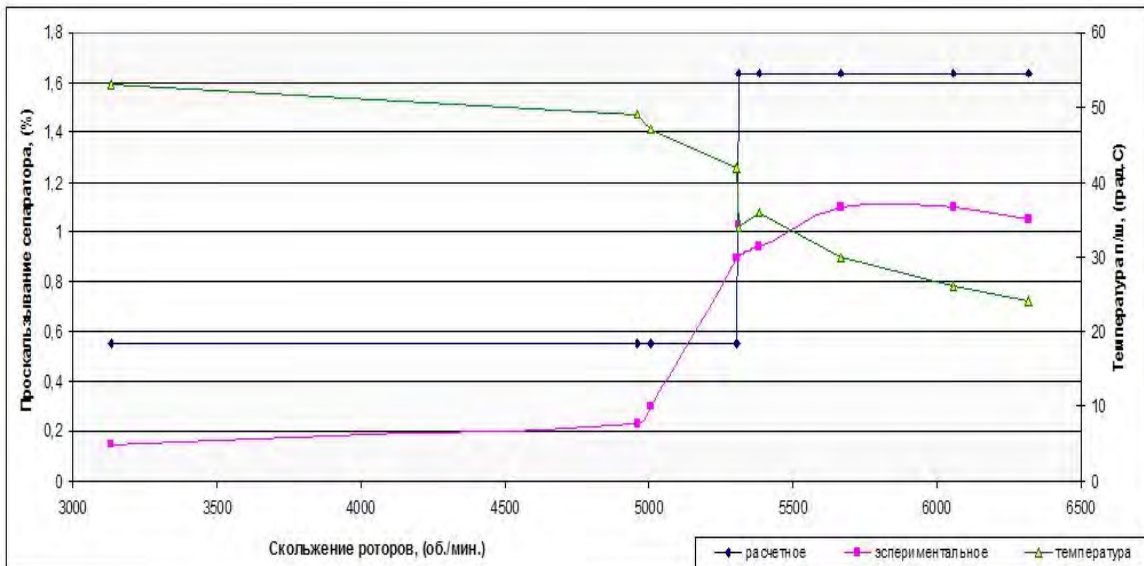


Рис.7. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при радиальном зазоре 0,043 мм

При условии  $\omega_0 \leq \omega_n$  максимальная величина скольжения сепаратора определяется соотношением:

$$\varepsilon_0 \leq \frac{(\omega_n - \omega_g)(1 - D_w/d_m)}{2\omega_{00}},$$

где  $\omega_n$  и  $\omega_g$  - частоты вращения колец;  $D_w$  - диаметр ролика;  $d_m$  - средний диаметр подшипника;  $\omega_{00}$  - эпициклическая частота вращения сепаратора (определяется известными зависимостями).

Полученная зависимость подтверждает сделанный выше вывод о том, что скольже-

ние сепаратора межвального подшипника зависит от разности частот вращения колец.

Для подшипника 55-2672919P5 при испытаниях на режиме, соответствующем режиму «малого газа» двигателя, скорости вращения колец были равны:

$$n_g = 3060 \text{ мин}^{-1}, \quad n_n = 9360 \text{ мин}^{-1}.$$

Разность частот вращения  $n_n - n_g = 6300 \text{ мин}^{-1}$ . В этом случае предельное значение скольжения сепаратора будет равно 44,6%. В экспериментах при малом значении радиальной нагрузки ( $F_r = 50 \text{ Н}$ ), как показано на рис. 3, скольжение сепаратора состави-

до от 21,9% до 37,7% в зависимости от радиального зазора.

На режиме «полного газа» при  $n_g = 10200 \text{ мин}^{-1}$  и  $n_n = 13300 \text{ мин}^{-1}$  («скольжение роторов»  $3100 \text{ мин}^{-1}$ ) получим  $\varepsilon_0 \leq 12,0\%$ . В испытания получено незначительное скольжение сепаратора от 0,04% до 0,20% в зависимости от радиального зазора и температуры масла.

Теоретический анализ показывает, что скорость скольжения ролика в контакте с беговой дорожкой внутреннего кольца может быть определена по формуле:

$$V_{sg} = d_m (\omega_0 - \omega_{00}) + V_{sh}.$$

Здесь  $V_{sg}$  и  $V_{sh}$  - скорости скольжения ролика в контактах с внутренним и наружным кольцами соответственно.

При испытаниях подшипника 55-2672919P5 на режиме «малого газа» имеем  $\omega_{00} = 676,7 \text{ с}^{-1}$ . Скольжение сепаратора достигало 37,7%. Принимая  $V_{sh} \approx 0$ , получим, что скорость скольжения роликов в контакте с внутренним кольцом достигала значения  $V_{sg} \approx 28,7 \text{ м/с}$ .

Это говорит о высокой теплонапряженности в контактах роликов с внутренним кольцом и, как следствие, возможности значительного изнашивания и заедания.

Уменьшение скольжения сепаратора и изнашивания на внутреннем кольце может быть обеспечено не только подбором оптимальной величины радиального зазора, но и предварительным нагревом масла, подаваемого в подшипник.

Так при радиальном зазоре  $g = 0,022 \text{ мм}$  при температуре  $27^\circ\text{C}$  скольжение сепаратора составило 33,77%, при температуре  $37^\circ\text{C}$  – 21,92%, а при температуре  $46^\circ\text{C}$  – всего 2,85%.

### Библиографический список

1. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности современных авиадвигателей // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении. – М.: Наука, 1986. – С.51-68.

2. Harris T.A. An analytical method to predict skidding in high – speed roller bear-

ings// ASLE Transactions. – 1966. – Vol. 9. № 3. – P. 229 – 241.

3. Акифьев В.И. Совершенствование методики расчета роликовых подшипников опор ГТД с учетом проскальзывания: Дис. ... канд. техн. наук. Руководитель А.И. Данильченко. – Самара, Самарск. гос. аэрокосм. ун-т, 1998. – 165 с.

4. Исследование проскальзывания межвального подшипника 55 -2672919P5 изделия 99В: Технический отчет / Руковод.: Г.М. Косинов, Н.И. Петров / ЦИАМ – Москва, 2002. – 18 с.

5. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.

6. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М: Машиностроение, 1997. – 526 с.

### References

1. Kuznecov N.D. Safeguarding of reliability up-to date aviation engines // Problems of reliability and resource in mechanical engineering. – M.: Science? 1986. – P.51-68.

2. Harris T.A. An analytical method to predict skidding in high – speed roller bearings// ASLE Transactions. – 1966. – Vol. 9. № 3. – P. 229 – 241.

3. Akifiev V.I. Perfection method of calculation roller (shaft) bearings for gas-turbine engines subject to slip and jamming: Dissertation for academic degree candidate of technical science. Supervisor of studies Danilchenko A.I. – Samara, Samara stat airspace university, 1998. – 165p.

4. Investigation of skidding in bearing 55 -2672919P5 between shafts of product 99V: Technical report/ Managers: G.M.Kosinov, N.I.Petrov/ CIAM – Moscow, 2002. – 18p.

5. Baliakin V.B., Zhilnikov E.P., Samsosnov V.N., Makarchuk V.V., Theory and design of aviation gas-turbine engines rotor subjects. – Samara: Publishing house SSAU, 2007. – 254p.

6. Kragelsky I.V., Dobichin M.N., Kombalov V.S., Foundation of friction and wear calculations. – M.: Machine building, 1997. – 526p.

## A SEPARATOR SKIDDING IN THE CYLINDRICAL ROLLER BEARING BETWEEN SHAFTS OF THE GAS TURBINE ENGINE

© 2009 V. V. Makarchuk<sup>1</sup>, N. I. Petrov<sup>2</sup>, V. I. Akifiev<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Air bearings factory

<sup>2</sup>Centre institute of aviation motor-building

<sup>3</sup>Samara state aerospace university

In article results of experimental researches and theoretical calculations of slippage of a separator in the cylindrical roller bearing between shafts of the gas turbine engine are presented.

*Roller bearing, separator skidding, gas turbine engine*

### Информация об авторах

**Макарчук Владимир Владимирович**, генеральный директор завода авиационных подшипников, г. Самара. Тел.: (846) 338-72-30. E-mail: [secretar@samzap.ru](mailto:secretar@samzap.ru). Область научных интересов: конструкция и производство подшипников аэрокосмического применения.

**Петров Николай Иванович**, кандидат технических наук, начальник сектора исследований подшипников Центрального института авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва. Тел.: (495) 362-49-72. E-mail: [petnic@ciam.ru](mailto:petnic@ciam.ru). Область научных интересов: Конструкция и испытания подшипников ГТД.

**Акифьев Владимир Иванович**, кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-14. E-mail: [avijohn@mail.ru](mailto:avijohn@mail.ru). Область научных интересов: математическое моделирование и программирование.

**Makarchuk Vladimir Vladimirovich**, General director of Air bearings factory, Samara. Phone: (846) 338-72-30. E-mail: [secretar@samzap.ru](mailto:secretar@samzap.ru). Area of research: Construction and production aerospace bearings.

**Petrov Nikolay Ivanovich**, Candidate of technical sciences, Director of sector investigations bearings gas turbine engines of Centre institute of aviation motor-building, Moscow. Phone: (495) 362-49-72. E-mail: [petnic@ciam.ru](mailto:petnic@ciam.ru). Area of research: Construction and test bearings gas-turbine engines.

**Akifiev Vladimir Ivanovich**, Candidate of technical sciences, Docent of exploitation aircraft sub-faculty of Samara state aerospace university. Phone: (846) 267-46-14. E-mail: [avijohn@mail.ru](mailto:avijohn@mail.ru). Area of research: Mathematical modeling and programming.