

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТЕНДОВОЙ ОТРАБОТКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ НОВОГО МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСЕВОГО УСИЛИЯ, ВОЗДЕЙСТВУЮЩЕГО НА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК КАЧЕНИЯ

Храмин Р.В.^{*}, Слободской Д.А.^{**}, Лебедев М.В.^{***}, Собуль А.В.^{****}

*Объединенная двигателестроительная корпорация «Сатурн»,
пр. Ленина, 163, Рыбинск, Ярославская обл., 152903, Россия*

^{} e-mail: roman.khramin@uec-saturn.ru*

*^{**} e-mail: denis.slobodskoy@uec-saturn.ru*

*^{***} e-mail: maksim.lebedev@uec-saturn.ru*

*^{****} e-mail: aleksandr.sobul@uec-saturn.ru*

Статья поступила в редакцию 15.10.2018

Представлен метод измерения осевого усилия, воздействующего на радиально-упорный подшипник качения, с помощью динамического тензометрирования. Для тензорезисторов описаны условия установки на кольца подшипника и процесс градуировки. Приведены материалы по верификации данного метода.

Ключевые слова: авиационный газотурбинный двигатель, стендовая отработка, точность определения осевой нагрузки, динамическое тензометрирование, радиально-упорный подшипник качения, градуировка.

Введение

В связи с жёсткими требованиями к массе в авиационных газотурбинных двигателях наибольшее распространение получили подшипники качения, имеющие большую удельную грузоподъёмность по сравнению с другими типами подшипников, например с подшипниками скольжения и магнитными подвесами.

Радиально-упорные подшипники качения в авиационном газотурбинном двигателе воспринимают осевую результирующую нагрузку от газовых сил (рабочего тела). Отказ радиально-упорных подшипников приводит к разрушению двигателя. Для повышения надёжности двигателя и предотвращения отказов подшипников совершенствуются расчётные модели радиально-упорных подшипников качения.

Рассмотрим аспекты расчётных моделей подшипников качения, максимально влияющие на их долговечность. Математическая модель кинематических движений и контактных деформаций деталей шарикового подшипника впервые была предложена в [1]. Более полная и точная модель шарикового подшипника представлена в [2]. В этой модели применена система дифференциальных уравнений движения для шариков, сепаратора

и колец. Шарик и сепаратор имели шесть степеней свободы, одно кольцо было зафиксировано, другое имело две поступательные степени свободы (в осевом и радиальном направлениях). В модели недостаточно точно были представлены взаимодействия элементов подшипника — эти взаимодействия представлялись упругими; демпфирование масляной пленки, упругого гистерезиса, влияние кривизны контактной поверхности тоже не учитывались.

Точность расчётов кинематических движений и напряжённо-деформированного состояния деталей подшипника, представленных в дальнейших исследованиях [3-13], также определяется точностью силовой нагрузки, воспринимаемой подшипником.

Как отмечено выше, для точного моделирования работы подшипника требуется точное определение силовой нагрузки, им воспринимаемой. Для радиально-упорного подшипника осевая нагрузка, как правило, вносит значительный вклад в ограничение долговечности. Указанное положение по влиянию осевой нагрузки на долговечность подшипников закреплено в нормативных документах. Например, при установлении и продлении

назначенного ресурса подшипников [14] расчёт долговечности должен быть выполнен для условий эксплуатации изделия с учётом результатов измерения и регулировки осевых сил, воспринимаемых радиально-упорными подшипниками. Так как величина осевой силы существенно влияет на его долговечность, то измерение осевых сил в изделии должно производиться с оценкой суммарной погрешности измерения. При этом погрешность учитывается в сторону увеличения измеренной силы.

При существующем методе измерения осевой нагрузки [15, 16] используются специальные технологические опоры с динамометрическими кольцами или их аналогами. Применение технологических опор вносит погрешность в условия работы подшипников относительно типовой конструкции изделия и требует повторения ресурсных испытаний изделия с типовой конструкцией опор. Дальнейшее обоснование соответствия проведённых испытаний также трудоёмко, поскольку связано с обоснованием отклонений при изготовлении изделий и параметров термодинамических циклов, результирующими которых также являются осевые нагрузки, воздействующие на радиально-упорные подшипники. Следовательно, отрицательными факторами существующего метода являются погрешность при воспроизведении условий работы типовых конструкций подшипниковых опор при измерении осевого усилия и дополнительные затраты на дублирующие испытания.

В настоящей статье представлен метод измерения осевой нагрузки, использующий динамическое тензометрирование колец радиально-упорных подшипников качения. Предлагаемый метод может быть реализован в типовой конструкции подшипниковой опоры изделия, без использования технологических опор. Другие методы, не требующие использования технологических опор, не позволяют точно измерять величину осевого усилия (например, [17–23]).

Актуальность работы и её практическое значение характеризуются исключением отрицательных факторов использования технологических подшипниковых опор при выполнении нормативного требования: измерения осевой нагрузки, воздействующей на радиально-упорный подшипник, — а также обеспечения возможности оценки напряжённо-деформированных состояний колец подшипников в процессе работы подшипниковых опор.

Динамическое тензометрирование колец подшипника

Для проведения динамического тензометрирования в кольцах радиально-упорного подшипника выполняются пазы, в которые устанавливаются тензорезисторы (рис. 1). Для обеспечения возможности измерения осевого усилия в обе стороны пазы располагаются с базовой и противобазовой стороны торцов подшипника.

Ширина паза выбирается максимально большой, но не более расстояния между соседними телами качения, с целью исключения возможности одновременного нахождения двух тел качения над пазом (рис. 2).

Глубина паза выбирается максимально большой с целью обеспечения максимальной чувствительности тензорезисторов. Предельная величина глубины паза ограничивается условием обеспечения допустимых деформаций беговой дорожки при прохождении тела качения. Указанные зависимости графически изображены на рис. 3.

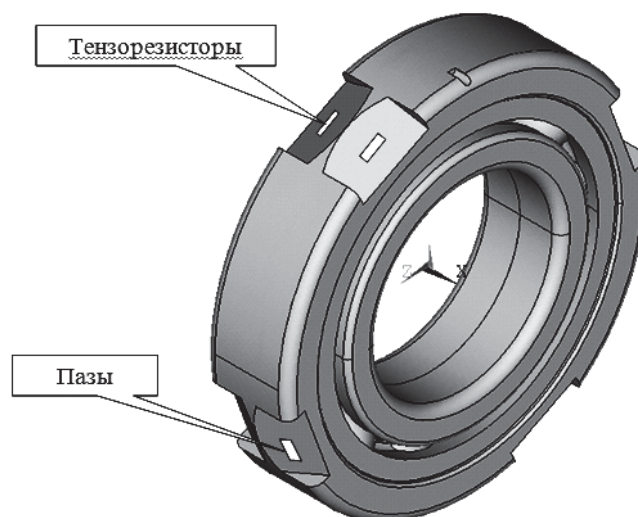


Рис. 1. Схема расположения тензорезисторов

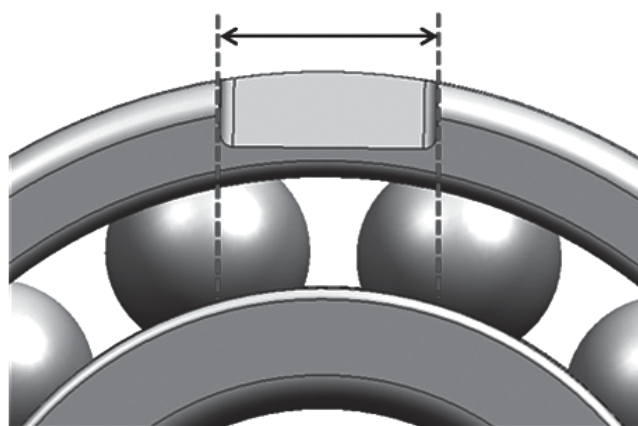


Рис. 2. Выбор ширины паза

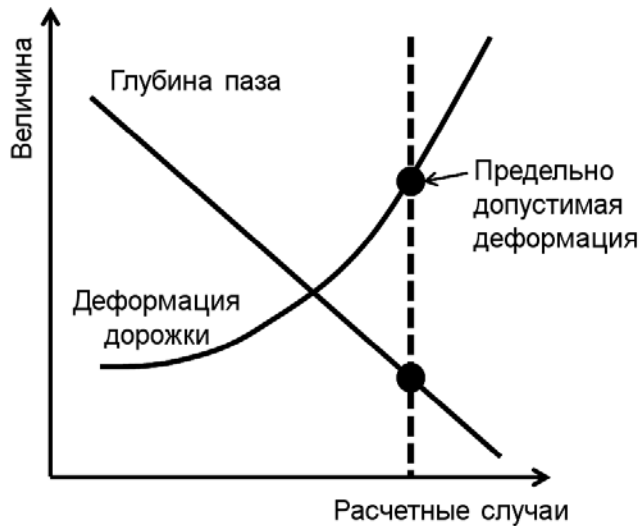


Рис. 3. Выбор глубины паза

нагрузке и частоте вращения. В процессе градуировки тензорезисторы измеряют величину переменных напряжений в пазу (рис. 5).

Амплитуда переменных напряжений с частотой мелькания тел качения пропорциональна осевой нагрузке и является контрольным параметром. В каждый момент времени отрезок сигнала с тензорезисторов раскладывается в ряд Фурье и строится спектр амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) сигнала, по которому определяется амплитуда на частоте мелькания тел качения. Пример мгновенного спектра АЧХ сигнала с тензорезисторов представлен на рис. 6. По результатам испытаний определяется градуировочный коэффициент зависимости для каждой группы тензорезисторов, характеризующий зависимость величины осевой нагрузки от амплитуды сигнала по-

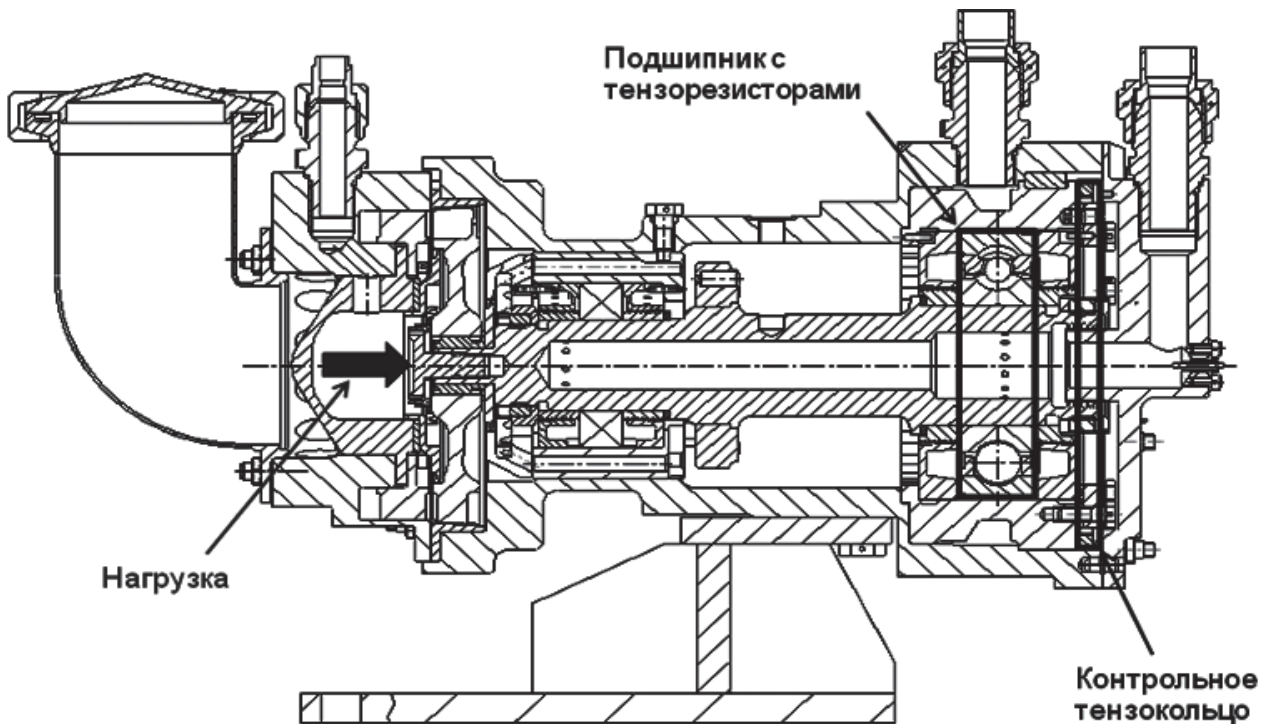


Рис. 4. Установка для градуировки подшипников

Показания тензорезисторов имеют величину относительных деформаций (мм/мм). Для удобства использования они переводятся в величину напряжений (кгс/мм²) путем умножения на модуль упругости материала кольца подшипника.

Для повышения точности измерений выполняется несколько пазов в окружном направлении, значения измерений тензорезисторов по которым затем осредняются.

Для определения зависимости показаний тензорезисторов от осевой нагрузки выполняется градуировка на специальной установке (рис. 4). Градуировка проводится при различной осевой

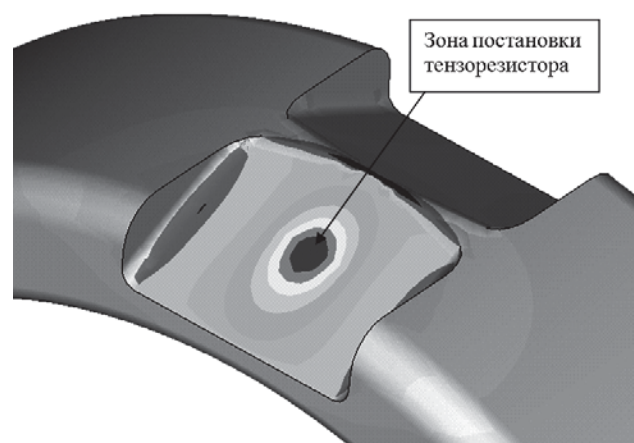


Рис. 5. Распределение напряжений в зоне паза

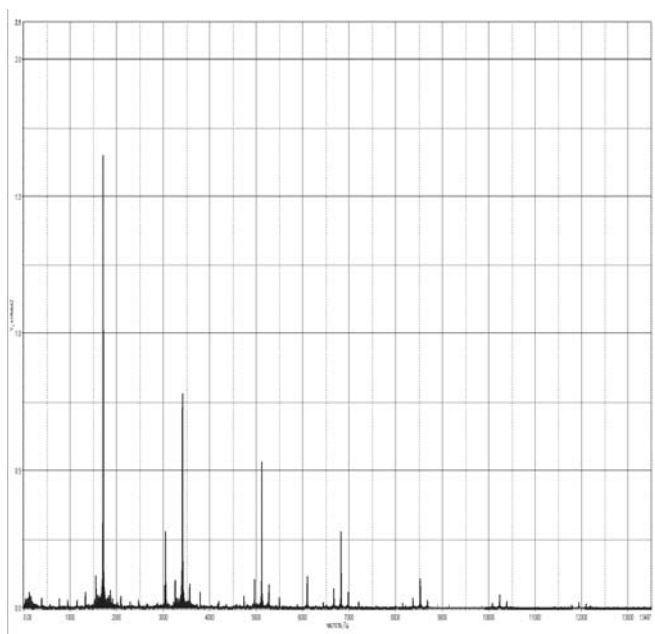


Рис. 6. АЧХ сигнала с тензорезисторов

казаний тензорезисторов. Таким образом, экспериментально определив градуировочный коэффициент (рис. 7) пересчетом измеренных динамических напряжений, определяют осевую силу, действующую на подшипник.

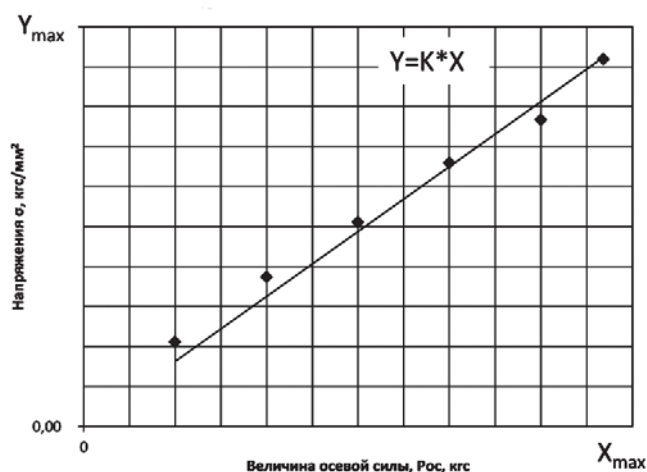
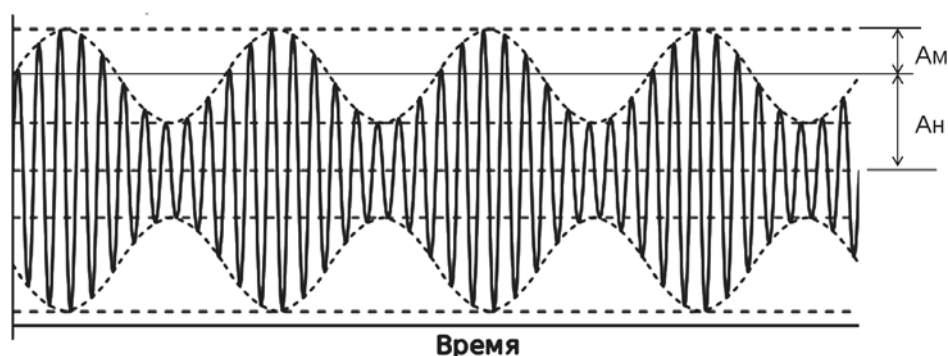
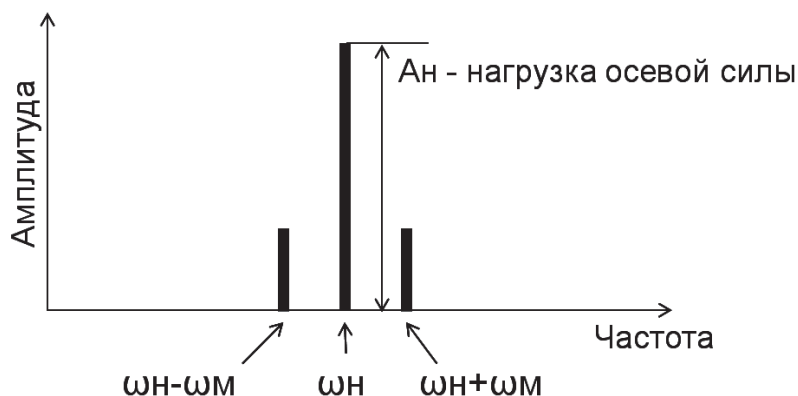


Рис. 7. Зависимость динамических напряжений от осевого усилия

При анализе сигнала необходимо учитывать следующее (рис. 8). С тензорезистора принимается амплитудно-модулированный сигнал. При разложении его в амплитудно-частотный спектр частоты разделяются на несущую и модулирующие. Амплитуда несущей частоты мелькания шариков пропорциональна осевой силе.



а)



б)

Рис. 8. Особенности анализа сигнала тензорезисторов: а — сигнал; б — АЧХ сигнала: A_H — амплитуда несущей частоты ω_H (осевая сила); A_M — амплитуда модулирующей частоты ω_M

Анализ

Проведены исследования по определению влияния частоты вращения и температуры подшипника на величину показаний тензорезисторов, характеризующую осевую нагрузку. По результатам исследований, изменение температуры и частоты вращения ротора не оказывает значительного влияния на уровень измеренных динамических напряжений.

Точность измерений осевой нагрузки методом динамического тензометрирования колец подшипника не превышает $\pm 1\%$ от эталонной нагрузки. На рис. 9 представлен типовой результат определения градуировочного коэффициента одного

из тензорезисторов. (Для сравнения: погрешность измерения осевого усилия тензометрическим кольцом составляет ± 10 согласно методике М255.102.025-85.)

Для проверки корректности во время испытаний двигателей определения осевых нагрузок методом динамического тензометрирования были выполнены параллельные замеры существующим методом, использующим динамометрические кольца.

На рис. 10 представлен схематично один из результатов подобных испытаний.

По результатам расчетно-экспериментальных работ разработана методика «Определение вели-

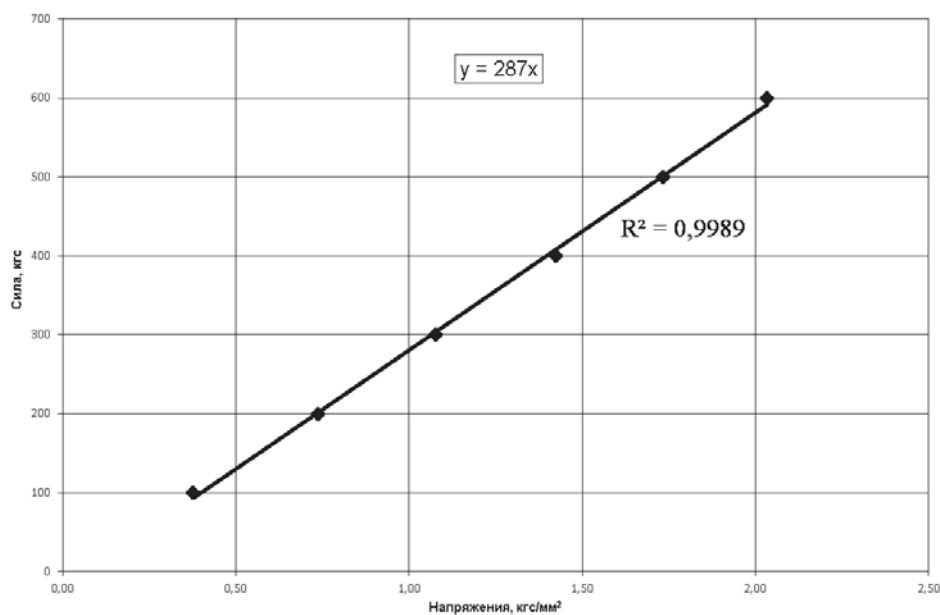


Рис. 9. Определение градуировочных коэффициентов

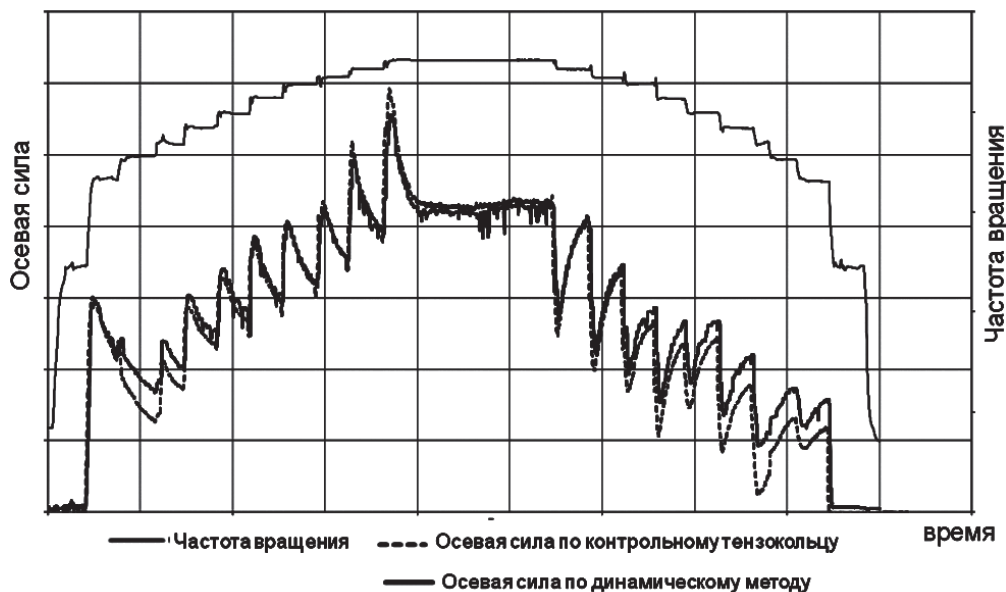


Рис. 10. Измерение осевой нагрузки динамическим методом параллельно с динамометрическими кольцами

чины осевого усилия, действующего на шарикоподшипник, методом динамического тензометрирования». Данная методика согласована с ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» и применяется на ПАО «ОДК-Сатурн».

Выводы

В результате проведённых исследований и внедрения разработанной методики:

— повышена точность определения осевой нагрузки на радиально-упорные подшипники опоры двигателя на $\pm 9\%$ по сравнению с методикой, использующей тензометрические кольца;

— снижено количество дублирующих испытаний двигателя;

— исключена необходимость трудоёмких обоснований учёта производственных отклонений и параметров термодинамических циклов двигателя, с соответствующими дополнительными погрешностями.

Библиографический список

1. *Walters C.T.* The Dynamics of Ball Bearings // Journal of Lubrication Technology. 1971. Vol. 93. No. 1, pp. 1-10. DOI: 10.1115/1.3451516
2. *Gupta P.K.* Dynamics of Rolling-Element Bearings. Parts I, II, III and IV // Journal of Lubrication Technology. 1979. Vol. 101. No. 3, pp. 293-326. DOI:10.1115/1.3453357; 10.1115/1.3453360; 10.1115/1.3453363; 10.1115/1.3453364
3. *Meeks C.R., Ng K.O.* The dynamics of ball separators in ball bearings. Part 1 "Analysis" // ASLE Transactions. 1985. Vol. 28. No. 3, pp. 277-287.
4. *Meeks C.R., Tran L.* Ball bearing dynamic analysis using computer methods — Part 1: Analysis // Journal of Tribology. 1996. Vol. 118. No. 1, pp. 52-58. DOI: 10.1115/1.2837092
5. *Kannel J.W., Vupara S.S.* A simplified model of cage motion in angular contact bearings operating in the EHD lubrication regime // Journal of Lubrication Technology. 1978. Vol. 100. No. 3, pp. 395-403. DOI: 10.1115/1.3453196
6. *Boesiger E.A., Donley A. D., Loewenthal S.* An analytical and experimental investigation of ball bearing retainer instabilities // Journal of Tribology. 1992. Vol. 114. No. 3, pp. 530-538. DOI: 10.1115/1.2920915
7. *Kingsbury E.* First-Order Ball-Bearing Kinematics // ASLE Transactions. 1985. Vol. 28. No. 2, pp. 239-244. DOI: 10.1080/05698198508981617
8. *Rahman M.Z., Ohno N., Tsutsumi H.* Effect of lubricating oils on cage failure of ball bearings // Tribology Transactions. 2003. Vol. 46. No. 4, pp. 499-505. DOI: 10.1080/10402000308982656
9. *Liu X., Deng S., Teng H.* Dynamic stability analysis of cages in high-speed oil-lubricated angular contact ball bearings // Transactions of Tianjin University. 2011. Vol. 17. No. 1, pp. 20-27. DOI: 10.1007/s12209-011-1487-6
10. *Sopanen J., Mikkola A.* Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 1: Theory // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2003. Vol. 217. No. 3, pp. 201-211. DOI: 10.1243/14644190360713551
11. *Sopanen J., Mikkola A.* Dynamic model of a deep-groove ball bearing including and distributed defects. Part 2: Implementation and results // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2003. Vol. 217. No. 4, pp. 211-221. DOI: 10.1243/14644190360713560
12. *Teutsch R., Sauer B.* An Alternative Slicing Technique to Consider Pressure Concentrations in Non-Hertzian Line Contacts // Journal of Tribology. 2004. Vol. 126. No. 3, pp. 436-442. DOI: 10.1115/1.1739244
13. *Леонтьев М.К., Снеткова Е.И.* Нелинейные модели подшипников качения в роторной динамике // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т. 19. № 2. С. 134-145.
14. Положение №191 об установлении и увеличении ресурсов подшипников качения ГТД гражданской авиации, их агрегатов и агрегатов трансмиссий вертолётов. — М.: ЦИАМ, 2003. — 17 с.
15. *Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. — М.: Машиностроение, 2008. Т. 1. Общие сведения. Основные параметры и требования. Конструктивные и силовые схемы. — 207 с.
16. *Доля А.П., Микиртычев В.А., Селивановский Ю.М., Сорочан В.В.* Определение осевых и радиальных усилий в редукторе методом тензометрии // Збірник наукових праць «Вісник НТУ «ХПІ» Технології в машинобудуванні. 2002. №10. URL: [http://www.kpi.kharkov.ua/archive/Наукова_періодика/vestnik/Технологии_в_машиностроении/2002/10/Определение осевых и радиальных усилий в редукторе методом тензометрии.pdf](http://www.kpi.kharkov.ua/archive/Наукова_періодика/vestnik/Технологии_в_машиностроении/2002/10/Определение_осевых_и_радиальных_усилий_в_редукторе_методом_тензометрии.pdf)
17. *Посадов В.В., Ринаров В.М., Азимов Р.А., Хоменко О.В.* Способ оценки изменений величины осевой силы, действующей на радиально-упорный подшипник, при стендовых испытаниях газотурбинного двигателя // Контроль. Диагностика. 2018. №3. С. 44-47.
18. *Посадов В.В., Ринаров В.М., Посадова О.Л., Слободской Д.А.* Способ определения режимов работы газотурбинного двигателя, соответствующих минимальным значениям осевой силы, действующей на радиально-упорный подшипник. Патент RU 2624089 С1. Бюлл. №19, 10.07.2017.
19. *Посадов В.В., Ринаров В.М., Посадова О.Л., Азимов Р.А., Ильина Я.Ю.* Способ определения режимов работы газотурбинного двигателя, на которых осевая сила, действующая на радиально-упорный подшипник, принимает минимальные и максимальные значения. Патент RU 2640463 С1. Бюлл. №1, 10.01.2018.

20. Посадов В.В., Ринаров В.М., Слободской Д.А. Способ определения режимов работы газотурбинного двигателя, на которых осевая сила, действующая на радиально-упорный подшипник, принимает минимальные значения // Контроль. Диагностика. 2017. №3. С. 46-48.
21. Посадов В.В., Посадова О.Л., Кучин В.В., Шумихина О.В. Способ диагностики технического состояния подшипника качения ротора газотурбинного двигателя при проведении стендовых испытаний // Контроль. Диагностика. 2018. № 1. С. 28-31.
22. Звонарев С.Л., Потапов А.Ю. Вибрационная диагностика подшипников двигателей АИ-222-25 на стендовых испытаниях // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18. № 1. С. 75-80.
23. Зубко А.И. Перспективный комплекс виброакустической диагностики подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 1. С. 47-55.

THE TEST BENCH DEVELOPMENT IMPROVEMENT OF THE GAS TURBINE ENGINE DUE TO THE APPLICATION OF THE NEW METHOD FOR AXIAL FORCE DETERMINING IMPACT ON THE RADIAL-THRUST BEARING

Khramin R.V.* , Slobodskoi D.A. , Lebedev M.V.*** , Sobul' A.V.******

*United Engine Corporation "Saturn",
163, Lenin av., Rybinsk, Yaroslavl region, 152903, Russia*

** e-mail: roman.khramin@uec-saturn.ru*

*** e-mail: denis.slobodskoy@uec-saturn.ru*

**** e-mail: maksim.lebedev@uec-saturn.ru*

***** e-mail: aleksandr.sobul@uec-saturn.ru*

Abstract

A radial-thrust bearing of rotor supports is one of the most critical elements of aviation gas-turbine engine, as its failure leads to the engine destruction. To ensure the required reliability of such bearings, experimental studies allowing increase the accuracy of design models employed for the bearing life determination under engine operating conditions were performed. One of the main factors affecting the endurance of radial-thrust bearings is the axial load.

The current quantitative method of axial load determination during engine tests employs the technological supports with dynamometric rings. Qualitative methods of axial load determination based on vibration sensor readings do not allow correct determining of the axial load.

This article presents the method used to measure the axial force applied to radial-thrust bearing. The method is based on dynamic strain gauging of bearing rings. Strain gauges are installed into special slots in the bearing rings. The slot width should be maximum possible but not exceeding the distance between the adjacent rolling elements. The slot depth should comply with the requirements for admissible deformation of raceways and sensitivity of the strain gauges.

The strain gauges readings are taken in the values of relative strain (mm/mm). For ease of use, these values are converted into stresses values (kgf/mm²) by multiplying them by the elasticity modulus of the bearing ring material.

To determine the dependency of the strain gauge readings on the axial load, calibration on a special installation is performed. During calibration, the strain gauges measure the variable stresses in the slot. The amplitude of variable stresses with flicker frequency of the rolling elements is proportional to the axial load, and is a key parameter. To determine it, the signal from the strain gauge, at any given moment, is represented as a Fourier series, and spectrum of the signal amplitude-frequency response is formed. This spectrum is being used to determine the amplitude on flicker frequency of the rolling element. Based on the test results, the calibration factor is determined which characterizes the dependency of axial load on the amplitude of the strain gauge reading signal. Then, by the measured dynamic stresses recalculation, the axial load applied to the bearing is determined.

The accuracy of axial load measurement by dynamic strain gauging of bearing rings does not exceed $\pm 1\%$ of the reference load. The above-described method has been applied during engine tests

together with the current method with temporary supports and dynamometric rings.

Based on the test results, the accuracy of axial load determination has been increased and the number of the required engine tests has been reduced.

Keywords: aviation gas-turbine engine, test bench development, accuracy of axial load determining, dynamic strain gauging, radial-thrust bearing, calibration.

References

1. Walters C.T. The Dynamics of Ball Bearings. *Journal of Lubrication Technology*, 1971, vol. 93, no. 1, pp. 1-10. DOI: 10.1115/1.3451516
2. Gupta P.K. Dynamics of Rolling-Element Bearings. Parts I, II, III and IV. *Journal of Lubrication Technology*, 1979, vol. 101, no. 3, pp. 293-326. DOI:10.1115/1.3453357; 10.1115/1.3453360; 10.1115/1.3453363; 10.1115/1.3453364
3. Meeks C.R., Ng K.O. The dynamics of ball separators in ball bearings. Part 1 "Analysis". *ASLE Transactions*, 1985, vol. 28, no. 3, pp. 277-287.
4. Meeks C.R., Tran L. Ball bearing dynamic analysis using computer methods. Part 1 "Analysis". *Journal of Tribology*, 1996, vol. 118, no. 1, pp. 52-58. DOI: 10.1115/1.2837092
5. Kannel J.W., Bupara S.S. A simplified model of cage motion in angular contact bearings operating in the EHD lubrication regime. *Journal of Lubrication Technology*, 1978, vol. 100, no. 3, pp. 395-403. DOI: 10.1115/1.3453196
6. Boesiger E.A., Donley A. D., Loewenthal S. An analytical and experimental investigation of ball bearing retainer instabilities. *Journal of Tribology*, 1992, vol. 114, no. 3, pp. 530-538. DOI: 10.1115/1.2920915
7. Kingsbury E. First-Order Ball-Bearing Kinematics. *ASLE Transactions*, 1985, vol. 28, no. 2, pp. 239-244. DOI: 10.1080/05698198508981617
8. Rahman M.Z., Ohno N., Tsutsumi H. Effect of lubricating oils on cage failure of ball bearings. *Tribology Transactions*, 2003, vol. 46, no. 4, pp. 499-505. DOI: 10.1080/10402000308982656
9. Liu X., Deng S., Teng H. Dynamic stability analysis of cages in high-speed oil-lubricated angular contact ball bearings. *Transactions of Tianjin University*, 2011, vol. 17, no. 1, pp. 20-27. DOI: 10.1007/s12209-011-1487-6
10. Sapanen J., Mikkola A. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 1: Theory. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K "Journal of Multi-body Dynamics"*, 2003, vol. 217, no. 3, pp. 201-211. DOI: 10.1243/14644190360713551
11. Sapanen J., Mikkola A. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including and distributed defects. Part 2: Implementation and results. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K "Journal of Multi-body Dynamics"*, 2003, vol. 217, no. 4, pp. 211-221. DOI: 10.1243/14644190360713560
12. Teutsch R., Sauer B. An Alternative Slicing Technique to Consider Pressure Concentrations in Non-Hertzian Line Contacts. *Journal of Tribology*, 2004, vol. 126, no. 3, pp. 436-442. DOI: 10.1115/1.1739244
13. Leontiev M.K., Snetkova E.I. Nonlinear models of rolling bearings in rotordynamics. *Aerospace MAI Journal*, 2012, vol. 19, no. 2, pp. 134-145.
14. *Polozhenie №191 ob ustanovlenii i uvelichenii resursov podshipnikov kacheniya GTD grazhdanskoi aviatsii, ikh agregatov i agregatov transmissii vertoletov* (Regulation No 191 on determination and increase of lives of the rolling bearings of civil aviation GTE, their aggregates and aggregates of helicopter transmissions), Moscow, TsIAM, 2003, 17 p.
15. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskii V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok* (Fundamentals of the aircraft engines and power plants design), Moscow, Mashinostroenie, 2008, vol. 1, 207 p.
16. Dolya A.P., Mikirtychev V.A., Selivanovskii Yu.M., Sorochan V.V. *Sbornik nauchnykh trudov "Vestnik NTU "KhPI"*. *Tekhnologii v mashinostroenie*, 2002, no. 10. URL: http://www.kpi.kharkov.ua/archive/Naukova_periodika/vestnik/Tekhnologii_v_mashinostroenii/2002/10/Opredelenie_osevykh_i_radial'nykh_usilii_v_reduktore_metodom_tenzometrii.pdf
17. Posadov V.V., Rinarov V.M., Azimov R.A., Khomenko O.V. The method for estimating the change in axial force exerting on an angular contact bearing during bench tests of a gas turbine engine. *Testing. Diagnostics*, 2018, no. 3, pp. 44-47. DOI: 10.14489/td.2018.03.pp.044-047
18. Posadov V.V., Rinarov V.M., Posadova O.L., Slobodskoi D.A. *Patent RU 2624089 S1*, 10.07.2017.
19. Posadov V.V., Rinarov V.M., Posadova O.L., Azimov R.A., Il'ina Ya.Yu. *Patent RU 2640463 S1*, 10.01.2018.
20. Posadov V.V., Rinarov V.M., Slobodskoy D.A. Method for determination of gas turbine engine operational modes, on which axial force on angular-contact bearing is minimal. *Testing. Diagnostics*, 2017, no. 3, pp. 46-48. DOI: 10.14489/td.2017.03.pp.046-048
21. Posadov V. V., Posadova O. L., Kuchin V. V., Shumikhina O. V. Method of roller bearing technical state diagnostics during bench tests of gas turbine engine. *Testing. Diagnostics*, 2018, no. 3, pp. 28-31. DOI: 10.14489/td.2018.01.pp.028-031
22. Zvonarev S.L., Potapov A.Yu. Vibrations diagnostic AI-222-25 jet engine in manufacturing experience for identifying bearing defects. *Aerospace MAI Journal*, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 75-80.
23. Zubko A.I. Perspective vibroacoustics diagnostic complex for aircraft gas-turbine engines bearing assemblies. *Aerospace MAI Journal*, 2016, vol. 23, no. 1, pp. 47-55.