

УДК 621.822.83; 53.08

Экспериментальная верификация энергетической модели роликового подшипника для моделирования опорных узлов авиационных двигателей. Часть 2. Исследование влияния изгиба колец на нагрузочную характеристику в случае не закрепленного в обойме подшипника

Сорокин Ф.Д.^{1*}, Чжан Х.^{1}, Попов В.В.^{1***}, Иванников В.В.^{2****}**

¹*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
ул. 2-ая Бауманская, 5, Москва, 105005, Россия*

²*Научно-технический центр по роторной динамике ООО «Альфа-Транзит», ул.
Ленинградская, 1, Химки, Московская область, 141400, Россия*

**e-mail: sorokin_fd@mail.ru*

***e-mail: zhang274234111@yandex.ru*

****e-mail: vypopov.bmstu@gmail.com*

*****e-mail: vvivannikov@gmail.com*

Аннотация

С целью верификации энергетической модели роликового подшипника выполнялся натурный эксперимент на универсальной испытательной машине Zwick/Roell Z100. Роликовый подшипник типа 12309KM нагружался локальной сжимающей нагрузкой, действующей на наружное кольцо. С помощью тензорезистора была измерена деформация наружного кольца подшипника. Сравнение экспериментальных данных с численными результатами, полученными МКЭ и результатами, полученными по ранее разработанной энергетической модели,

также подтвердило влияние податливости кольца на упругую характеристику подшипника. Выполненное исследование показало, что в случае отсутствия конструктивных элементов, исключающих изгиб колец (валы, обоймы), энергетическая модель роликового подшипника должна быть дополнена методикой учета деформации колец.

Ключевые слова: энергетическая модель роликового подшипника, упругая характеристика, испытательное оборудование, деформации колец.

Введение

За последние 50 лет задача о расчете упругих характеристик подшипника была достаточно хорошо изучена, т.к. их корректное определение является важной отправной точкой для получения достоверной оценки долговечности опорных узлов [1]. При этом большинство существующих методик рассматривает кольца абсолютно жесткими, например, энергетическая модель роликового подшипника (ЭМРП) [2], которая прошла успешную экспериментальную верификацию в части 1. В современных же авиационных двигателях эффект податливости колец может оказывать существенное влияние на перераспределение усилий внутри подшипника, т.к. кольца радиальных подшипников авиадвигателей (равно как и примыкающие к ним полый вал и корпус) являются сравнительно тонкими.

Существует немало работ, посвященных анализу подшипника с учетом податливости колец, например, [3-11]. Среди них одну из первых попыток учесть

податливость колец предприняли Jones и Harris [3], рассмотрев в своей модели подшипника качения деформации внешнего кольца в составе опоры промежуточной шестерни планетарной передачи. Filetti и Rumbarger [4] разбивали кольцо на набор балочных конечных элементов, а для тел качения, находящихся в контакте, были применены линейные одномерные упругие элементы. Модель продемонстрировала хорошую сходимость с экспериментом, однако необходимость априорного знания о способе закрепления кольца существенно ограничивала применимость подхода. Кроме того, как и предыдущая работа, данная модель учитывала деформации лишь одного из колец. Куда более полная модель расчета усилий в подшипнике с учетом деформации обоих колец была предложена Cavallaro и соавт. [5]. В отличие от предыдущих попыток, задача определения деформированного состояния колец ставилась в терминах сил, кроме того, модель учитывала такие явления, как расширение колец под действием инерции их вращения, движение сепаратора и присутствие смазки. Среди соотечественников стоит выделить Балякина и соавт. [6], также отмечавших необходимость учета изгибной податливости колец подшипника при проектировании опор ГТД. В предложенном авторами подходе местные деформации деталей считаются линейно пропорциональными усилиям в зоне контакта.

В предыдущем исследовании (часть 1) выполнялась экспериментальная верификация энергетической модели роликового подшипника, в которой каждое из колец считалось жестким телом (контактные деформации колец учитывались). При этом изгиб колец был исключен специальным устройством их фиксации. Целью

данной работы (часть 2) является экспериментальное исследование влияния податливости колец на упругие характеристики подшипника. В некоторых ситуациях, например, когда не используется специальная оснастка в эксперименте или же подшипник с тонкими кольцами применяется в авиационных двигателях, податливость колец начинает оказывать существенное влияние на упругие характеристики и распределение усилий между элементами подшипника. Исследование выполнялось сопоставлением экспериментальных упругих характеристик с расчетными, полученными на основе энергетической модели [2] и с помощью МКЭ. Испытание выполнялось на универсальной испытательной машины (ИМ) Zwick/Roell Z100. Объект исследования – роликовый подшипник типа 12309 КМ. Технические характеристики подшипника и испытательной машины представлены в части 1.

Экспериментальное определение упругой характеристики подшипника

В эксперименте определялась зависимость перемещений верхнего захвата ИМ от величины приложенной нагрузки. На рис. 1 показана экспериментальная установка и нагружающее устройство ИМ.



Рис. 1. Подшипник, вилка, штанга и нагружающее устройство

Сжимающая нагрузка прикладывалась плоской поверхностью захвата ИМ к наружному кольцу подшипника. Внутреннее кольцо было зафиксировано на стальной цилиндрической штанге, диаметр которой почти точно совпадает с диаметром внутреннего кольца подшипника (это исключает изгиб внутреннего кольца). Цилиндрическая штанга опиралась на стальную вилку, установленную на нижнем захвате ИМ. Величина нагрузки плавно изменялась от нуля до 5 кН. Нагружение производилось кинематически, т.е. движением траверсы со скоростью 1 мм/мин.



Рис. 2. Тензорезистор на внешнем кольце подшипника

Дополнительно непосредственно измерялись деформации наружной поверхности внешнего кольца. С этой целью был использован тензорезистор типа 5771-3-100-Б-12, который был приклеен рядом с местом приложения нагрузки (рис. 2). Деформации кольца, измеренные тензорезистором, записывалась в базу данных с помощью встроенного программного обеспечения ИМ.

Испытания производились в несколько этапов:

1. Подготовка оснастки.
2. Наклеивание тензорезистора и его тарировка.
3. Настройка компьютерной программы, используемой ИМ.
4. Испытание подшипника 12309КМ при сжимающей нагрузке.
5. Испытание ИМ при сжимающей нагрузке с целью выделения деформаций самой машины.

С помощью программного обеспечения, встроенного в оборудование ИМ, перемещения траверсы и прикладываемая нагрузка через электромеханический преобразователь записывались в базу данных и далее представлялись в виде графиков. В результате испытаний были получены нагрузочная характеристика системы ИМ-подшипник-вилка и нагрузочная характеристика ИМ при вертикальной нагрузке (рис. 3). Ролики располагались симметрично относительно оси нагружения – по 6 роликов с каждой стороны (расположение роликов влияет на результат эксперимента).

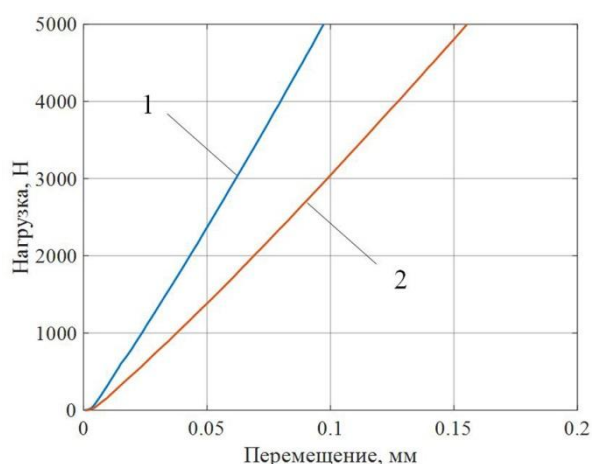


Рис. 3. Нагрузочные характеристики:

1 – ИМ; 2 – система ИМ-подшипник-вилка

Деформация поверхности наружного кольца при сжимающей нагрузке 5 кН, измеренная тензорезистором, равна -0.000081126.

Обработка результатов эксперимента

Как было показано в части 1, экспериментальные графики должны быть предварительно обработаны. С использованием метода наименьших квадратов (МНК) [12-14] получены гладкие зависимости перемещения траверсы ИМ от нагрузки. Графики полученных аналитических зависимостей вместе с экспериментальными точками показаны на рис. 4 (экспериментальные точки соответствуют рис. 3).

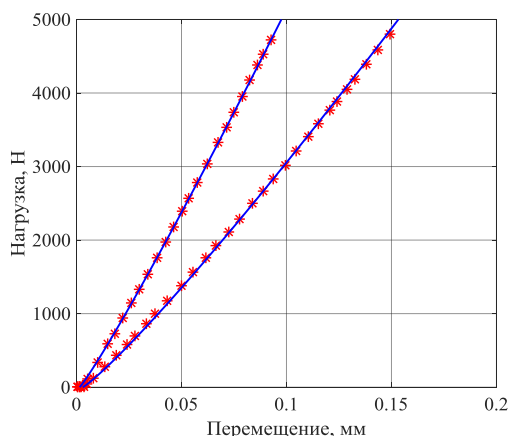


Рис. 4. Результаты эксперимента и их аппроксимация МНК:

«*» – экспериментальные данные; «—» – аппроксимация МНК.

Результирующая нагрузочная характеристика подшипника получена вычитанием степенных зависимостей, рассчитанных МНК для системы ИМ-подшипник-вилка и для ИМ

$$w = 0,0777F^{0,8885} - 0,0384F^{0,9187}, \quad (1)$$

где нагрузка должна задаваться в Н, а перемещение получается в мкм.

Сопоставление результатов эксперимента с расчетами по ЭМРП

В рамках ЭМРП была создана численная модель того же подшипника типа 12309КМ и реализованы те же виды нагрузок, что и в описанных выше экспериментах. В разработанной на основе ЭМРП численной модели к наружному кольцу подшипника прикладывалась вертикальная сила. При этом изгиб колец не учитывался, но были учтены контактные деформации. Внутреннее кольцо было жестко закреплено. Так же как в экспериментальном исследовании вертикальная нагрузка увеличивалась от 0 до 5000 Н. В результате применения ЭМРП были рассчитаны вертикальные перемещения w наружного кольца в зависимости от величины нагрузки. Полученные результаты представлены в табл. 1, а соответствующие им графики совместно с экспериментальными данными на рис. 5.

Таблица 1

Вертикальные перемещения, найденные из ЭМРП

Вертикальное перемещение w , мкм	Сжимающая сила, Н
1,7	464
4,3	1559
6,0	2663
7,7	3770
9,3	4881

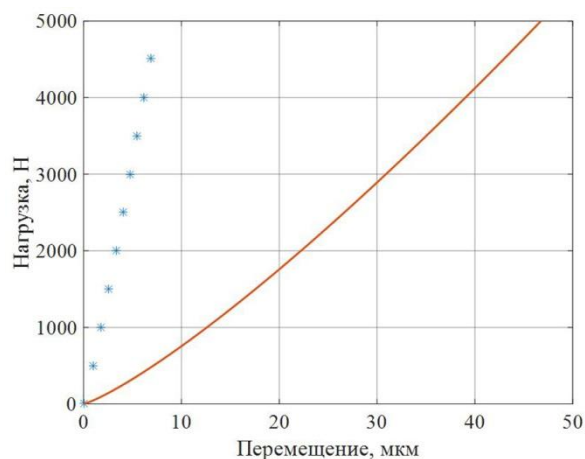


Рис. 5. Сопоставление результатов расчета и эксперимента:

«*» – ЭМРП; «—» – экспериментальная зависимость (1)

Очевидно, что результаты не совпадают. Из этого можно сделать вывод о том, что при отсутствии специальных устройств, обеспечивающих отсутствие изгиба колец, податливость колец существенно влияет на упругую характеристику подшипника. Из рис. 5 видно, что упругая характеристика подшипника, рассчитанная по ЭМРП, оказывается в несколько раз жестче (более, чем в 4 раза), чем показывает эксперимент.

Причиной несовпадения является допущение об отсутствии изгиба колец в ЭМРП. В части 1 было показано, что специальная оснастка, исключая изгиб колец, позволяет получать экспериментальные результаты, весьма хорошо подтверждающие ЭМРП. В данном исследовании наружное кольцо не зафиксировано в обойме, поэтому его изгиб не исключен. С целью оценки влияния податливости кольца на упругую характеристику подшипника было проведено численное исследование на основе МКЭ при тех же условиях, что и в

рассматриваемом эксперименте.

Численное исследование деформаций подшипника на основе МКЭ

С целью проверки результатов эксперимента и оценки влияния изгиба внешнего кольца была создана конечно элементная (КЭ) модель роликового подшипника типа 12309 КМ со штангой в комплексе ANSYS [15-20]. С учетом симметрии рассматривалась только половина конструкции (рис. 6). Подшипник и штанга разбивались на гексаэдральные 8-ми узловые конечные элементы SOLID185. Сетка сгущалась в окрестности места контакта. Для учета контактного взаимодействия использовались элементы TARGE170 и CONTA174.

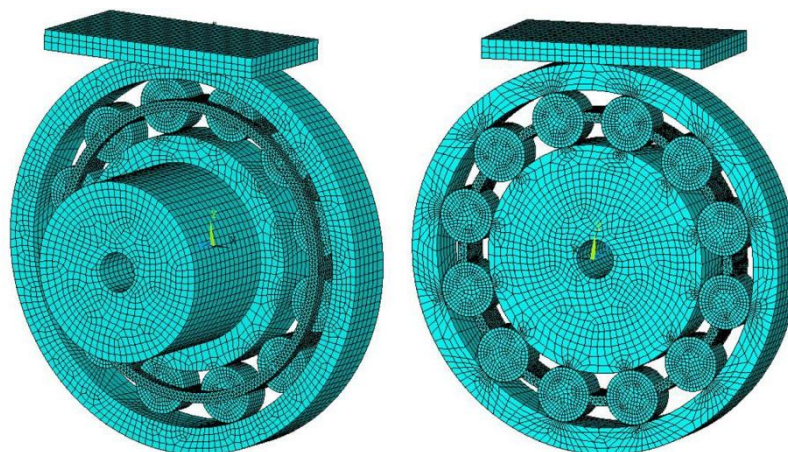


Рис. 6. КЭ модель подшипника и штанги с сеткой

В КЭ модели нижние точки штанги закреплены (имитация закрепления в эксперименте). Нагружение производилось кинематически с помощью перемещения вниз жесткой пластины. Реакция, действующая на пластину со стороны кольца, рассматривалась как внешняя нагрузка. На рис. 7 показаны полные перемещения в модели роликового подшипника со штангой, а на рис. 8 – нормальные напряжения в

горизонтальных площадках. Сравнение нагрузочных характеристик, найденных МКЭ, с результатами экспериментов представлено на рис. 9.

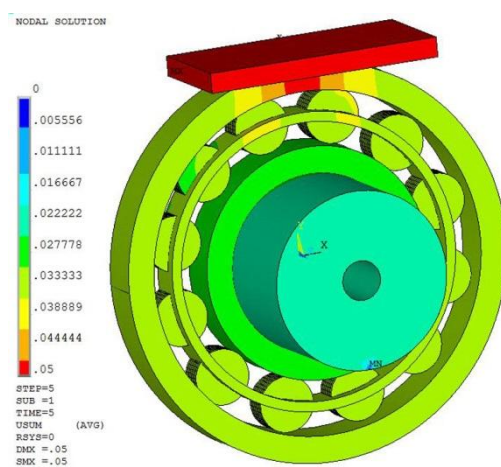


Рис. 7. Перемещения, м

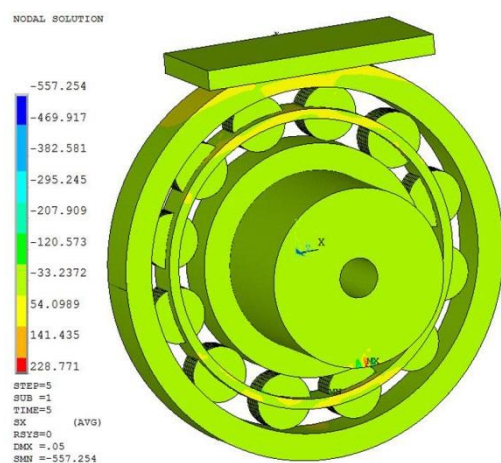


Рис. 8. Нормальные напряжения в горизонтальных площадках

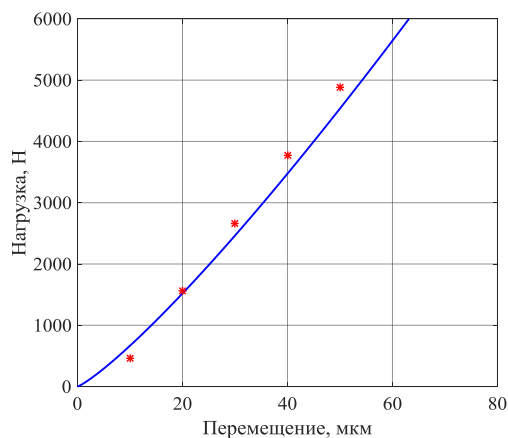


Рис. 9. Сопоставление нагрузочных характеристик, полученных МКЭ, с

экспериментальными: «-» – эксперимент (1); «*» – МКЭ.

Деформация, полученная МКЭ, в месте расположения тензорезистора при нагрузке 5 кН равна -0.000079403 , что почти совпадает с экспериментальным значением -0.000081126 (расхождение 2.1%).

Из выполненного сопоставления следует, что МКЭ очень хорошо подтверждает результаты эксперимента. И становится очевидной существенное влияние изгиба колец на нагрузочные характеристики подшипника в случае отсутствия системы фиксации колец.

Заключение

1) Для верификации ЭМРП в случае слабого закрепления колец выполнялось экспериментальное исследование подшипника типа 12309KM на универсальной испытательной машины Zwick/Roell Z100 под действием сжимающей нагрузки.

2) Сопоставление нагрузочных характеристик, найденных по ЭМРП, с экспериментальными характеристиками показало, что в случае слабого закрепления колец ЭМРП завышает жесткость подшипника в несколько раз.

3) Конечно элементное моделирование полностью подтвердило результаты натурного эксперимента, как для нагрузочной характеристики, так и для деформации наружной поверхности внешнего кольца.

4) Исследование в целом продемонстрировало весьма существенное влияние изгиба колец на нагрузочную характеристику, что необходимо учитывать при расчете подшипников авиационных двигателей, кольца которых являются

относительно тонкими.

5) Для расчета упругих характеристик слабо закрепленных подшипников или подшипников с тонкими кольцами (подшипники ГТД) ЭМРП должна быть дополнена учетом изгиба колец.

Библиографический список

1. Силаев Б.М., Даниленко П.А. Комбинированная модель расчета долговечности высокоскоростных подшипников качения двигателей летательных аппаратов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2016. № 4. С. 111 - 116.
2. Сорокин Ф.Д., Чжан Х., Иваников В.В. Разработка энергетической модели роликового подшипника // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 3. С. 14 - 23.
3. Jones A.B., Harris T.A. Analysis of a Rolling-Element Idler Gear Bearing Having a Deformable Outer-Race Structure // Journal of Basic Engineering, 1963, vol. 85, issue 2, pp. 273 - 278.
4. Filetti E.G., Rumbarger J.H. A General Method for Predicting the Influence of Structural Support Upon Rolling Element Bearing Performance // Journal of Lubrication Technology, 1970, vol. 92, issue 1, pp. 121 - 127.
5. Cavallaro G., Nelias D., Bon F. Analysis of High-Speed Intershaft Cylindrical Roller Bearing with Flexible Rings // Tribology Transactions, 2005, vol. 48, issue 2, pp. 154 - 164.

6. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. - Самара: Издательство СГАУ, 2007. - 253 с.
7. Liu J.Y., Chiu Y.P. Analysis of a Thin Elastic Ring Under Arbitrary Loading // Journal of Engineering for Industry, 1974, vol. 96, issue 3, pp. 870 - 876.
8. Зубко А.И., Донцов С.Н. Исследование условий работоспособности и разработка диагностики керамических подшипников нового поколения // Труды МАИ. 2014. № 74. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=49034>
9. Leblanc A., Nelias D., Defaye C. Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings // Journal of Sound & Vibration, 2009, vol. 325, issue 1, pp. 145 - 160.
10. Nelias D. Theoretical analysis of high-speed cylindrical roller bearing with flexible rings mounted in a squeeze film damper // Tribology Transactions, 2008, vol. 51, issue 6, pp. 762 - 770.
11. Harris T.A. Rolling bearing analysis, 5-th edition. USA, CRC Press, 2006, 760 p.
12. Бараз В.Р. Корреляционно-регрессионный анализ связи показателей коммерческой деятельности с использованием программы Excel. - Екатеринбург: ГОУ ВПО «УГТУ–УПИ», 2005. - 102 с.
13. Верещиков Д.В., Кузнецов А.Д. Способ адаптивного управления военно-транспортным самолетом при беспарашютном десантировании моногруза // Труды МАИ. 2016. № 89. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=72913>
14. Лисов А.А., Чернова Т.А., Горбунов М.С. Моделирование предельных состояний в эксплуатации электромеханических преобразователей // Труды МАИ.

2017. № 95. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=84624>

15. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров. - М.: Машиностроение-1, 2004. - 512 с.
16. Лукьянова А.Н. Моделирование контактной задачи с помощью программы ANSYS. - Самара: Самарский государственный технический университет, 2010. - 52 с.
17. Лукьянова А.Н. Моделирование контактного взаимодействия деталей. - Самара: Самарский государственный технический университет, 2012. - 87 с.
18. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. Finite element method: its basis and fundamental, 7-th edition. UK: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2013, 756 p.
19. Агапов В.П. Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций. - М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2004. - 248 с.
20. Thomas J.R.H. The Finite element method linear static and dynamic element analysis, Courier Corporation, 2012, 673 p.

Статья поступила в редакцию 11.11.2018