

УДК 621.539.822

Ю.Б. НАЗАРЕНКО, А.Ю. ПОТАПОВ

ФГУП «Научно-производственный центр Газотурбостроения» «Салют», Россия

НОВЫЙ ПОДХОД К РЕШЕНИЮ ПРОБЛЕМЫ УСТРАНЕНИЯ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ СЛАБОНАГРУЖЕННЫХ МЕЖВАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Рассматривается способ устранения проскальзывания роликов малонагруженных межвальных подшипников с помощью овализации внешнего кольца в эксплуатации, которая происходит под действием центробежных сил при наличии двух мест в окружном направлении кольца с погонной массой отличной от исходного состояния. Разработана методика установления параметров посадки подшипника и монтажного люфта для реализации постоянного контакта роликов с кольцами на всех режимах эксплуатации двигателя и определения собственных частот колебаний внешнего кольца подшипника при локальном изменении его жесткости.

Ключевые слова: вал, межвальный подшипник, посадочные места под подшипник, люфт подшипника, натяг роликов, центробежные силы, локальные места кольца с измененной погонной массой, овализация кольца подшипника.

Введение

Одной из основных специфик работы межвальных подшипников является их недозагруженность, которая приводит к проскальзыванию роликов. Кроме этого, в процессе эксплуатации под действием центробежных сил при вращении внешнего кольца с большей скоростью, чем внутреннего и давления роликов на него, его радиальное расширение превышает перемещения внутреннего кольца, в результате чего зазор подшипника увеличивается, что ухудшает условия его работы.

В данной ситуации ролики «зависают», то есть, они не контактируют с двумя кольцами одновременно, а прижимаются к внешнему кольцу и частота их вращения относительно оси подшипника стремится к частоте вращения внешнего кольца. Однако при изменении режимов работы двигателя или при перегрузках и эволюциях самолета, нагрузки на подшипники могут увеличиваться. В момент контакта тел качения с двумя кольцами подшипника ролики начинают вращаться с частотой, равной половине суммы частот роторов и частота их вращения должна снизиться (если внешнее кольцо вращается быстрее внутреннего) и в этот момент их начинает тащить сепаратор, который вместе с роликами в период их зависания получил большую скорость.

Отмеченное выше обуславливает большие динамические нагрузки и проскальзывание роликов относительно дорожек качения колец подшипников, что снижает срок их службы за счет износа роликов, колец, сепаратора и вызывает ударные нагрузки.

В работе [1, 2] был рассмотрен способ устранения проскальзывания тел качения и конструкция радиального роликового подшипника, обеспечивающих на всех режимах эксплуатации постоянный контакт части роликов с кольцами, что позволяет исключить проскальзывание роликов относительно колец.

Сущность данного способа заключается в овализации внешнего кольца подшипника в эксплуатации, которая происходит под действием центробежных сил при наличии двух мест (в окружном направлении) с погонной массой отличной от исходного состояния.

Сущность работы модели рассмотрена на межвальном подшипнике, где был опробован предлагаемый способ [1] при реализации локального изменения массы внешнего кольца в виде выполнения пазов.

В данной работе рассмотрено обоснование параметров модернизированного межвального подшипника и посадочных параметров на основе разработанной аналитической модели статического и динамического деформирования кольца подшипника с измененной локальной погонной массой и жесткостью кольца, обеспечивающих надежную его работу.

1. Статическое деформирование внешнего кольца подшипника

Деформирование внешнего кольца под действием центробежных сил при его вращении до момента посадки кольца на ролики будет определяться следующими факторами.

Радиальным полярно симметричным деформированием равномерного кольца (без пазов) и неравномерным деформированием кольца в окружном направлении (овализация) за счет локального изменения погонной массы кольца на двух диаметральных участках, которое можно оценить, если приложить к кольцу на этих участках две силы, направленные к центру и равные центробежной силе от удаленной массы.

Кроме этого, необходимо учесть также локальные изменения жесткости кольца на месте выполнения пазов. Равномерное деформирование кольца определим приложив к кольцу погонную нагрузку от центробежных сил кольца и роликов

$$g = F \cdot \rho \cdot R_K \omega^2 + \frac{Z \cdot m_D \cdot R_P \omega_c^2}{2\pi R_K}, \quad (1)$$

где F – площадь внешнего кольца в поперечной плоскости по оси подшипника;

ρ – плотность материала кольца;

R_K – радиус беговой дорожки кольца;

ω – круговая скорость вращения внешнего кольца;

Z – количество роликов; m – масса каждого ролика;

R_P – радиус траектории вращения роликов;

ω_c – круговая скорость вращения роликов (сепараторная частота), приближенно можно принять $\omega_c = 0,88\omega$.

Определяя нормальные силы в кольце подшипника

$$N = g \cdot R_K \quad (2)$$

и, используя закон Гука, окружные деформации

$$\varepsilon_\theta = \frac{g \cdot R_K}{F \cdot E}, \quad (3)$$

установим радиальное перемещение кольца под действием равномерной нагрузки

$$\Delta R = \varepsilon_\theta \cdot R_K = \frac{g \cdot R_K^2}{F \cdot E}. \quad (4)$$

Неравномерное деформирование кольца под действием двух сосредоточенных диаметральных сил при удалении массы m (рис. 1)

$$P = m \cdot R_K \cdot \omega^2, \quad (5)$$

при известном законе распределения изгибающих моментов [3]

$$M = -0,182 \cdot P \cdot R_K + 0,5 \cdot P \cdot R_K (1 - \cos \theta), \quad (6)$$

установим энергетическим методом приравняв работу внешних сил при перемещении контура кольца Δ от силы P

$$A = P \cdot \Delta, \quad (7)$$

потенциальной энергии, накопившейся в кольце под действием изгибающего момента, пренебрегая потенциальной энергией от нормальных сил ввиду их не существенного влияния [4]

$$U = 4 \int_0^{\pi/2} \frac{R_K M^2 d\theta}{2 \cdot E \cdot J} = 4 \int_0^{\pi/2} \frac{R_K^3 \cdot P^2 (0,318 - 0,5 \cos \theta)^2 d\theta}{2 \cdot E \cdot J}, \quad (8)$$

где E – модуль упругости кольца;

J – момент инерции поперечного сечения кольца;

R_K – радиус беговой дорожки кольца.

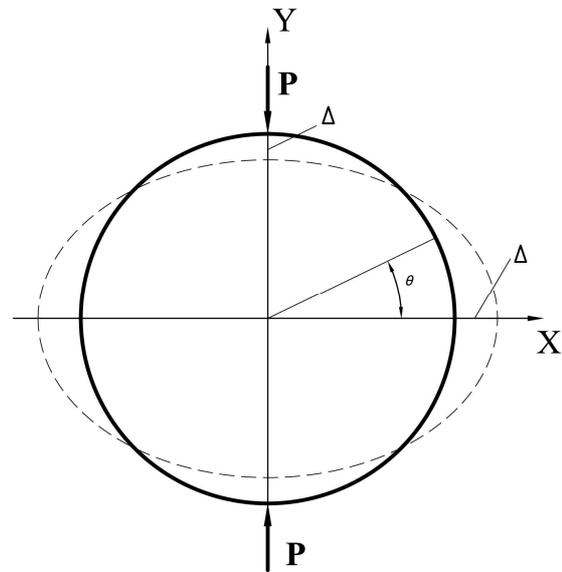


Рис. 1. Расчетная схема кольца с приложенными двумя сосредоточенными силами

Из решения уравнений (7) и (8), находим максимальное значение радиального уменьшения (увеличения) контура кольца

$$\Delta = \frac{0,0746 R_K^3 \cdot P}{E \cdot J}. \quad (9)$$

Перемещения в кольце при локальном уменьшении жесткости в местах изготовления пазов, определим с помощью экстраполяции локальной жесткости в местах изготовления пазов между перемещениями для цельного кольца и для кольца с нулевой жесткостью в местах изготовления пазов, т.е. для половины кольца (рис. 2).

Изгибающие моменты при нагружении половины кольца двумя силами будут равны

$$M = 0,5P \cdot R_K \cos \theta. \quad (10)$$

Определяя потенциальную энергию половины кольца

$$U = 2 \int_0^{\pi/2} \frac{R_K^3 \cdot P^2 \cos^2 \theta d\theta}{8 \cdot E \cdot J} = 0,196 \cdot R_K P^2, \quad (11)$$

находим максимальное значение уменьшения контура кольца

$$\Delta' = \frac{0,392 R_K^3 \cdot P}{E \cdot J}. \quad (12)$$

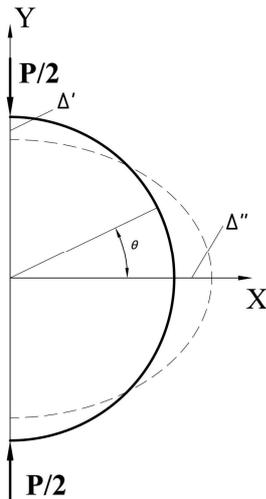


Рис. 2. Расчетная схема половины кольца, нагруженной двумя сосредоточенными силами

Максимальное увеличение контура кольца будет равно

$$\Delta'' = \frac{0,26R_K^3 \cdot P}{E \cdot J}. \quad (13)$$

Для любого ослабления жесткости кольца максимальное уменьшение контура кольца (радиальное) определим из выражения

$$\Delta = \frac{R_K^3 \cdot P}{E \cdot J} \left[0,0746 + \frac{0,317 \cdot (J - J^*)}{J} \right], \quad (14)$$

а увеличения контура кольца составит

$$\Delta = \frac{R_K^3 \cdot P}{E \cdot J} \left[0,0746 + \frac{0,185 \cdot (J - J^*)}{J} \right], \quad (15)$$

где J и J^* – момент инерции целого кольца и в месте изготовления пазов.

Погрешность теоретического расчета с расчетом численным методом в программном комплексе «Ansys» не превышает 10% [1].

2. Динамическое деформирование внешнего кольца подшипника

В начале запуска двигателя при наборе оборотов внешнее кольцо имеет зазор с посадочным валом и находится в свободном состоянии. Определим собственные частоты колебаний кольца в этом случае для безопасной его работы.

Уравнение изгибных колебаний кольца с постоянными параметрами жесткости и погонной массой запишем в виде [4, 5]

$$\frac{\partial^6 u}{\partial \theta^6} + 2 \frac{\partial^4 u}{\partial \theta^4} + \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{\rho \cdot F \cdot R^4}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + u \right) = 0, \quad (16)$$

где U – тангенциальные перемещения кольца.

Пренебрегая ослаблением кольца пазами и учитывая, что масса кольца увеличивается весом роликов прижатых к нему центробежными силами определим собственную частоту колебаний кольца по второй гармонике

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{36 \cdot E \cdot J}{5 \left(\rho \cdot F + m \cdot \frac{Z}{2\pi R} \right) R^4}}, \quad (17)$$

где E – модуль упругости кольца;

J – момент инерции поперечного сечения кольца;

R – средний радиус внешнего кольца;

F – площадь внешнего кольца в поперечной плоскости по оси подшипника;

ρ – плотность материала кольца; m – масса ролика;

Z – количество роликов.

Определение собственных частот внешнего кольца рассмотрим на примере межвального подшипника с параметрами 95x130x18мм.

На внешнем кольце подшипника на двух диаметральных участках были выполнены по два торцевых паза 6,05 мм (радиальное), 6,1 мм (окружное) и 1,5 мм (осевое).

Момент инерции поперечного сечения целого кольца составил $0,226 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$ и в зоне изготовления пазов – $0,182 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$. Площадь поперечного сечения кольца равна $0,088 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, радиус внешнего кольца – $R = 0,062 \text{ м}$.

Собственная частота колебаний кольца составила – 603,8 Гц.

Значения собственных частот, определенных в программном комплексе Ansys составили 623,87 Гц. Погрешность теоретического метода равна 3 %.

Собственная частота колебаний кольца намного выше частоты вращения роликов относительно внешнего (частота возбуждения), которая равна 50 Гц и больше частоты вращения внешнего кольца 222 Гц на режиме 100%. В этом случае возникновение резонансных колебаний не возможно.

Выводы

Предлагаемый способ позволяет устранить проскальзывание роликов относительно дорожек колец подшипника малонагруженных подшипников, особенно для подшипников с вращающимся внешним кольцом или двумя одновременно (межвальным), за счет обеспечения гарантированного контакта определенного количества роликов с дорожками колец подшипника на всех режимах эксплуатации, даже при существенном увеличении зазора в подшипнике без овализации.

Литература

1. Потапов, А.Ю. Способ устранения проскальзывания роликов межвальных подшипников с помощью овализации кольца подшипника в эксплуатации [Текст] / А.Ю. Потапов, Ю.Б. Назаренко // Двигатель. – 2012. – №4. – С. 32-34.

2. Пат. №116583 Российская Федерация. Подшипник роликовый радиальный [Текст] / Потапов А.Ю., Скирдов Г.П., Ясинский В.В., Назаренко Ю.Б. Опубл. 27.05.12, Бюл. №15.

3. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов [Текст] / Н.М. Беляев. – М.: Наука, 1976. – 608 с.

4. Назаренко, Ю.Б. Дифракция сферических волн на цилиндрической полости, подкреплённой впаянной оболочкой жёсткости [Текст] / Ю.Б. Назаренко // ПММ. – 1993. – Т.57, № 4. – С.98-103.

5. Вибрации в технике. Т.1: Колебания линейных систем [Текст]: справ. / под. ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

Поступила в редакцию 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., директор В.А. Гейкин, Филиал «НИИД» ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

НОВИЙ ПІДХІД ДО ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ УСУНЕННЯ ПРОКОВЗУВАННЯ МАЛОНАВАНТАЖЕНИХ МІЖВАЛЬНИХ ПІДШИПНИКІВ

Ю.Б. Назаренко, О.Ю. Потапов

Розглядається засіб усунення проковзування роликів малонавантажених міжвальних підшипників за допомогою овалізації зовнішнього кільця в експлуатації, яка відбувається під дією відцентрових сил, за наявності двох місць в коловому напрямку кільця з погонною масою, яка відрізняється від початкового стану. Розроблено методику визначення параметрів посадки підшипника і монтажного люфту для реалізації постійного контакту роликів з кільцями на усіх режимах експлуатації двигуна і знаходження власних частот коливань зовнішнього кільця підшипника при локальній зміні його жорсткості.

Ключові слова: вал, міжвальний підшипник, посадкове місце під підшипник, люфт підшипника, натяг роликів, відцентрова сила, локальне місце кільця зі змінною погонною масою, овалізація кільця підшипника.

NEW APPROACH OF FLOATING INTERSHAFT BEARING SLIPPING ELIMINATION

Yu. B. Nazarenko, A. Yu. Potapov

In this article the method of the low-loaded intershaft bearing rollers' slipping elimination by the external ring ovalization in the maintenance is discussed. The ovalization is created by the centrifugal forces in case of two parts in the bearing ring round surface with changed mass per unit length existence. Methods of estimating the dimensional characters of the bearing seating and a play supporting the constant contact of rollers and rings in all operating conditions, as well as the self-resonant frequencies of the external ring in case of local change of its stiffness are elaborated.

Key words: bearing shaft, intershaft bearing, bearing seats, bearing play, roller tension, centrifugal forces, bearing ring parts with changed mass per unit length, bearing ring ovalization.

Назаренко Юрий Борисович – канд. техн. наук, ведущий конструктор ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.

Потапов Алексей Юрьевич – директор по НИР и ОКР ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.