

## ОЦЕНКА ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА ПОДШИПНИК, ПО СИГНАЛУ ДАТЧИКА ВИБРАЦИЙ

Лаврентьев Ю.Л., Редькин Д.А.

ЦИАМ им. П.И. Баранова, г. Москва, yllavrentev@ciam.ru

*Ключевые слова: подшипник качения, определение осевых сил, датчик вибраций*

Надежность подшипников авиационных двигателей в значительной степени зависит от правильного учета условий их работы. Особое значение имеет определение фактической величины осевой нагрузки, воспринимаемой радиально-упорными подшипниками в эксплуатации.

На этапе проектирования двигателя величина осевой нагрузки, действующей на радиально-упорный подшипник, определяется значениями статических давлений, действующих на элементы роторов компрессора и турбины. Фактическая величина осевого усилия, приходящего на подшипник, может отличаться от расчетной, в том числе вследствие изменения радиальных зазоров между статорными и роторными деталями двигателя за счет их нагрева. В связи с этим, на практике проводят замер фактических осевых сил при помощи динамометрических колец [2]. Однако их использование требует доработки конструкции двигателя для установки динамометрического кольца и вывод проводов через корпус двигателя. Вместе с этим, зачастую величину осевой силы требуется определить лишь качественно, например, убедиться, что нет работы подшипника при около нулевых нагрузках, и нет изменения направления осевой силы. Для этих целей может быть использован метод оценки осевой силы, действующей на подшипник по результатам анализа вибрационного сигнала.

При анализе спектра вибраций могут быть обнаружены характерные частоты подшипника. Выделяют следующие характерные подшипниковые частоты:  $f_{FTF}$ , частота вращения сепаратора относительно оси вала;  $f_{BPF1}$ , частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу;  $f_{BPF0}$ , частота перекатывания тел качения по наружному кольцу;  $f_{BSF}$ , частота вращения тел качения вокруг своей оси. Обычно, анализ вибрации на подшипниковых частотах проводят с целью выявления неисправности подшипников качения [3]. Указанные значения частот вращения, а также их комбинации могут проявляться в спектрах сигналов с датчиков вибрации, даже при отсутствии дефектов подшипника. Обнаружение этих частот вращения зависит от чувствительности первичного преобразователя, близости установки вибродатчиков и уровня внешней динамической нагрузки.

Значения подшипниковых частот зависят от частоты вращения колец, числа и диаметра тел качения, а также от диаметра, проходящего через центры тел качения. Рабочий угол контакта в радиально-упорном подшипнике через частоту перекатывания тел качения по внутреннему кольцу может быть определен как:

$$\alpha = \arccos \left( \frac{d_m}{D_w} \left( \frac{2f_{BPF1}}{(|f_o - f_i|)Z} - 1 \right) \right), \quad (1)$$

где  $f_i, f_o$  – частоты вращения внутреннего и наружного колец, Гц;  $\alpha$  – рабочий угол контакта, рад;  $Z$  – число тел качения;  $D_w$  – диаметр тел качения, мм;  $d_m$  – диаметр окружности, проходящей через центры тел качения, мм.

С другой стороны, рабочий угол контакта в подшипнике при действии осевой нагрузки  $F_a$  может быть определен из уравнения [1]:

$$\frac{F_a}{ZD_w^2 K} = \sin \alpha \left( \frac{\cos \alpha^0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1,5} \quad (2)$$

где  $\alpha^0$  – угол контакта в свободном состоянии, рад;  $K$  – параметр нелинейной жесткости подшипника, МПа.

Угол контакта в свободном состоянии зависит только от внутренней геометрии подшипника, от величины радиального зазора, радиусов желобов и диаметра тел качения.

Параметр нелинейной жесткости может быть определен согласно [1]. Совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет оценить величину осевой силы  $F_a$ , действующей на подшипник.

На подшипниковых стендах проведены испытания шариковых подшипников двух типоразмеров ( $d=25$  мм и  $d=55$  мм). После выхода на рабочую частоту вращения варьировалась осевая нагрузка, действующая на подшипник. Величина осевой нагрузки, действующей на подшипник регистрировалась при помощи специально изготовленного и оттарированного динамометрического тензокольца. В процессе испытаний на корпусе подшипника были установлены два датчика вибраций. Для выделения подшипниковых частот из сигналов вибрации для каждого из режимов соответствующему постоянному уровню осевой нагрузки был проведен спектральный анализ сигналов вибрации с применением алгоритма быстрого преобразования Фурье. Обработка сигналов и последующий расчет осевого усилия по формулам (1) и (2) показали, что предложенный способ для проведенных экспериментов обеспечивает погрешность  $\pm 20\%$ .

При использовании метода, необходимо учитывать изменение радиального зазора подшипника, вызванное посадкой внутреннего кольца на вал с натягом, а также за счет нагрева колец. С целью повышения точности метода, на следующем этапе исследования планируется получение экспериментальной характеристики жёсткости подшипника.

### Список литературы

1. Harris T.A., Kotzalas M.N. Essential Concepts of Bearing Technology. Boca Raton: CRC Press, 2006. 376 p.
2. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с
3. ГОСТ Р ИСО 13373-3-2016. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 3. Руководство по диагностированию по параметрам вибрации.

### Сведения об авторах

Лаврентьев Юрий Львович, канд. техн. наук, ведущий инженер. Область научных интересов: высокооборотные подшипники качения.

Редькин Дмитрий Александрович, начальник сектора. Область научных интересов: экспериментальные исследования вибрации газотурбинных двигателей и их узлов, модальные испытания, вибродиагностика.

## ESTIMATION OF THE AXIAL FORCE ACTING ON THE BEARING FROM THE VIBRATION SENSOR SIGNAL

Lavrentyev Yu.L., Redkin D.A.  
CIAM, Moscow, yllavrentev@ciam.ru

*Keywords: bearing, estimation of the axial force, vibration sensor signal.*

A method of estimating the axial load acting on rolling bearings from the vibration sensor signal is proposed. The method assumes separation of the bearing frequencies from the vibration spectrum. The value of rolling frequency depends on the parameters of bearing geometry, including contact angle. At the same time, the contact angle depends on the axial force. Knowing the internal geometry and stiffness characteristics of the bearing, the axial force can be determined from the vibration signal. The analysis of tests of bearings with internal diameter of 25 and 55 mm showed that the proposed method of estimation gives an error of  $\pm 20\%$ . In order to increase the accuracy of the method in the following stages it is planned to obtain the dependence of bearing stiffness on axial load.