

УДК 621.3.042:534.632

**ОЦЕНКА РИСКА ПРИ ТЕХНИЧЕСКОМ ДИАГНОСТИРОВАНИИ
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ**

Н. В. Грунтович, И. В. Петров

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Т. К. Жобборов

Ферганский политехнический институт, Республика Узбекистан

Определены типовые дефекты подшипников качения, приведены формулы для вычисления частот вибрации подшипников, формулы вычисления вероятностей предотвращения отказа подшипников при наличии статистических данных. Приведена формула для вычисления степени риска с использованием текущих значений вибрации, заданных значений минимального и максимального уровня значений вибрации различных дефектов.

Ключевые слова: подшипники качения, дефекты, разноразмерность, риск, вероятность, предотвращение, обнаружение, устранение, максимальный уровень, минимальный уровень.

**INCREASING THE RELIABILITY AND ACCURACY OF TECHNICAL
DIAGNOSTICS OF POWER OIL FILLED TRANSFORMERS**

M. V. Hruntovich, I. V. Petrov,

Sukhoi State Technical University of Gomel, the Republic of Belarus

T. K. Zhobborov

Fergana Polytechnic Institute, the Republic of Uzbekistan

Typical defects of rolling bearings are determined, formulas are given for calculating the vibration frequencies of bearings, formulas for calculating the probabilities of preventing failure of bearings in the presence of statistical data. A formula is given for calculating the degree of risk using the current vibration values, the specified values of the minimum and maximum levels of vibration values of various defects.

Keywords: rolling bearings, defects, dimensions, risk, probability, prevention, detection, elimination, maximum level, minimum level.

Опыт эксплуатации электрооборудования подсказывает, что с увеличением срока эксплуатации электродвигателей, силовых трансформаторов необходимо совершенствовать методику технического диагностирования.

В электродвигателях и их подшипниках возникают следующие дефекты: нарушение балансировки ротора, разноразмерность тел качения, низкий класс обработки колец, выбоины на наружном кольце, наклеп на кольцах, овальность внутреннего кольца, задиры на наружном кольце, овальность внутреннего кольца, износ тел качения и колец. Все эти дефекты возникают при нарушении условий эксплуатации и проявляются в спектре вибрации на определенных частотах. Например, при овальности внутреннего кольца вибрация подшипника качения увеличивается на второй оборотной частоте. При разноразмерности тел качения вибрация возрастает на частоте:

$$f_c = \frac{f_p R_{\text{вн}}}{2(R_{\text{вн}} + r_t)} Z_t,$$

где f_p – частота вращения ротора, Гц; $R_{\text{вн}}$ – радиус внутреннего кольца, по которому перекачиваются тела качения, мм; r_t – радиус тел качения, мм; Z_t – количество тел качения в подшипнике, ед.

При износе тел качения вибрация изменяется на частоте:

$$f_s = \frac{f_p R_{\text{вн}}}{2r_t} Z_t K,$$

где $K = 3-50$ – коэффициент, который определяется от количества раковин на кольцах и телах качения в зоне контакта.

При длительной эксплуатации оборудования на кольцах и телах качения образуются микрораковины, при этом уровень вибрации увеличивается в области частот > 5000 Гц. С увеличением числа микрораковин и их площади амплитудный спектр смещается в область низких частот.

Следует заметить, какие бы способы обработки виброакустического сигнала не применяли, а именно – способ огибающей, вейвлет-преобразования, анализ прямого спектра вибрации, во всех случаях акустический сигнал регистрируется с погрешностями и с помехами.

Исследуя виброакустические характеристики новых подшипников качения, обратили внимание, что в диапазоне частот больше 1000 Гц уровень вибрации может значительно отличаться в зависимости от частоты. Например, в области 2000 Гц уровень вибрации может быть 75–85 дБ, а на частотах 3000 и 4000 Гц уровень вибрации может быть 55–65 дБ, или наоборот. В области 3000 Гц уровень вибрации может быть 70–80 дБ, а на частоте 2000 Гц и 4000 Гц – значительно ниже. Все это требовало объяснений. Во время эксплуатации подшипников качения износ внутреннего кольца, наружного кольца, тел качения происходит по-разному. Изготовление подшипников выполняется на разных станках и разными специалистами, следовательно, количество микрораковин может быть разным. Их количество будем моделировать, изменяя значение коэффициента $K = 3-50$ в формулах. Тогда для подшипника № 310 при частоте вращения вала двигателя 24,4 Гц определено:

– дефект наружного кольца (частота опрокидывания вала в подшипнике (рис. 1) составляет $f = 76$ Гц, $fK = 228-3800$ Гц;

– дефект внутреннего кольца (вибрация внутреннего кольца обусловлена разноразмерностью и гранностью тел качения) составляет $f = 123$ Гц, $fK = 369-6150$ Гц;

– дефекты тел качения (вибрация тел качения обусловлена разноразмерностью и гранностью тел качения) $fK = 957-15950$ Гц.

Для лучшего восприятия частотных зон подшипников на плоскости построим отрезки без масштаба с учетом частотного диапазона [1].

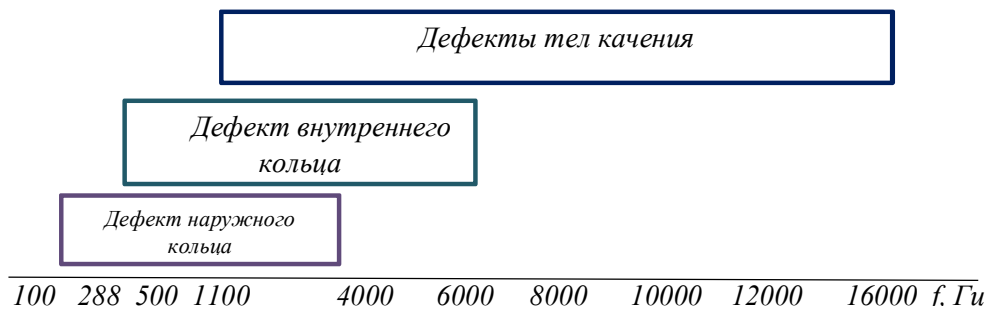


Рис. 1. Иллюстрация расшифровки частотных спектров вибрации подшипников качения на графике в зависимости от дефектов

Из представленного расчета и рисунка можно предположить, что в диапазоне частот 300–900 Гц амплитуда вибрации подшипника качения будет зависеть от количества микрораковин на наружном и внутреннем кольцах. В диапазоне 900–3800 Гц – на амплитудный спектр вибрации подшипника качения будет влиять дефекты тел качения внутреннего и наружного колец. После 4000–6000 Гц на спектры вибрации подшипника качения будут оказывать влияние дефекты внутреннего кольца и тел качения. После 6000 Гц основное влияние на амплитудный спектр вибрации подшипника качения будут оказывать дефекты тел качения. В виброакустических характеристиках подшипников качения наблюдается подобная динамика амплитудного спектра. Численное значение коэффициента K можно объяснить физическими процессами при работе подшипника качения. Во-первых, каждая условная точка на телах качения совершает движение между кольцами по гипоциклоиде [2]. Количество касаний этой условной точки наружного и внутреннего колец вычисляется из соотношения длин окружности колец и тел качения. Это, как правило, по внутреннему кольцу – более трех, а по наружному кольцу – более 5. Во-вторых, на взаимной контактной поверхности тел качения и колец может быть любое число микрораковин. Это дает основание принимать значение коэффициента $K = 50$ и более. Тогда степень риска или вероятность предотвращения повреждения P_{Π} подшипника качения можно вычислить по формуле

$$P_{\Pi} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{oi} P_{yi}}{n},$$

где P_{oi} – вероятность обнаружения i -го дефекта при техническом диагностировании; P_{yi} – вероятность успешного устранения i -го дефекта во время ремонта; n – количество возможных дефектов.

В настоящее время на предприятиях не ведется работа по учету и анализу дефектов как при их выявлении, так и при устранении. Поэтому уровень риска возникновения i -го дефекта P_i в подшипнике качения можно вычислить:

$$q_i = \frac{A_i - A_{\min i}}{A_{\max i} - A_{\min i}},$$

где A_i – текущий уровень вибрации дефекта на i -й частоте, дБ; $A_{\min i}$ – принятый минимальный уровень вибрации на i -й частоте, дБ; $A_{\max i}$ – принятый максимальный уровень вибрации на i -й частоте, дБ.

Литература

1. Vibration diagnostic of electric motor roller bearings / N. V. Hruntovich [et al.] // SES-2019 : E3S Web of Conferences. – 2019. – Vol. 124. – P. 02008. [https:// doi. org / 10.1051/e3sconf/201912402008](https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912402008)
2. Грунтович, Н. В. Гипоциклоида частоты вибрации подшипников качения / Н. В. Грунтович, И. В. Петров, Д. В. Кирдищев // Актуальные проблемы энергосбережения и энергоэффективности в технических системах : тез. докл. 3-й Междунар. конф. с элементами науч. шк., Тамбов, 25–27 апр. 2016 г. / Тамбов. гос. техн. ун-т, М-во образования и науки Рос. Федерации ; отв. ред. Т. И. Чернышова. – Тамбов, 2016. – Т. 2. – С. 288–289.

УДК 621.3.042:534.632

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ТОЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО
ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Н. В. Грунтович, И. В. Петров

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Т. К. Жобборов, Д. А. Турсунов

Ферганский политехнический институт, Республика Узбекистан

Изложены результаты экспериментальных исследований по технической диагностике асинхронных двигателей. Показана возможность выявления дефектов при расширении спектров вибрации до 5000 Гц или даже до 10000 Гц. Указывается на важность определения места установки вибродатчиков при вибродиагностировании подшипниковых опор. Предлагается установка вибродатчиков на лапы электродвигателя. Указываются основные причины низкого качества новых подшипников качения.

Ключевые слова: вибродиагностирование, асинхронные двигатели, спектры вибрации, частотный диапазон, диагностические стенды.

**INCREASING RELIABILITY AND ACCURACY OF TECHNICAL
DIAGNOSTICS OF ASYNCHRONOUS MOTORS**

M. V. Hruntovich, I. V. Petrov

Sukhoi State Technical University of Gomel, the Republic of Belarus

T. K. Zhobborov, D. A. Tursunov

Fergana Polytechnic Institute, Republic of Uzbekistan

The results of experimental studies on technical diagnostics of asynchronous motors are presented. The possibility of detecting defects by expanding the vibration spectra up to 5000 Hz or even up to 10000 Hz is shown. The importance of determining the installation location of vibration sensors during vibration diagnostics of bearing supports is indicated. It is proposed to install vibration sensors on the legs of the electric motor. The main reasons for the low quality of new rolling bearings are indicated.

Keywords: vibration diagnostics, asynchronous motors, vibration spectra, frequency range, diagnostic stands.

Сложившаяся практика виброконтроля роторных механизмов по общему уровню вибрации в диапазоне частот 10–200 Гц, 10–1000 Гц, 10–2000 Гц не может обеспечить высокую достоверность выявления дефектов. Выполненные теоретические и