

УДК 621.81

ОБОСНОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ДИСБАЛАНСА РОТОРОВ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Д. Ю. Зубенко

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра электротранспорта
Харьковская национальная академия городского
хозяйства
ул. Революции, 12, г. Харьков, 61002
Контактный тел.: (057) 735-23-85, 050-520-21-01
E-mail: Denis04@ukr.net

Наведено результати теоретичних досліджень впливу дисбалансу на вібрацію роторів тягового електродвигуна міського електротранспорту. Розглянуто методики виявлення дисбалансу роторів методами вібродіагностики за допомогою аналізу низькочастотних спектрів

Ключові слова: ротор, тяговий двигун, електротранспорт

Приведены результаты теоретических исследований влияния дисбаланса на вибрацию роторов тягового электродвигателя городского электротранспорта. Рассмотрены методики выявления дисбаланса роторов методами вибродиагностики с помощью анализа низкочастотных спектров

Ключевые слова: ротор, тяговый двигатель, электротранспорт

The results of theoretical studies of the imbalance influence on the rotors vibration of the electric traction engines of city electric transport have been suggested. Methods for detection of rotor unbalance vibration by diagnostic methods through the analysis of low-frequency spectra have been discussed

Keywords: rotor, traction engine, electric transport

Введение

Для обнаружения неисправностей в тяговых электродвигателях (ТЭД) городского электротранспорта (ГЭТ) на начальной стадии развития дефекта применяется способ сравнения спектров вибрации реальной работы ТЭД с эталонными спектрами. Однако здесь трудности связаны с выбором необходимого числа спектральных составляющих, подлежащих анализу.

Выявление дефектов, возникновение которых обуславливает силовое возбуждение вибрации, осуществляется анализом спектральных составляющих, связанных с частотой вращения ротора.

Основные дефекты, появление которых сопровождается высоким уровнем вибрации (дисбалансы, расцентровки, коробления корпусных деталей и т. д.), связаны с частотой вращения ротора и кратными с ней гармоническими составляющими.

Последние достижения

До настоящего времени нет однозначной методики диагностирования и конкретных признаков разделения этих дефектов, так как все они базируются на определении роста первой роторной гармоники. В результате диагностические признаки этих дефек-

тов не соответствуют требованиям однозначности и достаточности. Кратные роторные гармоники также фигурируют почти во всех случаях (почти с одной конфигурацией) и только усложняют постановку точного диагноза. В результате достоверность диагностирования этих как бы давно изученных дефектов по прежнему остается низкой [2,3,4].

Цель статьи

Привести результаты теоретических исследований влияние дисбаланса на вибрацию роторов тягового электродвигателя городского электротранспорта. Рассмотреть методики выявления дисбаланса роторов методами вибродиагностики с помощью анализа низкочастотных спектров.

Материал исследования

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили найти закономерности в вибрационных процессах, возбуждаемых при появлении этих дефектов.

Одним из основных признаков этих дефектов является закономерность распределения уровней роторных гармоник.

Теоретически и экспериментально доказаны существование бесконечного ряда кратных роторных гармоник, закон распределения их уровней который изменяется при возникновении различных дефектов.

Виброперемещения точек корпуса подшипника Б любом направлении описываются выражением:

$$X(t) = \sum A_k \cos(k\omega_p t - \varphi_k), \quad (1)$$

где A_k - амплитуда k -й гармоники; k - порядок гармоники; m, n - целые положительные числа; ω_p - угловая частота вращения ротора.

Наиболее сильная частотная составляющая этого ряда - первая роторная гармоника. Исследования вибрационных процессов в эксплуатационных условиях показали, что интенсивность высших гармоник бездефектного механизма убывает с увеличением номера гармоник по закону, близкому к экспоненциальному. Нарушение экспоненциального закона распределения амплитуд роторных гармоник происходит при появлении и развитии определенных дефектов.

Характер изменения роторной вибрации определяется упруго-массовыми свойствами системы «ротор-опоры-корпус» и степенью демпфирования колебаний, которые в практике всегда нелинейные.

Предполагаем, что нелинейные колебания являются периодической функцией оборотной частоты, раскладываемой в ряд Фурье. Тогда амплитуды роторных гармоник являются результатом разложения в ряд Фурье функции, являющейся решением нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные колебания системы «ротор-опоры-корпус» [5,6,7].

Известно, что если абсолютная величина функции интегрируема на интервале разложения, то коэффициенты Фурье при $k \rightarrow \infty$ стремятся к нулю (теорема Римана-Лебега). Если функция на всем интервале разложения имеет непрерывные производные до $(m - 1)$ -го порядка включительно, причем каждая из этих производных на концах интервала имеет одно и тоже значение, и если m -я производная кусочно-непрерывна, то коэффициенты Фурье убывают не медленнее, чем k^{-m} . Рассматриваемая в нашем случае функция [1] удовлетворяет перечисленным условиям, и, следовательно, амплитуды роторных гармоник убывают не медленнее, чем k^{-m} , т. е.

$$|A_k| < \frac{C}{k^m}, \quad (2)$$

где C – постоянная.

Аппроксимируем уровни роторных гармоник экспоненциальной функцией в виде:

$$|A_k| = \Phi \exp(-\gamma k \omega_p), k = 1, 2, \dots, \quad (3)$$

где Φ и γ - постоянные аппроксимации.

Известное теоретическое распределение вероятности амплитуд вибрации отдельного агрегата аппроксимируемое моделью «синусоида + шум» описывается законом Раиса. При явно выраженных дискретных составляющих спектра распределение

амплитуд можно отнести к нормальному. В практике с помощью статистической обработки выявлено распределение вероятности амплитуд вибрации, близкое закону Рэля. Однако статистические данные экспериментальных исследований парка тяговых двигателей различного типа позволили обнаружить новые закономерности в распределении плотности вероятности амплитуд вибрации [1] по сравнению с известными теоретическими распределениями.

Полученное распределение спектра уровней роторных гармоник (3) позволяет представить модель виброскоростик в виде полигармонического дискретного процесса (1). Переходя к эквивалентной комплексной записи, получаем выражение для комплексного общего уровня виброскоростик:

$$\bar{V} = \sum_{k=1}^{\infty} \bar{A}_k \exp(+ki\omega_p t), \quad (4)$$

где $\bar{A}_k = \bar{A}_k \exp(i\varphi_k t)$ комплексная амплитуда виброскоростик k -й роторной гармоники, характеризующая модулем A_k и фазой φ_k колебаний; ω_p - частота вращения ротора; t - время; $i^2 = -1$.

Теоретические и экспериментальные исследования [2] показали, что между комплексными амплитудами виброскоростик роторных гармоник спектров, полученных на корпусах подшипниковых опор ТЭД, существует зависимости:

$$\bar{A}_k = \alpha_{k-1} \bar{A}_1^k, \quad (5)$$

Здесь $\alpha_{k-1}, k = 1, 2, \dots$ - коэффициенты пропорциональности [1]; \bar{A}_k - средняя амплитуда виброскоростик первой роторной гармоники.

Комплексную амплитуду первой роторной гармоники колебаний корпусов подшипников ротора ТЭД представляем линейной функцией параметров дисбаланса [3] с помощью передаточных функций в виде:

$$\bar{A}_1 = \omega^3 \sum_{K=1}^{\infty} Q_K \bar{D}_K, \quad (6)$$

где $\bar{D}_K = D_K \exp(i\varphi_K)$ комплексная амплитуда дисбаланса ротора, характеризующая модулем D_K и фазой колебания. $\varphi_K; Q_K$ - передаточные функции, вычисление которых производим по [1]; k – число точек ротора, в которых сосредоточен дисбаланс.

Для дисбаланса ротора ТЭД предполагаем, что в эксплуатационных условиях весь дисбаланс сосредоточен на ступенях и определяется только установкой лопаток на ступень. Применив для анализа вибрации ротора ТЭД выражение (6), дисбаланс ротора для k -й ступени выразим в виде:

$$\bar{D}_k = \sum_{j=1}^{m_k} \left[\frac{\mu_j L_j}{2} \right]_k \exp(-i \frac{2\pi(j-1)}{m_k}), \quad (7)$$

где μ_0, L_j - соответственно масса и длина вала: m_k - число пластин.

Нормирование общего уровня вибрации позволяет определить наличие и степень развития дефекта в ТЭД, но не вскрывает обуславливающей его причины. Определить конкретный дефект при силовом и кинематическом возбуждении вибрации

возможно только при анализе распределения уровней гармонических составляющих спектра вибрации [8,9,10].

Для нормирования амплитуд виброскоростик роторных гармоник, распределенных по экспоненте, необходимо учитывать плотности распределения вероятности отдельных гармоник при исследовании ТЭД. Выражение для плотности вероятности первой роторной гармоники описывается распределением Рэля. При $\alpha = \text{const}$ плотность распределения вероятности A_k представим в виде:

$$P(A_k) = P(A_1) \frac{A_1}{kA_k}, \quad (8)$$

Вычисляя моменты m -го порядка, получаем связь моментов k -й и первой роторных гармоник в виде:

$$M(A_k^m) = \alpha^{(k-1)m} M(A_1^{km}), \quad (9)$$

Вводя приближенное соотношение $M^m(A_1^k) = M(A_1^{km})$ и вычисляя момент второго порядка, получаем выражение k -й роторной гармоники в виде:

$$M(A_k^2) = \sqrt{2}\sigma(A_k), \quad (10)$$

где $\sigma(A_k)$ - дисперсия k -й роторной гармоники;

$$A_{k,6д} = \alpha_1 \sqrt{2}\sigma(A_k), A_{k,кпр} = \alpha_1 3\sigma(A_k) \quad (10)$$

где $\sigma(A_k)$ - дисперсия k -й гармоники колебаний.

Выводы

Теоретическими исследованиями и статистической обработкой экспериментальных данных подтверждается, что для бездефектного ТЭД уровни роторных гармоник убывают по экспоненциальному закону. Учитывая неизбежность остаточного дисбаланса и бездефектном ТЭД и сохранение закона убывания роторных гармоник с увеличением дисбаланса до предельно допустимых значений (по уровню $V_{пр}$), можно утверждать, что диагностическим признаком дисбаланса ротора ТЭД является пропорциональный рост роторных гармоник. При этом экспоненциальный закон распределения уровней роторных гармоник сохраняется.

Литература

1. Бесклетный М. Е. Игуменцев Е. А. Вибрационная диагностика дисбаланса ротора газотурбинной установки ГТ-750-6, -М, Энергомашиностроение, 1980. -№4-С.27-29.
2. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / Ю. Н. Васильев, М.Е. Бесклетный, Е. А. Игуменцев и др. – М; Недра 1986.-198с.
3. Лобанов В. К. Применение статистических методов при назначении исходных дисбалансов роторов // Динамика гибких роторов, -М.; Наука, 1972 С.74-77.
4. Александров А.А., Барков А.В. Вибрация и вибродиагностика судового оборудования. – Л.: Судостроение, 1996. – 273с.
5. Балицкий Ф.Я., Иванова М.А., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. – М.: Наука, 1984. – 129с.
6. Вибрация энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. Н.В. Григорьева.- Л.: Машиностроение, 1983.- 464с.
7. Карасев В.А., Ройтман А.Б. Доводка эксплуатируемых машин: Вибродиагностические методы. – М.: Машиностроение, 1986. – 192с.
8. Каталог приборов для анализа звука, вибраций и обработки данных.- Нэрум: Дания, фирма «Брюль и Кьер», 1989-90 гг.
9. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. В.В.Клюева. - М.: Машиностроение, 1978. - Кн.1. - 448с. - Кн.2 - 439с.
10. Ширман А.Р., Соловьев А.Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. - М.: Издательский центр «Академия», 1996. – 317с.