УДК 621.876.32

Данильченко Ю.М., д.т.н., проф., **Петришин А.І.**, к.т.н., **Бойко В.Ю.**
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

МЕТОДИКА ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РЕДУКТОРА ПРИВОДУ ЕСКАЛАТОРА МЕТРОПОЛІТЕНУ

Анотація. *На основі експериментального дослідження динамічних характеристик редуктора приводу ескалатора метрополітену у справному та пошкодженому станах розроблено методику виявлення збурень, що призводять до пошкодження робочих поверхонь зубчастих коліс і підшипників. Методика базується на отриманні та аналізі спектрів низької та високої роздільної здатності. Методика апробована на аналізі спектрів вібрацій стандартного трьохступеневого, чотирьохвалового редуктора приводу тунельного ескалатора. Аналіз вібрацій проводився за частотами кінематичного збурення, генерованого зубчастими передачами і підшипниками кочення в зонах резонансних коливань елементів редуктора. За результатами аналізу встановлено наявність змінної жорсткості зубців у одного з зачеплень та суттєве пошкодження внутрішнього кільця кулькового підшипника кришки проміжного валу.*

Ключові слова: *редуктор, спектр вібрації, діагностика пошкоджень*

Робота редуктора приводу тунельного ескалатора метрополітену характеризується дією значних навантажень, зокрема і динамічного характеру. Так, внаслідок похибок виготовлення та збирання зубчастих передач, а також деформування зубчастих коліс під час роботи, в редукторі виникають серії ударних імпульсів [1]. Аналогічні серії ударних імпульсів спричиняють і підшипники кочення опор валів редуктора [2]. І ті, і інші імпульси у нормально працюючого редуктора мають низькоамплітудний, широкополосний характер, і в спектрі вібраційного сигналу проявляються у вигляді піків і горбів «білого шуму», розташованих в зонах локальних резонансів елементів редуктора. Причиною цього вважається обмеження за рівнем енергії, генерованої початковими дефектами елементів зубчастих передач і підшипників. Але з часом, в умовах значних навантажень дія ударних імпульсів призводить до виникнення дефектів типу напливів, відшарувань та сколів, що розвиваються лавиноподібно і можуть призвести до аварійного виходу редуктора із ладу. Наявність таких дефектів супроводжується зростанням амплітуд як піків, так і горбів «білого шуму» в спектрах вібрацій. Саме це і слугує підставою для проведення діагностики пошкоджень елементів редуктора за спектральними складовими з характерними частотами збурення кінематичного характеру [3] в зонах локальних резонансів елементів редуктора.

Вібраційний сигнал перетворюється у спектри низької чи високої роздільної здатності із застосуванням процедури швидкого перетворення Фур'є та двох методик фільтрації.

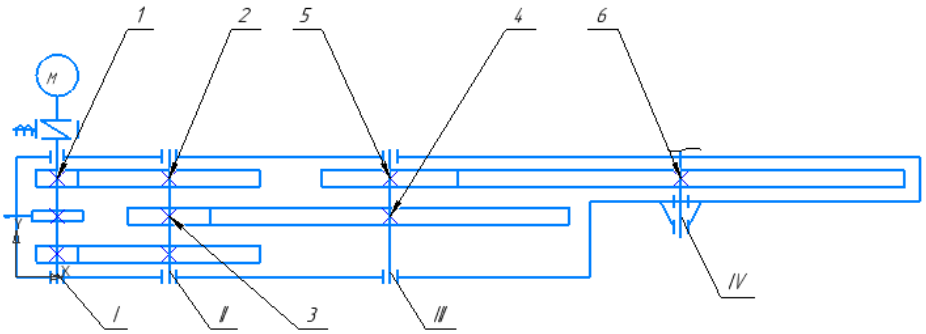
Для отримання спектру низької роздільної здатності здійснюється відсікання двадцяти перших блоків даних і фільтрація за плосковершинним вікном. При цьому забезпечується відповідність відфільтрованого сигналу первинному за амплітудою.

Для отримання спектру високої роздільної здатності використовується вікно Ханна. При цьому більш точно визначаються частоти.

Спектр низької роздільної здатності використовується для початкового аналізу сигналу і виявлення можливих дефектів, в той час як спектр високої роздільної здатності використовують для більш точного визначення частот і амплітуд, які їм відповідають.

Обробка сигналу виконується в програмному середовищі DASYLab.

Діагностується стандартний трьохступеневий редуктор приводу тунельного ескалатора (рис.1) в справному і пошкодженому станах. Вали редуктора монтуються в корпусі на підшипниках кочення.



Номер валу	I	II		III		IV
Номер колеса	1	2	3	4	5	6
Число зубців	24	106	27	116	22	72

Рис 1 – Кінематична схема редуктора приводу ескалатора метрополітену

Аналіз вібрацій редуктора проводимо за частотами кінематичного збурення, генерованого зубчастими передачами і підшипниками кочення [3], основними з яких є: частота обертання j-го валу (f_{rj}), зубцева частота i-ї передачі ($f_{zi}=f_{rj}\ z_j$), частота проходження тіл кочення по внутрішньому (f_{IR}) і зовнішньому (f_{OR}) кільцях, частота обертання тіл кочення (f_{BS}) і кратні їм частоти.

На першому етапі проводиться аналіз вібрацій справного редуктора.

Спектр вібрацій будується за часовою реалізацією тривалістю 200 с., виміряною в осьовому напрямку II (проміжного) валу встановленим на його кришці п'єзоакселерометром.

Спектр вібрацій справного редуктора (рис. 2) має піки на зубцевій частоті f_{z2}=74 Hz 2-го зачеплення (z_4/z_3) проміжного валу і кратних частотах $k\cdot f_{z2}$ з k=1,5 і 2,5. При цьому частота збурення $2{,}5\cdot f_{z2}$ суміщена із першою власною частотою проміжного валу (p_{12}=188 Гц). На спектрах високої роздільної здатності були додатково виявлені піки на частотах $k\cdot f_{z2}$ з k=0,5;1;2. Отримані результати сукупно свідчать про змінну жорсткість зубців у зачепленні (z_4/z_3) і наявність параметричних резонансних коливань, що призводить до виникнення відривних ударних режимів роботи зачеплення та викликає пошкодження профілю зубів [3]. Крім того, спектр вібрацій (рис. 2) містить менший за амплітудою пік на першій власній частоті кришки проміжного валу (1210 Гц). Збурень, викликаних вібраціями підшипників в спектрі справного редуктора не виявлено.

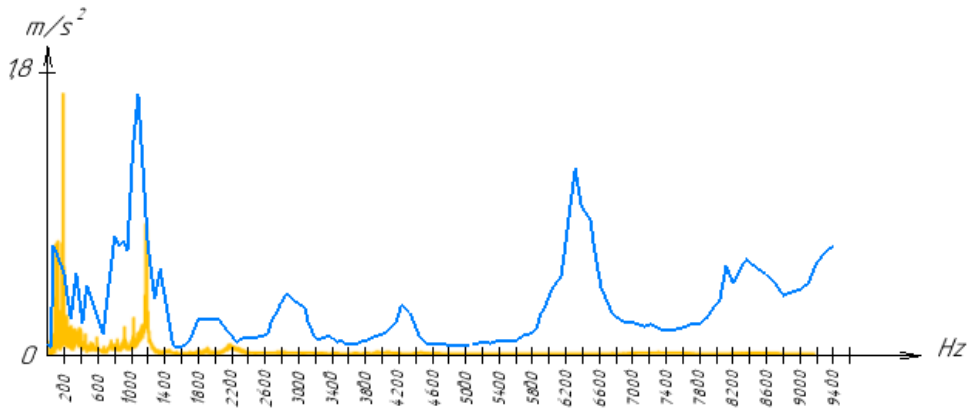


Рис.2 - Спектри вібрацій справного (помаранчевий) і пошкодженого (синій) редукторів

Спектр вібрацій редуктора з пошкодженим кульковим підшипником кришки проміжного валу II (рис. 2) містить зони резонансних коливань на власних частотах проміжного валу і його кришки, як і у справного редуктора, та декілька зон резонансних коливань (горбів) у високочастотній області, де, зазвичай, проявляються збурення, викликані пошкодженням підшипників. Цей спектр було відфільтровано за частотами, кратними (к=10) підшипниковим частотам збурення f_{IR} =13,5 Гц і f_{OR} =8,5 Гц.

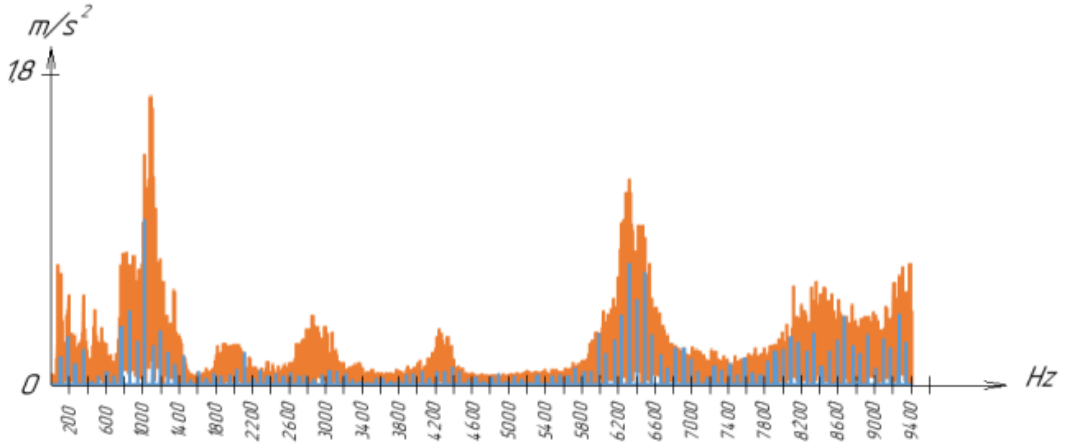


Рис.3 - Спектр, відфільтрований за частотою 85 Гц (синій), накладений на оригінальний (помаранчевий)

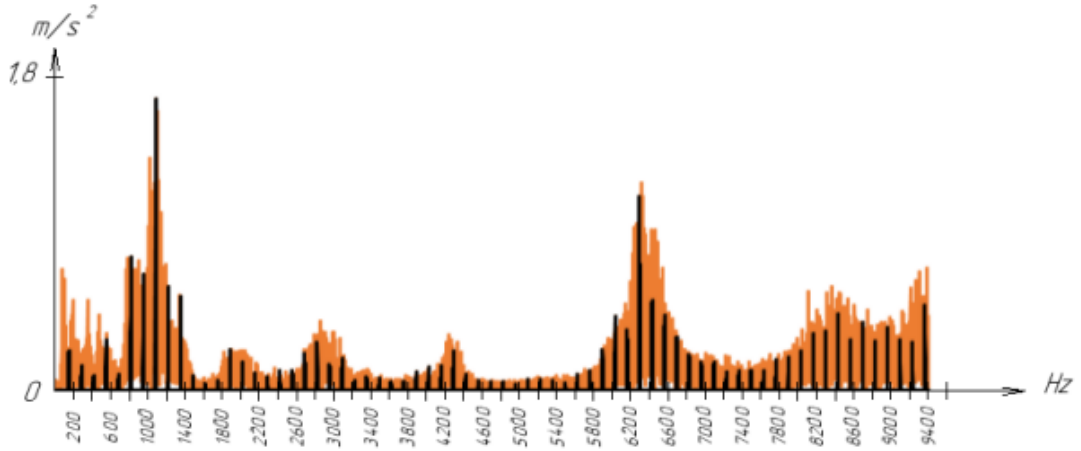


Рис.4 - Спектр, відфільтрований за частотою 135 Гц (чорний), накладений на оригінальний (помаранчевий)

Результати порівняння спектрів свідчать, що кореневі гармоніки спектру, відфільтрованому за частотою 135 Гц більше відповідають кореневим гармонікам оригінального спектру (рис. 4) ніж кореневі гармоніки спектру, відфільтрованому за частотою 85 Гц (рис. 3). Це дозволяє припустити про наявність більшого пошкодження внутрішнього кільця підшипника, ніж зовнішнього.

Список літератури

1. *Ишин Н.Н,* Гоман А.М., Скороходов А.С., Натурьева М.К. *Оценка* остаточного ресурса зубчатих передач в условиях эксплуатации // Неразрушающий контроль и діагностика, № 2, 2014. – С. 38-48.
2. *P. Trivedi*, P.K. Bharti *Study* Of Bearing Rolling Element Defect Using Emperical Mode Decomposition Technique // International Journal of Engineering Development and Research (IJEDR), Volume.5, № 2, 2017. - pp. 553-565.
3. *Неразрушающий* контроль. Справочник в 7 томах под ред. В. В. Клюева. /Том 7. Книга 2. Вибродиагностика. – М.: Машиностроение, 205. – 830 с.
4. *Jamaludin, N.,* Mba, D., Bannister, R. H. *Condition* monitoring of slow-speed rolling element bearings using stress waves. N. Jamaludin, D. Mba, and R.H. Bannister // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. Vol 215, № 4, 2001, pp 245 - 271.