

УДК 620.35

В.М. Мінаков

**ЗМІНИ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
У ЧЕРВ'ЯЧНІЙ ПЕРЕДАЧІ В ПРОЦЕСІ ЗНОШУВАННЯ**

Запропоновано метод оцінки впливу зношування на динамічні навантаження в черв'ячній передачі. Метод заснований на визначенні коефіцієнта динамічного навантаження по експериментально знятому вібросигналом з датчика кутових переміщень, з'єднаного з тихохідним валом передачі.

Ключові слова: черв'ячна передача, динамічні навантаження, зношування, вібросигнал, датчик кутових переміщень.

Предложен метод оценки влияния изнашивания на динамические нагрузки в червячной передаче. Метод основан на определении коэффициента динамической нагрузки по экспериментально снятому вибросигналу с датчика угловых перемещений, соединенного с тихоходным валом передачи.

Ключевые слова: червячная передача, динамические нагрузки, изнашивание, вибросигнал, датчик угловых перемещений.

A method for estimating the effect of wear on dynamic loads in a worm gear is proposed. The method is based on determining the coefficient of dynamic load on the experimental film according to vibration signals from the encoder, connected to a low speed shaft of the gearing.

Keywords: worm gear, dynamic loads, wear, vibration, encoder.

Вступ. Як відомо, основною причиною виходу черв'ячної передачі (ЧП) з ладу є зношування зубів черв'ячного колеса.

У меншій мірі зношуються черв'як і підшипники. Тому прогнозування зміни навантажень в ЧП при зношуванні і прогнозування залишкового ресурсу дуже актуальні.

Постановка проблеми. В результаті неминучих похибок виготовлення і монтажу ЧП виникають додаткові збуджуючі сили, які через черв'ячне зачеплення викликають крутильні коливання тихохідного вала, які проявляються у вигляді нерівномірності його обертання [1].

Оскільки безпосереднє вимірювання сил в зачепленні ЧП пов'язано з деякими труднощами, були використанні непрямі визначення динамічних сил в зачепленні, заміряючи крутильні коливання тихохідного вала. Для цього використовували датчик кутових переміщень (ДКП) типу ЛІР 158 В, який з'єднувався з тихохідним валом ЧП в складі електроприводу [2].

Оброблені в вигляді нерівномірності обертання тихохідного вала первинні показання датчика записувалися на ПК.

Виклад основного матеріалу. Фрагмент запису вібросигналів з ДУП в залежності від ступеня зношування показаний на рис. 1, а на рис. 2 представлені спектри цих сигналів в різних діапазонах частот. Слід зазначити, що амплітуда зубцевої гармонійної складової (в даному випадку 30-а гармоніка) зі збільшенням зносу спочатку зростає (10 %-й знос), а при значному зносі – падає (90 %-й знос), в той час як амплітуди на частотах, кратних зубцеву, у міру збільшення зносу ростуть.

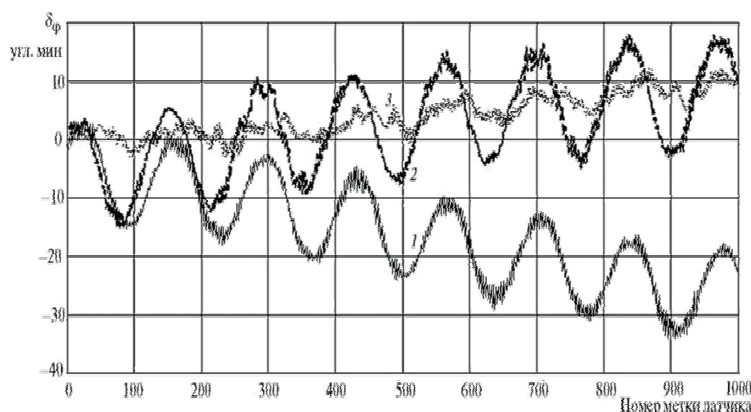


Рис. 1. Фрагмент запису вібросигналів з ДУП:
1 – нова передача; 2 – зношена на 10 % передача;
3 – зношена на 90 % передача

Для дослідження значимого вкладу гармонійних складових спектра коливання навантажень в зачепленні в динамічну складову цих навантажень, а також зміни їх в процесі зношування використовувалася динамічну модель приводу з ЧП, запропонована у роботі [3].

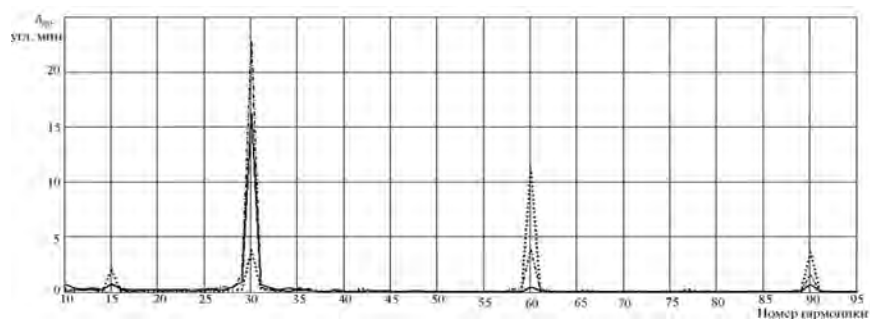


Рис. 2. Амплітудно-частотний спектр сигналу нерівномірності обертання тихохідного валу ЧП:
---- – нова передача; - • - • - – зношена на 10% передача;
..... – зношена на 90 % передача

Оскільки нас цікавить низький діапазон частот (до 300 Гц), можна використовувати таку динамічну модель ЧП, яка представлена у вигляді системи з зосередженими масами, що здійснює поперечно крутильні коливання.

Поперечні коливання черв'яка і черв'ячного колеса описуються в нерухомій системі координат XYZ. Центр координат розташований в полюсі теоретичного зачеплення. Вал черв'яка і черв'ячне колесо з тихохідним валом представлені у вигляді циліндрів, маси яких m_1 , m_2 і моменти інерції I_1 , I_2 . До вихідних валів передачі приєднані ротор електродвигуна і приводний вал навантаження з моментами інерції I_p і I_n відповідно. Пружні елементи моделі представлені в розрахунковій схемі безінерційними пружинами:

- при моделюванні жорсткостей підшипникових опор C_{x1} , C_{y1} , C_{z1} , C_{x2} , C_{y2} , C_{z2} ;

- крутильної жорсткості валів $C_{\phi 1}$ і $C_{\phi 2}$ та жорсткості черв'ячного зачеплення C_3 .

Поршні відображають дисипативні властивості елементів передачі, які характеризуються коефіцієнтами демпфірування k , індекси яких відповідають індексам коефіцієнтів жорсткості.

Прийнято, що вал електродвигуна, в порівнянні з тихохідним валом, обертається рівномірно, що було доведено в роботах [2; 3], і його кут закрутки визначається за формулою

$$\phi_p = T_1 / C_{\phi 1}. \quad (1)$$

Автором статті [3] модель використовувалася для оцінки точності роботи ЧП і приводу в цілому, тобто визначення поточних кутів повороту вхідного і вихідного валів приводу – $\phi_1(t)$ і $\phi_n(t)$. У даній статті вирішується зворотня задача, в якій вихідною є табульована експериментально отримана функція вібрації з ДУП $\phi_n(t)$, тобто нерівномірність обертання приводного вала, попередньо розкладена в ряд Фур'є. Результатом рішення є поточні переміщення елементів приводу, координати яких $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$ і кути повороту $\phi_1(t)$ і $\phi_2(t)$. Знаючи коефіцієнти жорсткості, можна визначити складові сил в зачепленні, а по ним – нормальну силу в зачепленні F_n .

Модель громіздка, вимагає уточнення параметрів жорсткості і демпфірування по попередньо проведеному експерименту на конкретному приводі. Адекватність моделі визначалася порівнянням теоретичної і експериментальної амплітудно-частотної характеристик. Таку модель можна використовувати тільки як дослідницьку, а не діагностичну.

Криві нормальних сил в зачепленні для ЧП з різною величиною зносу показані на рис. 3, а їх амплітудно-частотний спектр на рис. 4. Як видно на рисунках, в спектрі зношеного редуктора з'явилися додаткові частоти, а амплітуда на зубцеву частоті (частоті переацеплення зубів ЧК)

практично не змінилася. Це дає підставу вважати, що зубцова частота не має значного впливу на динамічну складову навантаження, крім того, як вже зазначалося вище, у міру зношування амплітуда зубцевої гармоніки спочатку зростає, а при великих значеннях зносу (коли динамічні складові сил повинні рости) амплітуда зубцевої гармоніки навпаки падає.

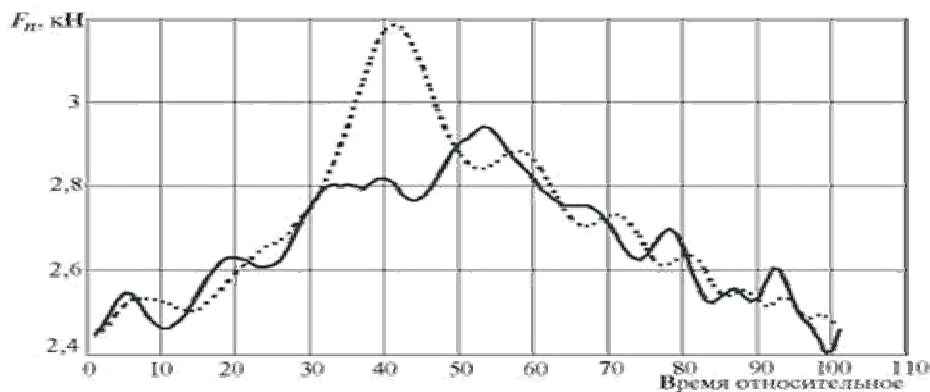


Рис. 3. Фрагмент нормальних сил в черв'ячному зачепленні нової та зношеної передачі:
---- - нова ЧП; - зношена на 30 % ЧП

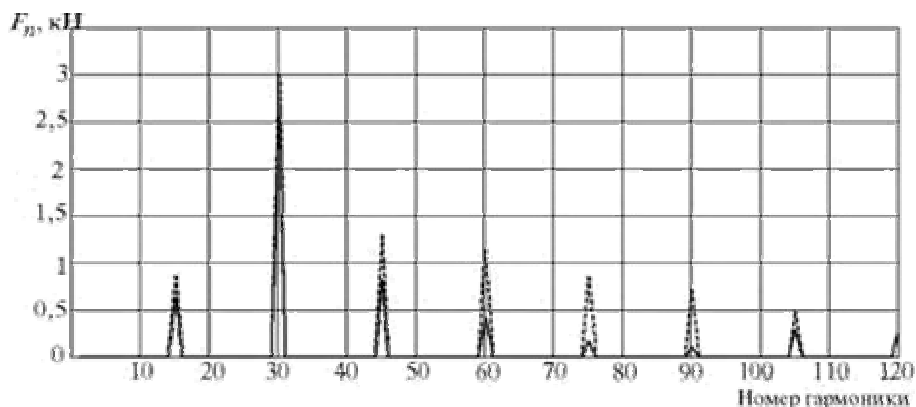


Рис. 4. Амплітудно-частотний спектр нормальних сил в зачепленні нової та зношеної ЧП

Зміна коефіцієнта динамічності K_d в залежності від величини відносного зносу (відношення величини зносу до модуля h_i / m) показано на рис. 5. Як видно, на початку роботи значення K_d великі, але після підробітки стають рівним $K_d = 1,1 \dots 1,3$, що відповідає рекомендованим в літературі. З ростом величини зносу черв'ячного зачеплення значення K_d знову збільшуються і перевищують рекомендовані значення в 2,5 і більше разів.

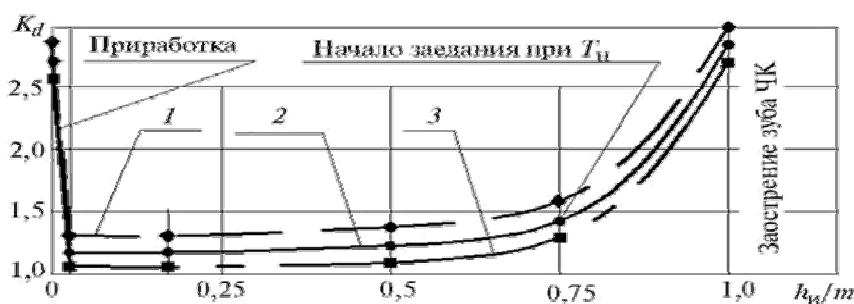


Рис. 5. Експериментальні криві коефіцієнта динамічного навантаження ЧП в залежності від величини відносного зносу:
1 – максимальні значення з 90 %-ого довірчого інтервалу;
2 – математичне очікування; 3 – мінімальні значення

Висновок. В експерименті при зносі приблизно рівним 0,75 м спостерігалася нестабільне обертання тихохідного вала передачі і навіть його зупинка під номінальним навантаженням. При зниженні навантаження тихохідний вал продовжував нормально обертатися. Після розбирання передачі на витках черв'яка були видні сліди бронзи. Це говорить про «холодне» заїдання при перевантаженні, яке супроводжується падінням ККД, зростанням температури і інтенсивним зношуванням зачеплення.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Штриплинг Л.О., Андриенко Л.А. Расчет кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи // Изв. вузов Машиностроение. – 1998. – № 1-3. – С. 43-51.
2. Андриенко Л.А., Вязников В.А., Чепелюк Р.С. Диагностика изнашивания червячных передач // Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники: Тез. докл. междунар. науч. техн. конф. – СПб., 2010. – С. 228-231.
3. Аккерман В.В. Динамическая модель следящего привода на основе червячного редуктора // Межвуз. сб. трудов молодых ученых, аспирантов и студентов. – Омск, СибАДИ, 2004. – Вып. 1. – Ч. 1. – 276 с.
4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
5. Расчеты на прочность в машиностроении / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др.: В 3т. – М.: Машиз, 1958. – Т.2. – 974 с.

6. Литвин Ф.Л. *Новые виды цилиндрических червячных передач.* – М.-Л.: Машиз, 1962. – 102 с.
7. Ворончихин М.А., Крапивина Г.И. *К построению новых типов червячных передач с цилиндрическим червяком // Межвуз. сб. научн. тр. – Хабаровск: Хабар. политехн. ин-т. – 1979. – С.114-129.*
8. Бронштейн И.Я., Семендяев К.А. *Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗОВ.* – М.: Наука, 1965. – 608 с.

Стаття надійшла до редакції 24.03.2017

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Теорія механізмів і машин й деталей машин» Одеського національного морського університету **А.В. Конопльов**

кандидат технічних наук, доцент Одеського державного екологічного університету **С.М. Юрасов**