

Рисунок 5 – Спектры віброускорень РМК самосвала БелАЗ:  
 а – амплитудно-частотний; б – синхронне накоплення для шестерни  $z=21$

В даному спектрі перша гармоніка являється амплітудою першої оборотної частоти розглянутого вала (друга – другої і т.д.); амплітуда зубцової частоти будь-якого зубчастого колеса, сидячого на даному валу, буде рівнятися численному значенню гармоніки с номером, рівним числу зубців даного зубчастого колеса і т.п. В розглянутому випадку легко розрізняються гармоніки с номерами 21, 42, 63 і 84, являючися зубцовою і кратними їй частотами діагностичної шестерні. По змінам амплітуд цих гармонік в процесі експлуатації можна судити про стан даної сонячної шестерні.

**Висновки.** Застосування методу синхронного накоплення при вібродіагностиці зубчастих передач мобільних машин в умовах експлуатації дає хороші результати, дозволяючи не тільки покращити співвідношення сигнал/поміха шляхом відсіювання коливань самої машини на нерівностях дорожнього покриття і інших шумоподібних складових, але і відокремити від коливань, викликаних динамічними навантаженнями в інших елементах трансмісії, а також розділити інформацію про коливання зубчастого привода в цілому на складові частини, що характеризують окремі елементи.

**Список літератури:** 1. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации. – М.: Изд-во стандартов, 2010. – 25с. 2. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. / под ред. В.Н. Челомей. – М.: Машиностроение, 1978-1981. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М.Диментберга, К.С.Колесникова. – 1980. – 544с. 3. Чагаев В.Н. Автоматизированные системы мониторинга технического состояния и работоспособности оборудования / Сервисное обслуживание в ЦБГ: сборник трудов междунар. научно-практической конференции. Санкт-Петербург, 19-20 ноября 2009 года / Под ред. проф. А.Н. Иванова. – СПб.: ГОУВПО СПб ГТУ РП, 2009. – С.36-41. 4. Разработать программное обеспечение системы вибромониторинга редуктора мотор-колес: отчет о НИР (промежуточный) / Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, рук. темой Н.Н. Ишин. – Мн., 2009. – 46с. 5. Vibration time Synchronous averaging [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.forums.ni.com/t5/LabVIEW/vibration-time-Synchronous-averaging/td-p2106372.htm>.

Поступила (received) 29.01.2014

УДК 621.833.5

**О.П. КАРПОВ**, к.т.н., доцент каф. "ДВЗ і машинознавство" СНУ ім. В. Даля, Луганськ

### ВПЛИВ АСИМЕТРИЧНОЇ ФУНКЦІЇ ПЕРЕДАТНОГО ВІДНОШЕННЯ НА КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ВЕДЕНОГО ВАЛА ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Проведено оцінку параметрів крутильних коливань веденого вала передачі некруткими зубчастими колесами з асиметричною функцією передатного відношення. Встановлено, що частота і період цих ко-

© О.П. Карпов, 2014

ливань мають змінний характер за один оберт ведучого колеса на відміну від частоти і періоду власних коливань системи, що вказує на можливість використання цих передач для зниження їх віброактивності.

**Ключові слова:** зубчаста передача, змінне передатне відношення, асиметрична функція, крутильні коливання.

**Вступ. Мета й актуальність завдань досліджень.** Більша частина ушкоджень у машинах і в їхніх деталях відбувається в результаті виникнення в них коливань. Основною механічних коливань у машинах є знакозмінний рух динамічних систем.

Усякий зубчастий редуктор є коливною системою, дійсні навантаження в якому при розрахунках визначаються найчастіше приблизно. Це пов'язане з періодичними й випадковими процесами навантаження. У зв'язку із цим навіть шгучне завищення коефіцієнтів запасу міцності не завжди рятує від передчасного зношування.

Реакцією редуктора на зміну зовнішніх і внутрішніх сил є виникнення коливань валопровода, в основному крутильні й згинні. Саме ці коливання разом з динамічними навантаженнями в самому зачепленні й визначають навантажувальний режим передачі.

Встановлено, що значна пружна піддатливість зубчастих зачеплень викликається в основному не згином зубців, а розходженням зачеплень у зв'язку з деформаціями валів, корпусу й підшипників.

Вивченню питань віброактивності зубчастих передач круглими колесами присвячено праці Б.М. Абрамова, Э.Л. Айрапетова, М.Д. Генкіна, А.І. Петрусевича, А.П. Філіпова, В.К. Гринкевича, Т. Тошимі, К. Масана, Д. Уолес, А. Сейрег, Г. Опітц та ін. Проведений огляд вітчизняної та зарубіжної літератури дозволяє зробити висновок: праці, пов'язані з дослідженнями впливу передач некруткими зубчастими колесами (у тому числі й передач з асиметричною функцією передатного відношення) на власні, вимушені та резонансні коливання у зубчастих редукторах, до сьогодні не проводилися.

**Матеріали досліджень.** Крутильні коливання валів мають досить важливе значення у випадках, де доводиться мати справу з великими швидкостями обертання, а так само, де при відносно невеликих швидкостях зустрічаються довгі вали з насадженими на них великими обертаючими масами. При крутильних коливаннях власний період коливань пружного вала з насадженим на нього колесом виражається залежністю

$$T_{ск} = 2\pi\sqrt{\frac{\phi}{\epsilon}}, \quad (1)$$

де  $\phi$  – кутова деформація вала, кут закручування;  $\epsilon$  – кутове прискорення.

Як відомо з теорії опору матеріалів,

$$\phi = \frac{T \cdot \ell}{G_0 \cdot I_0}, \quad (2)$$

де  $T$  – крутний момент на валу;  $\ell$  – довжина ділянки вала, що зазнає скручування;  $G_0$  – модуль поперечної пружності матеріалу вала при зсуві;  $I_0$  – полярний момент інерції площі поперечного круглого перетину вала діаметром  $d$  у небезпечному перетині,

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}. \quad (3)$$

З урахуванням виразу (3) рівняння (2) приймає вигляд

$$\phi = \frac{32 \cdot T \cdot \ell}{\pi d^4 G_0}. \quad (4)$$

Проведемо оцінку крутильних коливань валів з асиметричними некруглими колесами, враховуючи тільки змінний характер сил у зачепленні, обумовлений змінним передатним відношенням.

Нехай задано міжосьову відстань  $a_w$  і передатне відношення  $i(\varphi_1)$  передачі некруглими зубчастими колесами. Обертаючий момент на веденому некруглому зубчастому колесі навіть при постійному крутному моменті  $T_1$  на ведучому колесі буде змінним, тому що сили в зачепленні передачі некруглими зубчастими колесами змінні, і виражається таким чином

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot \eta}{i(\varphi_1)}, \quad (5)$$

де  $\eta$  – к.к.д. зубчастої передачі.

Радіуси центроїд ведучого й веденого некруглих коліс зубчастої передачі з асиметричною функцією передатного відношення відповідно [1, 2]:

$$r_{1p} = r + \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}; \quad r_{2p} = u \cdot r - \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}, \quad (6)$$

де  $j_1$  – кількість максимальних значень радіуса центроїди ведучого некруглого колеса;  $u$  – передатне число зубчастої передачі;  $r$  – середній радіус центроїди ведучого некруглого колеса, який дорівнює

$$r = \frac{a_w}{u + 1}, \quad (7)$$

$B$  – постійна величина [2, 3] для даної передачі, коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта нерівномірності руху механізму  $\delta$  [4]

$$B = \frac{u \cdot r \cdot \sqrt{3}}{\delta} \left( \sqrt{u^2 + 2u + \delta^2 + 1} - u - 1 \right). \quad (8)$$

Передатне відношення зубчастої передачі з радіусами центроїд (6) має вигляд:

$$i(\varphi_1) = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}, \quad (9)$$

де  $\omega_1$  й  $\omega_2$  – кутові швидкості обертання ведучого й веденого коліс відповідно.

Тоді з виразу (4) з урахуванням виразу (5) і (9) кутова деформація веденого вала, діаметром  $d_2$  буде дорівнювати

$$\phi = \frac{32T_1 \ell_2 \eta}{\pi d_2^4 G_0 i(\varphi_1)} = \frac{32T_1 \ell_2 \eta}{\pi d_2^4 G_0} \cdot \frac{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}. \quad (10)$$

З урахуванням (9) кутове прискорення  $\varepsilon_2$  веденого колеса у формулі (1) можна виразити в такий спосіб [4], диференціюючи за часом  $t$  кутову швидкість  $\omega_2$  веденого вала:

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d}{dt} (\omega_1 \cdot i(\varphi_1)) = \frac{d\omega_1}{dt} i(\varphi_1) + \omega_1 \frac{d(i(\varphi_1))}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} = \varepsilon_1 i(\varphi_1) + \omega_1^2 i'(\varphi_1), \quad (11)$$

де  $\varepsilon_1$  – кутове прискорення ведучого некруглого колеса;  $i'(\varphi_1)$  – перша похідна функції передатного відношення за параметром  $\varphi_1$ .

Використовуючи вираз (9) у рівнянні (11), одержимо кутове прискорення веденого вала з некруглим колесом у залежності від кута оберту  $\varphi_1$  ведучого колеса

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \frac{\omega_1^2 B j_1 r (1 + u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[ur(2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2}. \quad (12)$$

З урахуванням значень (10) і (12) у виразі (1) період крутильних коливань вала буде дорівнювати

$$T_{ck} = 2\pi \sqrt{\frac{\frac{32T_1 \ell_2 \eta}{\pi d_2^4 G_0} \cdot \frac{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}}{\varepsilon_1 \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \frac{\omega_1^2 B j_1 r (1 + u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[ur(2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2}}}, \quad (13)$$

а частота коливань

$$f_{ck} = \frac{1}{T_{ck}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\varepsilon_1 \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \frac{\omega_1^2 B j_1 r (1 + u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[ur(2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2}}{\frac{32T_1 \ell_2 \eta}{\pi d_2^4 G_0} \cdot \frac{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}}}. \quad (14)$$

За формулами (10) і (14) проведені обчислення й побудовані графіки для наступних параметрів зубчастої передачі: потужність на ведучому валу  $P_1=5$ кВт, модуль нормальний  $m_n=2,5$ мм,  $\eta=0,85$ ,  $a_w=150$ мм,  $j_1=2$ ,  $\varepsilon_1=0$ рад/с<sup>2</sup>,  $d_2=40$ мм,  $\ell=40$ мм,  $G_0=79400$ МПа.

**Результати досліджень і висновки.** Як видно із графіків (рисунки 1, 2), кутова частота за повний оберт ведучого вала змінна, змінюється нерівномірно й складається з попеременно несиметрично мінливих гармонік. Причому на окремих ділянках однієї з гармонік є значення, близькі до постійних. Із графіків також видно, що крутильні коливання валів з асиметричними колесами за один оберт ведучого вала змінюються ціле число раз, прямо пропорційне кількості максимальних значень радіусів центроїди ведучого некруглого колеса й передатному числу.

Зовнішні навантаження на вали зубчастої передачі можуть змінюватися за будь-яким законом за повний оберт вала приводу, у всякому разі, усереднене навантаження від них буде залежати від зміни сил у зачепленні некруг-

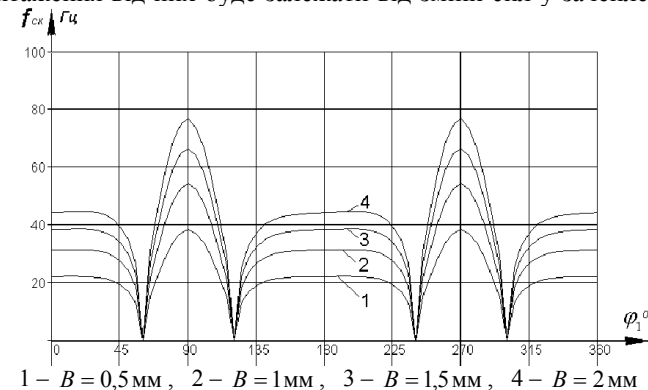
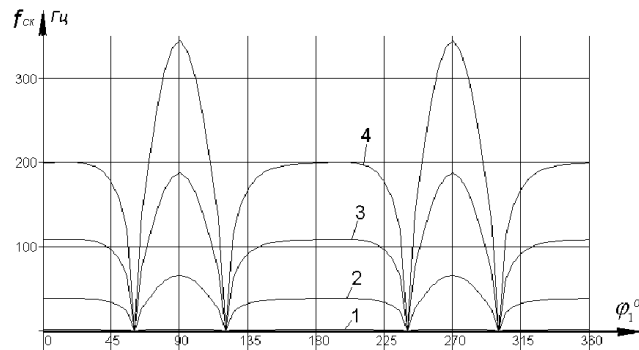
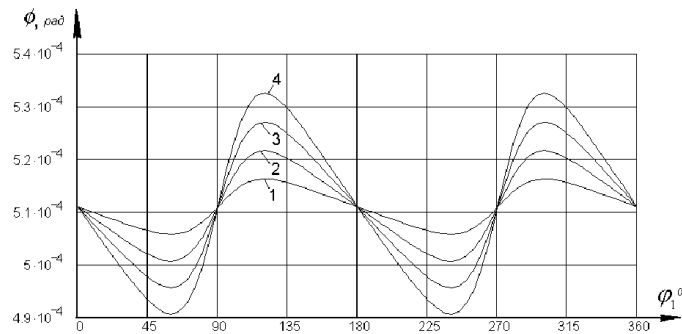


Рисунок 1 – Графік зміни частоти крутильних коливань за один повний оберт ведучого колеса при  $u = 3$ ,  $\omega_1 = 50$  рад/с і різних значеннях коефіцієнта  $B$



1 –  $\omega_1 = 5$  рад/с, 2 –  $\omega_1 = 50$  рад/с, 3 –  $\omega_1 = 100$  рад/с, 4 –  $\omega_1 = 150$  рад/с  
Рисунок 2 – Графік зміни частоти крутильних коливань за один повний оберт ведучого колеса при  $u = 3$ ,  $B = 1,5$  мм і різних значеннях кутової швидкості ведучого колеса  $\omega_1$



1 –  $B = 0,5$  мм, 2 –  $B = 1$  мм, 3 –  $B = 1,5$  мм, 4 –  $B = 2$  мм  
Рисунок 3 – Графік зміни кута закручування вала за один повний оберт ведучого колеса при  $u = 3$ ,  $\omega_1 = 50$  рад/с і різних значеннях коефіцієнта  $B$

лими зубчастими колесами. Тому вважаємося, що характер зміни частот крутильних коливань валів з некруглими зубчастими колесами буде підкорятися загалом закону зміни передатного відношення.

Показано залежність цих параметрів крутильних коливань від кута оберту колеса, а тобто від параметрів функції передатного відношення. Змінний характер частоти і періоду цих коливань на відміну від частоти і періоду власних коливань системи вказує на можливість використання цих передач для зниження їх віброактивності, що дозволить знизити шум та вібрації приводів з зубчастими передачами. Отримані результати можуть використовуватися для вибору параметрів передач із асиметричною передатною функцією для заданих параметрів приводу при проектуванні невисокошвидкісних редукторів зі зниженою віброактивністю.

**Список літератури:** 1. Декларацийний патент на корисну модель № 18111 МПК B65G 23/00. Зубчастий редуктор / Утупов М.Л., Носко П.Л., Карпов О.П., Лустін П.Є. – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Дала. Заявл. 26.05.2006. Опубл. 16.10.2006. Бюл. №10. 2. Утупов М.Л., Карпов О.П. Центроїди та їхні основні параметри передач з кососиметричною функцією передавального відношення // Зб. наук. пр. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Вип.4. – Львів: Автобус, 2000. – С.104-107. 3. Карпов А.П. Определение коэффициента неравномерности

движения механизма из некруглых кососимметричных зубчатых колес // Вестник нац. техн. ун-та "ХПИ". – Вып.40. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – С.146-150. 4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640с. 5. Утупов Н.Л., Карпов А.П. О нахождении постоянных коэффициентов в функциях передаточных отношений передач некруглыми зубчатыми колесами // Вестник нац. техн. ун-та "ХПИ". – Вып.10 – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – С.71-76. 6. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса. Проектирование, теория зацепления и производство. М-Л.: Машгиз, 1956. – 312с. 7. Вибрации в технике. Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. – 544с., ил.

Надійшла (received) 05.02.2014

УДК 621.833.002:621.9

**С.Г. КИРИЧЕНКО**, аспирант кафедри ТМ і інженерного консалтинга ВНУ імені В. Дала, Луганск

### ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ФРЕЗ

В статье рассматривается технология изготовления гиперболоидных фрез. Сложнейшая операция затылования упраздняется за счет получения витков фрезы на однополостном гиперболоиде. В результате получается автоматическая затыловка за счет уменьшения диаметров в направлении движения от торца гиперболоида к горловому сечению, что ведет к автоматическому утонению витков искомой фрезы.

**Ключевые слова:** гиперболоидная фреза, технология, изготовление, зубчатые колеса, затылование.

**Введение.** Нарезание зубьев колес и инструментов на цилиндрических заготовках производят копированием или обкаткой. Основное применение имеет обкатка, как наиболее точный и производительный способ обработки зубчатых колес и лезвийных инструментов, имеющих режущие зубья. По этому методу зубья нарезают инструментом в виде рейки, червячной фрезой, долбяком, обкаточным резцом.

Независимо от того, предназначены ли нарезаемые таким образом колеса для передач плоских или же пространственных, сам процесс нарезания во всех обычных кинематических схемах обкатки характеризуется параллельностью или скрещиванием осей нарезаемого колеса и инструмента.

При этом режущий инструмент (фреза, долбяк, обкаточный резец) подается вдоль прямолинейной образующей цилиндрической заготовки для колеса или инструмента. При этом производящие поверхности имеют линейный характер касания при параллельных осях и точечный характер (кроме обработки червячной фрезой) при скрещивающихся осях при сопряженных эвольвентных зубьях.

Для получения высококачественного зацепления передачи, необходимо, чтобы червячная фреза по своим размерам и профилю соответствовала основному червяку, с которым должно работать нарезаемое ею зубчатое колесо. Это происходит при переточке только один раз, когда основное сечение фрезы геометрически совпадает с основным червяком. Уменьшение начального цилиндра приводит к тому, что после каждой переточки меняется форма передней поверхности и форма производящего червяка. Вследствие этого для получения заданной формы зубчатой детали каждая режущая кромка фрезы как линия пересечения передней и задней поверхностей, после каждой переточки должна иметь различную форму.

Если одноименные точки режущих кромок соединить линиями, то задняя поверхность фрезы определяется сетью координатных линий, составлен-

© С.Г. Кириченко, 2014