

УДК 621.833

**П. Носко**

Професор, д-р техн. наук

**П. Філь**

Доцент, канд. техн. наук

**О. Карпов**

Канд. техн. наук

Східноукраїнський національний  
університет імені Володимира Даля,  
м. Луганськ

## **СИНТЕЗ КРУГОГВИНТОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ З АСИМЕТРИЧНОЮ ФУНКЦІЄЮ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО ВІДНОШЕННЯ**

*Г аааааа і аааа аде-га і гааеу пеоацо ебоагааевогаеб соа-апоеб і адааа- с  
апел аоде-ггр оофео<sup>30</sup>р і адааааеуігаі а<sup>3</sup>аіг<sup>3</sup>аігу іа іпгга<sup>3</sup> с<sup>3</sup>аідггггааеб  
іпггаі еб<sup>3</sup> аіаадегаеб оі га пеоацо. Са ааіі аодг-е<sup>3</sup>гаі аде-геі е едебаа<sup>3</sup>уі е ідгаааіг  
оаідбаде-гее агае<sup>3</sup> і даоаааоігг<sup>3</sup> пеоааааеб і адааа- сеуоіі іт<sup>3</sup>агуігу с  
і адааа-аі е, іт і а<sup>3</sup>роуі поаеа і адааааеуіга а<sup>3</sup>аіг<sup>3</sup>аігу. І геагаіг і адаааа  
аеелдепоаігу і адааа- і аеббаеел е соа-апоел е егеапаі е аеу аідгоае с дааігаіпел е  
еіеааігуі е, іт аа<sup>3</sup> с і іао дгс<sup>3</sup>едеде і гаеаіп<sup>3</sup> іоіугаі сапдіпоааігу.*

круговинтова зубчаста передача, синтез, резонансні коливання, передавальне відношення

Створення надійних і довговічних передавальних механізмів є важливою науково-практичною задачею сучасного машинобудування, розв'язання якої можливе на основі удосконалювання зубчастих передач синтезом зачеплення. Одним зі шляхів удосконалення зубчастих передач синтезом зачеплення, що розширює їхні функціональні можливості, є розроблення зубчастих коліс зі змінним передавальним відношенням (передач некруглими зубчастими колесами) на основі пошуку раціональних геометричних параметрів зачеплення.

Досвід впровадження таких передач, створених на базі евольвентного зачеплення, показав переваги їхнього використання в ланцюгових механізмах і приводах машин для вирівнювання швидкостей руху ланок і усунення в них динамічних навантажень.

Такий підхід повною мірою доцільно застосувати й до підвищення протирезонансної стійкості круговинтових зубчастих передач, що мають високу навантажувальну здатність і набули поширення в редукторах важкого машинобудування. Як показує практика, 3 — 5 % виходів з ладу

редукторів пов'язані з вібраціями та резонансними явищами. Тому розроблення нових різновидів круговинтових передач некруглими зубчастими колесами, що розширюють можливості їхнього застосування для боротьби з резонансними коливаннями, є актуальним завданням.

Удосконалювання зубчастих передач синтезом раціональних геометричних параметрів зачеплення зі змінним передавальним відношенням, потребує розв'язання низки задач: вибір функції передавального відношення, що дає змогу побудувати математичну модель для синтезу геометрії зачеплення; визначення основної та додаткових умов синтезу передач некруглими зубчастими колесами; розроблення математичної моделі синтезу раціональних параметрів круговинтового зачеплення й оцінка їхнього впливу на працездатність передачі тощо.

У редукторах важкого машинобудування дедалі ширше застосовують круговинтові зубчасті передачі, що мають високу навантажувальну здатність, удосконалювати які можна синтезом раціональних геометричних параметрів зачеплення.

Питаннями синтезу передач круглими колесами з круговинтовим зачепленням присвячені праці М.Л. Новікова, Р.В. Федякіна, В.А. Чеснокова, А.Ф. Кириченка, О.В. Павленка, В.А. Краснощокова, В.М. Севрюка, В.М. Грібанова, В.П. Шишова та ін.

Великий внесок у дослідження зубчастих передач зі змінним передавальним відношенням зробили М.І. Мерцалов, М.А. Скурідін, О.А. Пиж, Н.А. Гаєвський, М.І. Колчин, Ф.Л. Литвин, Р.Ш. Варсимашвілі, М.Л. Утугов, Д. Гюнтер, Б. Райнгард, М. Кенчіті, І. Кісуко та ін., які заклали основи теорії створення передач некруглими зубчастими колесами, розглянули приклади їх практичного використання.

Дослідженню питань зниження віброактивності зубчастих передач круглими колесами присвячені праці Б.М. Абрамова, Э.Л. Айрапетова, М.Д. Генкіна, А.І. Петрусевича, А.П. Філіпова, В.К. Гринкевича, С.С. Гутирі, Т. Тошимі, К. Масана, Д. Уолес, А. Сейрег, Г. Опітц та ін. У цих та інших працях показано, що існуючі різноманітні методи боротьби з резонансними коливаннями в зубчастих редукторах (призначення закритичних і докритичних швидкостей обертання вала; підвищення точності виготовлення й монтажу редукторів; зміна конструкції зубчастих коліс, корпусів і валів; застосування спеціальних покриттів деталей редуктора; використання динамічних гасників тощо) здебільшого здорошують конструкцію, збільшують її масу й габарити, а в деяких випадках вони малоефективні та ненадійні [1, 3, 5].

Дослідженнями показано, що підвищити протирезонансну стійкість круговинтових зубчастих передач можна застосуванням змінної передавальної функції, що дає змогу розширити функціональні можливості застосування некруглих зубчастих коліс, у тому числі й у боротьбі з резонансними коливаннями зубчастих передач. У цьому випадку функція передавального відношення повинна мати асиметричний закон зміни.

Одним з різновидів асиметричної функції передавального відношення, що забезпечує заданий закон перетворення руху, може бути функція виду

$$i(\varphi_1) = \frac{r[\xi + \cos(j_1\varphi_1)] + B \sin(j_1\varphi_1)}{ur[\xi + \cos(j_1\varphi_1)] - B \sin(j_1\varphi_1)}, \quad (1)$$

яка має три головні показники асиметричної функції передавального відношення  $\xi$ ,  $j_1$  і  $B$ , що характеризують ступінь асиметрії, частоту й величину зміни передавального відношення відповідно.

У функції (1)  $i$  та  $u$  — передавальне відношення й передавальне число передачі некруглими колесами;  $r$  — середній радіус центроїди ведучого колеса;  $\varphi_1$  — кут повороту ведучого некруглого колеса;  $j_1$  — коефіцієнт асиметричної функції передавального відношення, який також дорівнює кількості максимальних значень радіуса центроїди ведучого некруглого колеса.

На рис. 1 наведено графіки залежності передавального відношення від кута повороту ведучого колеса  $\varphi_1$ .

Аналіз залежності  $i(\varphi_1)$  (див. рис. 1) показує, що функція (1) є асиметричною щодо своїх півперіодів при  $\xi > 1$ . Рекомендовано, щоб значення  $\xi$  дорівнювало 2.

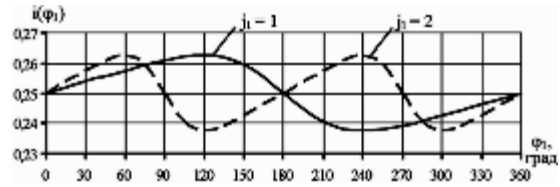


Рис. 1. Графіки асиметричної функції передавального відношення

Показник  $j_1$  — ціле число. Для уникнення незбалансованості мас рекомендовано кількість максимальних значень радіусів центроїди вибирати з умови  $j_1 \geq 2$ .

Аналізу показника  $B$ , що характеризує величину зміни передавального відношення, дає змогу визначити залежність показника  $B$  від передавального числа зубчастої передачі  $u$ , міжосьової віддалі  $a_w$ , коефіцієнта нерівномірності руху механізму  $\delta$ :

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

Числові дослідження показують, що для існуючого типорозмірного ряду зубчастих редукторів значення  $B$  лежать у межах  $0 \leq B \leq 13,74$  мм.

Таким чином, використання залежності (2) дає можливість при заданих параметрах  $u$  і  $a_w$  вибирати раціональне значення  $B$  у залежності від потрібного коефіцієнта  $\delta$  з додатковою умовою синтезу  $B \leq B_\delta$ , де  $B_\delta$  — показник асиметричної функції для потрібного  $\delta$ .

Визначимо геометро-кінематичні параметри передачі, зокрема, параметри центроїд і поверхонь зубців. Залежність між кутами повороту веденого й ведучого некруглих коліс має такий вигляд:

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} i(\varphi_1) d\varphi_1 = \frac{Br(1+u)}{j_1(B^2 + u^2 r^2)} \left\{ \frac{\varphi_1 j_1 (r^2 u - B^2)}{Br(1+u)} + \ln \left( \frac{3ur(1 + tg^2(0,5 j_1 \varphi_1))}{3ur + urtg^2(0,5 j_1 \varphi_1) - 2Btg(0,5 j_1 \varphi_1)} \right) + \frac{4B}{\sqrt{3u^2 r^2 - B^2}} \times \left[ \arctg \left( \frac{urtg(0,5 j_1 \varphi_1) - B}{\sqrt{3u^2 r^2 - B^2}} \right) + \arctg \left( \frac{B}{\sqrt{3u^2 r^2 - B^2}} \right) \right] \right\}.$$

На рис. 2 зображено центроїди передачі, радіуси яких описуються рівняннями:

для ведучого колеса

$$r_1 = r + \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}; \quad (3)$$

для веденого колеса

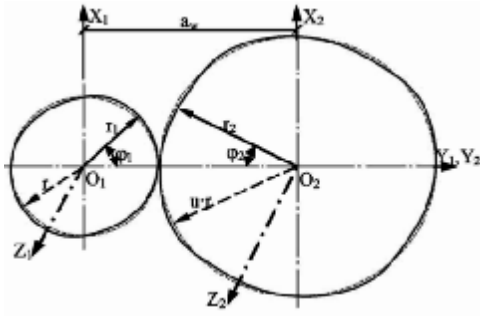


Рис. 2. Центроїди передач в нерухомих системах координат  $X_1 Y_1 Z_1$  і  $X_2 Y_2 Z_2$  при  $j_1 = 2$ :  $r$  і  $ur$  — середні радіуси центроїд ведучого й веденого коліс

$$r_2 = ur - \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}. \quad (4)$$

Довжина центроїди ведучого колеса визначається за формулою

$$l_1 = a_w \int_0^{\varphi_1} \frac{\sqrt{[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]^2 \{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}^2 + B^2 j_1^2 [1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1)]^2}}{r(u+1)[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]^2} d\varphi_1, \quad (5)$$

а веденого колеса

$$l_2 = l_1 u. \quad (6)$$

Радіуси кривин центроїд ведучого колеса передачі з асиметричною функцією передавального відношення визначаються залежністю

$$\rho_1 = \frac{r \{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)\} A_4^{3/2}}{[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]^2 (u+1) \{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\} A_2}, \quad (7)$$

а веденого колеса

$$\rho_2 = \frac{8B^3 j_1^3 [2 \cos(j_1 \varphi_1) + 1]^3 r A_4^{3/2}}{[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]^2 (u+1) \{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)\} A_5}, \quad (8)$$

де  $A_1, A_2$  — коефіцієнти кривин центроїди ведучого колеса;  $A_4, A_5$  — коефіцієнти кривин центроїди веденого колеса.

Для опису геометрії поверхонь зубців кругогвинтових зубчастих передач у рухомих системах координат  $X_{11} Y_{11} Z_{11}$  і  $X_{22} Y_{22} Z_{22}$  запишемо рівняння робочих поверхонь зубців, які утворено колами в нормальному перерізі:

для ведучого колеса

$$X_{11} = \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)} \cos(\varphi_{11} + \varphi_1) +$$

$$+ R_1 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1 + \lambda_1),$$

$$Y_{11} = \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)} \sin(\varphi_{11} + \varphi_1) +$$

$$+ R_1 \sin(\varphi_{11} + \varphi_1 + \lambda_1),$$

$$Z_{11} = \frac{p}{(u+1)} \int_0^{\varphi_1} \frac{\sqrt{A_1} \cdot d\varphi_1}{[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]^2}; \quad (9)$$

для веденого колеса

$$X_{22} = \frac{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)} \times$$

$$\times \cos(\varphi_{22} + \varphi_2) + R_2 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2 + \lambda_2),$$

$$Y_{22} = -\frac{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)} \times$$

$$\times \sin(\varphi_{22} + \varphi_2) - R_2 \sin(\varphi_{22} + \varphi_2 + \lambda_2),$$

$$Z_{22} = \frac{p}{(u+1)} \int_0^{\varphi_1} \frac{\sqrt{A_1} d\varphi_1}{[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]^2}, \quad (10)$$

де  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  — кути повороту профілів різальних кромek інструмента при нарізуванні ведучого й веденого коліс;  $\varphi_{11}$  і  $\varphi_{22}$  — кути, які визначають положення торцевих перерізів головок зубців ведучого й веденого коліс;  $R_1$  і  $R_2$  — радіуси вгнутого й опуклого профілів зубців різального інструмента на ведучому й веденому колесах;  $p$  — гвинтовий параметр.

Зведена кривина поверхонь зубців некруглих коліс визначається такими рівняннями:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = a_w p \times$$

$$\times \left( \frac{a_w r^3 R_1 K_{L1} - \{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)\} A_1 K_{E1}}{R_1 \{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)\} \sqrt{A_1} \sqrt{K_{E1} - K_{F1}^2} K_{E1}} + \frac{R_2 K_{L2} \sqrt{K_{E2} - K_{F2}^2} - r^4 A_1 \{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)\}^8}{R_2 r^4 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)]^3 (u+1)^3 \sqrt{A_1} (K_{E2} - K_{F2}) K_{E2}} \right), \quad (11)$$

де  $K_{E1}, K_{F1}$  — показники коефіцієнтів  $E_1$  і  $F_1$  першої квадратичної форми поверхонь зубців ведучого колеса;  $K_{E2}, K_{F2}$  — показники коефіцієнтів  $E_2$  і  $F_2$  першої квадратичної форми поверхонь зубців веденого колеса;  $K_{L1}, K_{L2}$  — показники коефіцієнтів  $L_1$  і  $L_2$  другої квадратичної форми поверхонь зубців ведучого й веденого коліс.

Для оцінки показників міцності зубчастої передачі визначимо розміри площадки контакту за довжиною зуба:

$$C = \frac{\{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\} (\varphi_{11}^* - \varphi_2^*)}{[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sin \beta}, \quad (12)$$

де  $\varphi_1^*$  й  $\varphi_2^*$  — кути, які відраховують від прямих, перпендикулярних до прямої, що з'єднує центри коліс.

Аналіз залежності (12) показує, що пляма контакту переміщується вздовж зуба на сталій віддалі за його висотою, максимальна зміна розмірів плями контакту в зачепленні не перевищує 4,2 % від значення для круглих коліс.

Аналітичні залежності (1) — (12) дають змогу при обраному значенні показника  $B$  визначити раціональні геометричні параметри зубчастих круговинтових передач некруглими колесами з асиметричною функцією передавального відношення, що забезпечують заданий закон перетворення руху й потрібний коефіцієнт нерівномірності руху  $\delta$ .

За геометро-кінематичними критеріями і силовими чинниками можна провести теоретичну оцінку працездатності синтезованих круговинтових зубчастих передач з асиметричною функцією передавального відношення шляхом порівняння їх з передачами, що мають стале передавальне відношення.

Залежність абсолютної величини відносної швидкості руху точки зачеплення від кута повороту ведучого колеса описується рівнянням

$$V_C = \frac{\sqrt{K_{VC}}}{r^2 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)]^2 (u+1)^2 \{ur [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)\}^2},$$

де  $K_{VC}$  — коефіцієнт абсолютної величини відносної швидкості руху точки зачеплення.

Математичний аналіз показує, що швидкість руху точки зачеплення вздовж контактних ліній — змінна величина й залежить від кутів повороту коліс і показника  $B$ ; зміна величини  $V_C$  не перевищує 5,7 % від значення для круглих коліс.

З метою проведення оцінки спрацювання запишемо залежності для визначення коефіцієнтів ковзання зубців  $\vartheta_1$  і  $\vartheta_2$ :

для ведучого колеса

$$\vartheta_1 = \frac{\sqrt{K_{VCX}^2 + K_{VCY}^2}}{\{ur [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)\} \sqrt{K_{VK1}}};$$

для веденого колеса

$$\vartheta_2 = \frac{\sqrt{K_{VCX}^2 + K_{VCY}^2}}{\sqrt{K_{VK1}}},$$

де  $K_{VK1}$  — коефіцієнт, що характеризує абсолютну швидкість руху точки зачеплення зубців вздовж контактної лінії на ведучому колесі;  $K_{VCX}$ ,  $K_{VCY}$  — коефіцієнти абсолютної величини відносної швидкості руху точки зачеплення відносно осей координат.

Зміна коефіцієнтів ковзання  $\vartheta$  на ведучому й веденому колесах однакова, прямо пропорційна величині показника  $B$  і не перевищує 4 % від значення  $\vartheta$  для круглих коліс.

Якщо врахувати швидкість обертання ведучого колеса  $\omega_1$  і моменти інерції зведених мас коліс  $I_{np.1}$  та  $I_{np.2}$  як сталі

величини, рівняння руху машини з некруглими колесами [6] матиме вигляд

$$T_{руш} = [T_{к.о} + T_{доо}] i(\varphi_1),$$

де  $T_{руш}$  — момент від рушійних сил на валу ведучого некруглого колеса;  $T_{к.о}$  — момент від сил корисного опору на валу веденого некруглого колеса;  $T_{доо}$  — додатковий момент, викликаний змінністю передавального відношення, що визначається залежністю

$$T_{доо} = I_{np.2} \varepsilon_1 \frac{r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \frac{I_{np.2} \omega_1^2 B j_1 r (1+u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[ur (2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2} + \frac{1}{2} \frac{dI_{np.2}}{d\varphi_1} \left[ \frac{\omega_1 \{r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}}{ur [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} \right]^2,$$

де  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  — кутові пришвидження обертання ведучого й веденого коліс.

Аналіз результатів, поданих графічно на рис. 3, показує, що зміна додаткового моменту  $T_{доо}$  за один оберт ведучого колеса не перевищує 5,8 % від величини зовнішнього навантажувального моменту. У круглого колеса додатковий момент відсутній.

Рівняння для визначення нормальних сил у зачепленні для ведучого та веденого некруглих зубчастих коліс має вигляд

$$F_{N1(N2)} = \frac{T_{Z11(Z22)} [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{K_{1N(2N)}}}{p \{r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\} \sqrt{A_1} \sin \lambda_{1(2)}}, \quad (13)$$

де  $T_{Z11}$  і  $T_{Z22}$  — повні моменти, що діють відповідно на ведуче й ведене колеса;  $K_{1N}$  і  $K_{2N}$  — коефіцієнти модуля вектора нормалі для поверхонь зубців.

Математичний аналіз показує, що в зубчастій передачі з асиметричною функцією передавального відношення нормальні сили в зачепленні при  $T_{руш} = const$  і  $T_{к.о} = const$  мають змінні значення, при цьому зміна  $F_N$  у зачепленні за один оберт ведучого колеса становить не більше 3,7 % від значення для круглих коліс.

За результатами порівняльного аналізу синтезованих передач з передачами круглими колесами можна зробити

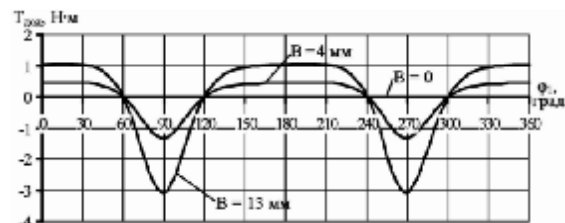


Рис. 3. Залежність додаткового моменту  $T_{доо}$  від кута повороту  $j_1$

висновок про можливість використання круговинтового зачеплення з асиметричною функцією передавального відношення в редукторах важкого машинобудування.

Як підтверджує досвід експлуатації [1, 3, 5], основною причиною виникнення вібрацій, збуджуваних у зубчастій передачі, є імпульсне збудження (від вдаряння зубців при вході й виході їх із зачеплення). При цьому найвіброактивнішою в зубчастих редукторах є перша сходинка. При збігу або кратності частот власних і вимушених коливань виникає резонанс.

Аналітична залежність для знаходження частоти власних коливань передачі некруглими зубчастими колесами має вигляд

$$f_c = 3,15 \cdot 10^5 \frac{(1+u)\sqrt{1+u^2}}{2a_w u} \quad (14)$$

Рівняння для визначення зубцевої частоти вимушених коливань передачі з асиметричною функцією передавального відношення при імпульсному збудженні має вигляд

$$f_z = \frac{\omega_1 a_w \{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}}{286,5m(u+1)r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]} \quad (15)$$

де  $\omega_1$  — швидкість обертання ведучого колеса;  $m$  — модуль зачеплення.

З урахуванням рівнянь (14) і (15) резонансна (критична) частота обертання ведучого некруглого зубчастого колеса виражається залежністю

$$\omega_{1kp} = 8,8 \cdot 10^4 \frac{mr[2 + \cos(j_1 \varphi_1)](1+u)^2 \sqrt{1+u^2}}{a_w^2 u p \{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}} \quad (16)$$

Графік залежності  $\omega_{1kp}$  від  $\varphi_1$  подано на рис. 4.

Аналіз рівнянь (14) — (16) показує, що критична швидкість обертання вала  $\omega_{1рез}$  з некруглим колесом змінна за один його оберт, величина цієї зміни характеризується показником  $B$  (див. рис. 4). При цьому в передачі некруглими зубчастими колесами зубцева частота  $f_z$  вимушених коливань є змінною величиною, яка не збігається й не кратна власній частоті  $f_c$  коливань. Таким чином, можна зробити висновок, що асиметричний закон зміни функції передавального відношення перешкоджає виникненню резонансу.

Для зменшення небезпеки резонансу [3] швидкість обертання  $\omega_1$  ведучого некруглого колеса доцільно встановлювати з умови

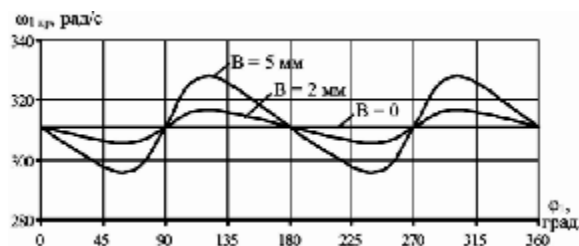


Рис. 4. Резонансна швидкість обертання ведучого колеса від імпульсного збудження

$$\begin{cases} \omega_1 \geq (1+K)\omega_{1kp}^o; \\ \omega_1 \leq (1-K)\omega_{1kp}^o, \end{cases} \quad (17)$$

де  $K$  — коефіцієнт, що визначає межу зон виникнення резонансу;  $\omega_{1kp}^o$  — резонансна швидкість обертання ведучого колеса передачі круглими колесами, що визначається залежністю

$$\omega_{1kp}^o = 8,8 \cdot 10^4 \frac{m(1+u)^2 \sqrt{1+u^2}}{a_w^2 u p} \quad (18)$$

З урахуванням рівнянь (16) — (18) після математичних перетворень залежність для визначення  $B_{кр}$  матиме вигляд:

$$B_{кр} = 0,82K \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]}{\sin(j_1 \varphi_1)} \quad (19)$$

Отже, показник  $B$  повинен відповідати додатковій умові синтезу, а саме:  $B \geq B_{кр}$ .

Таким чином, показник  $B$  функції  $i(\varphi_1)$ , що характеризує величину зміни передавального відношення, вибирається з умови  $B_{кр} \leq B \leq B_8$ .

Були проведені експериментальні дослідження з визначення коефіцієнта  $K$  і порівняльні випробування зубчастих передач некруглими колесами з асиметричною функцією передавального відношення та передач круглими колесами. Експериментальні дослідження виконувалися з метою практичної апробації результатів і висновків, які отримані при теоретичному дослідженні зубчастого зачеплення й містять у собі: перевірку передавального відношення; порівняльну оцінку резонансних коливань передачі некруглими колесами з асиметричною функцією передавального відношення (при різних значеннях коефіцієнта  $K$ ) і передачі круглими колесами. Для цього:

- спроектовано й виготовлено пристрій до зубофрезерного верстата 5К32 для нарізування зубців на некруглому колесі;

- за результатами проведених теоретичних розрахунків синтезовано й виготовлено експериментальні некруглі зубчасті колеса з круговинтовим зачепленням для двохсходинкового редуктора;

- підготовлено вимірювальний комплекс, що включає стенд для перевірки точності виконання центроїд і передавальних відношень і стенд для вимірювання вібрацій редуктора при швидкості обертання ведучого вала до 356 рад/с;

- розроблено методику експериментальних досліджень резонансних коливань зубчастих передач;

- проведено стендові випробування експериментальних передач і передач круглими колесами, наведено порівняльні характеристики.

Експериментальні передачі виготовлено зі сталі 40Х ГОСТ 4543-71. Термооброблення шестерень — поліпшення до НВ 269...302, зубчастих коліс — поліпшення до НВ 235...262. Характеристики передач наведені в табл. 1.

Таблиця 1

## Характеристики передач

Параметр	1-ша сходитка		2-га сходитка	
	некруглі	круглі	некруглі	круглі
Модуль нормальний $m_n$ , мм	3,0	3,0	3,0	3,0
Передавальне число $u$	2,0	2,0	2,0	2,0
Кількість зубців: шестерні $z_1$	21	21	32	32
колеса $z_2$	42	42	64	64
Міжосьова віддаль $a_w$ , мм	100	100	150	150
Коефіцієнт $K$	0,06	0,08	0,15	0

На рис. 5 зображено редуктор з експериментальними некруглими зубчастими колесами.

При випробуваннях було проведено оцінку передавального відношення експериментальних зубчастих передач і редуктора в цілому (рис. 6).

За результатами проведеного експерименту зроблено висновок, що зміна передавального відношення цілком відповідає відносній зміні радіусів центрід некруглих



Рис. 5. Двосходитковий редуктор з некруглими колесами

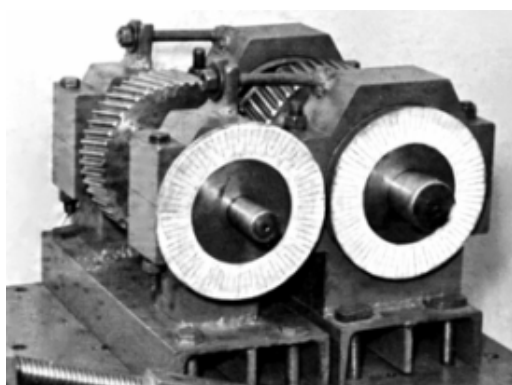


Рис. 6. Стенд для вимірювання передавального відношення

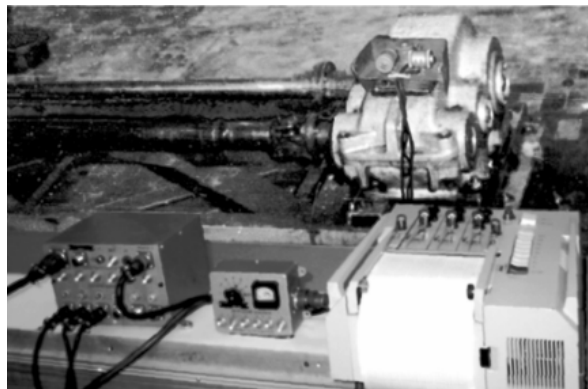


Рис. 7. Стенд для вимірювання вібрацій зубчастих передач

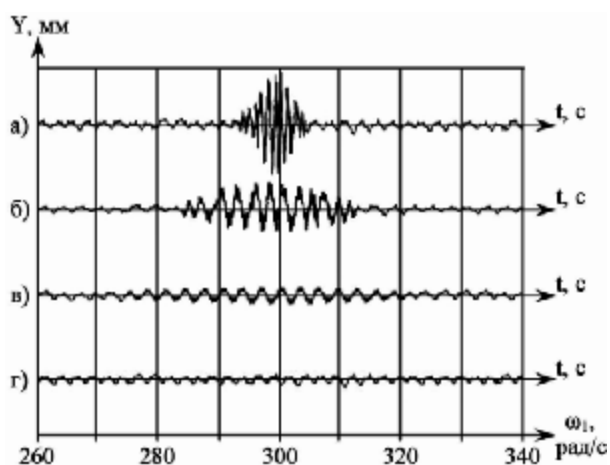


Рис. 8. Осцилограми вібрацій у редукторі: а — з круглими колесами; б — з некруглими колесами при  $K=0,06$ ; в — з некруглими колесами при  $K=0,08$ ; г — з некруглими колесами при  $K=0,15$

зубчастих коліс. При цьому максимальна похибка між теоретичними й експериментальними значеннями величини передавального відношення редуктора становила 6 %.

З метою визначення рівня вібрацій у редукторі з некруглими колесами розроблено стенд із замкненим силовим потоком; використано вібровимірювальну апаратуру ВВ6-6ТН разом із самописним приладом Н327-3 (рис. 7). На корпусі дослідного редуктора встановлювали вібродавачі: ДВ-1СГ — для визначення вібрацій у горизонтальній площині та ДВ-1-СВ — у вертикальній.

Випробування передач здійснювалися в режимі плавної зміни кількості обертів ведучого вала  $\omega_1$  від 0 до 356 рад/с, вібрації реєструвалися за допомогою самописного приладу Н 327-3.

За результатами проведеного експерименту встановлено таке: при однаковому характері коливань амплітуда вібрацій у вертикальній площині значно більша за амплітуду вібрацій у горизонтальній; у редукторі з круглими колесами при  $\omega_1=298$  рад/с зафіксовано різке збільшення амплітуди вібрацій  $Y$  (рис. 8,а); у редукторі з некруглими колесами при  $K=0,15$  в усьому діапазоні кількості обертів ведучого некруглого колеса збільшення амплітуди вібрацій не спостерігалось (рис. 8,г); при  $K=0,08$  максималь-

не значення амплітуди вібрацій, порівняно зі значенням амплітуди при  $K=0,15$ , збільшилося в 1,5 рази в діапазоні швидкостей  $\omega_1$  від 272 до 323 рад/с (рис. 8, в); при  $K=0,06$  максимальне значення амплітуди вібрацій, порівняно зі значенням амплітуди при  $K=0,15$ , збільшилося в 3,5 рази в діапазоні швидкостей  $\omega_1$  від 281 до 315 рад/с. При цьому максимальні значення амплітуд наблизилися до значень амплітуд для круглих коліс (рис. 8, б).

Аналіз графіків на рис. 8 показав, що межа зони виникнення резонансу спостерігається при  $K=0,08$ . Це дало змогу розробити рекомендації щодо визначення показника  $B$  асиметричної функції передавального відношення.

Проведені випробування двохсходинкового редуктора з некруглими колесами та загальним сталим передавальним відношенням для рекомендованого значення  $K=0,08$  при  $B$  від 2 до 7 мм довели, що в усьому діапазоні кількості обертів ведучого вала збільшення амплітуди вібрацій не спостерігалось, що підтверджує теоретичні передумови.

**Висновки.** 1. Розроблено математичну модель синтезу кругогвинтової передачі некруглими колесами з асиметричною функцією передавального відношення. На основі розв'язання задачі синтезу визначено раціональні геометричні параметри зубчастого зачеплення (за запропонованими додатковими умовами синтезу), що забезпечують безрезонансний режим роботи передачі ( $B \geq B_{кр}$ ) та потрібний коефіцієнт нерівномірності руху  $\delta$  ( $B \leq B_{\delta}$ ).

2. Проведено теоретичний аналіз працездатності синтезованих передач шляхом порівняння з передачами, що мають сталі передавальні відношення.

3. Проведено оцінку резонансних коливань передачі некруглими зубчастими колесами з асиметричною функцією передавального відношення від імпульсного збудження. Встановлено залежності для визначення меж зони виникнення резонансних коливань.

4. Проведено розрахунково-експериментальні роботи з метою перевірки передавального відношення й оцінки резонансних коливань зубчастих передач некруглими колесами з кругогвинтовим зачепленням. У результаті випробувань встановлено, що в редукторі з некруглими зубчастими колесами з асиметричною функцією передавального відношення в усьому діапазоні  $\omega_1$  для рекомендованого значення коефіцієнта  $K$  підвищення рівня вібрацій не спостерігалось.

5. Запропоновано один з шляхів удосконалювання кругогвинтових зубчастих передач синтезом зачеплення з асиметричною функцією передавального відношення, що забезпечують заданий закон перетворення руху й розширюють функціональні можливості застосування передач некруглими зубчастими колесами для боротьби з резонансними коливаннями.

1. Айрапетов Э.Л., Анархов В.И., Генкин М.Д. и др. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. — М.: Наука, 1976. — С. 3—18.

2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1988. — 640 с.

3. Давыдов Б.Л., Скородумов Б.А., Бубырь Ю.В. Редукторы. — М. — К.: Машгиз, 1963. — 474 с.

4. Декларацийний патент на корисну модель № 18111 МПК В65G 23/00. Зубчастий редуктор / Утутов М.Л., Носко П.Л., Карпов О.П., Лустін П.Є. — Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. Заявл. 26.05.2006. Опубл. 16.10.2006. Бюл. №10.

5. Диментберг Ф.М., Колесников К.С. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Т.3 // Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. — М.: Машиностроение, 1980. — 544 с.

6. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса. Проектирование, теория зацепления и производство. — М. — Л.: Машгиз, 1956. — 307 с.

7. Севрюк В.Н., Утутов Н.Л. Геометрическая теория некруглых зубчатых передач с зацеплением Новикова // Проблемы исследования, проектирования и изготовления зубчатых передач. — Хабаровск, 1977. — С. 64—67.

8. Утутов Н.Л., Карпов А.П. Геометрия кососимметричных цилиндрических круговинтовых передач // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. — Луганськ: Вид-во СЧУ ім. В. Даля. — 2000. — №11 (33). — С. 114—123.

9. Утутов Н.Л., Карпов А.П. Кинематические зависимости в кососимметричных цилиндрических круговинтовых передачах // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. — Луганськ: Вид-во СЧУ ім. В. Даля. — 2001. — №6 (40). — С. 229—233.

Отримана 08.10.07

*P. Nosko, P. Fil, O. Karpov*  
**synthesis of circular-screw gearing with asymmetric function of transmission ratio**

*East Ukrainian National University named after Vladimir Dal, Lugansk*

*Mathematical model of synthesis of circular-screw gearing with asymmetric function of transmission ratio on the basis of offered basic and additional conditions of synthesis is stated in the article. The theoretical analysis of efficiency of this gearing was made according to geometro-kinematical criterions by comparing with transmissions, which have constant transmission ratio. The work demonstrates the possibility to apply gearing with asymmetric function of transmission ratio for struggling against resonance oscillations that allows extending functional capacities of using transmission by noncircular toothed gear wheels.*