

О.Е. ВАСИЛЬЄВА, к.т.н., доцент каф. ПАРТ Львівського ДУ БЖД

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ВИПРОБУВАЛЬНОМУ СТЕНДІ ІЗ ЗАМКНЕНИМ СИЛОВИМ ПОТОКОМ

Розглянута методика і результати експериментальних досліджень впливу похибок профілю зубців, величини обертового моменту і шорсткості обробленої робочої поверхні зубця на величину амплітуди коливання і відповідно на внутрішні динамічні навантаження, які враховують в процесі розрахунку зубчастих передач введенням динамічних коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} .

Рассмотрена методика и результаты экспериментальных исследований влияния погрешностей профиля зубьев, величины вращательного момента и шероховатости обработанной рабочей поверхности зуба на величину амплитуды колебания и соответственно на внутренние динамические нагрузки, которые учитывают в процессе расчета зубчатых передач введением динамических коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} .

Methods and results of experimental researches of influence of errors of type of points are considered, sizes of rotatory moment and roughness of the treated working surface of tooth on the size of amplitude of oscillation and accordingly on the internal dynamic loading which take into account in the process of calculation of gearings introduction of dynamic coefficients of K_{Hv} and K_{Fv} .

Сучасний стан проблеми. Динамічні явища в процесі обертального руху призводять до виникнення коливальних процесів в механічній системі, які і впливають на експлуатаційні показники конструкції. Головними причинами, які призводять до виникнення коливань в зубчастих передачах, є похибки виготовлення зубчастих коліс, валів, підшипників, корпусів, неточність монтажу її елементів в процесі виконання складальних операцій тощо. Частота коливання зусиль в процесі передачі обертових моментів зубчастою передачею при певній робочій швидкості може збігатися з власною частотою всієї системи. В цьому випадку виникають резонансні явища, які нерідко призводять до виходу з ладу елементів механічної системи.

Кінцевою операцією оброблення зубців коліс у 90% всієї номенклатури є зубофрезерування черв'ячною фрезою [1, 4]. Після операції зубофрезерування черв'ячною фрезою бокова робоча поверхня зубців коліс внаслідок перервності процесу зубоутворення (черв'ячна фреза має певну кількість робочих гребінків – зубців) має не теоретичну евольвенту, а ломану лінію, яка за формою наближається до евольвенти [2, 3]. В цьому випадку на боковій робочій поверхні зубців утворюються гребінці (виступи) і западини (точки дотику ломаних ліній до евольвенти). В процесі передачі обертового моменту по лінії зачеплення виникає коливання передаточного числа передачі за рахунок контакту гребінців або западин робочих поверхонь зубців, тобто виникає похибка передаточного числа передачі, яка призводить до вимушених коливань зубчастої передачі. Крім цього, до цієї похибки додається похибка кроку зачеп-

лення. На підставі результатів теоретичних досліджень [5] була отримана залежність для визначення значень динамічних коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} , які враховують в процесі розрахунку зубчастих передач на втомну міцність. В процесі виконання теоретичних досліджень на підставі математичного моделювання визначалися амплітуди і частоти коливань для різних зубчастих передач при передачі різних обертових моментів на різних кутових швидкостях. Тому ставиться задача перевірити результати математичного моделювання коливних процесів на фізичній моделі, тобто з використанням випробувального стенда із замкненим силовим потоком. Результати цієї роботи дозволять спростити визначення динамічних коефіцієнтів у порівнянні з методикою, яка наведена в ГОСТ 21354-87 [6].

Мета роботи. На підставі результатів експериментальних досліджень перевірити результати теоретичних досліджень з отриманням емпіричної залежності для визначення амплітуди коливання зубчастої передачі в залежності від похибок профілю зубців і кроку зачеплення, величини обертового моменту та шорсткості робочої поверхні зубців.

Для реалізації поставленої мети був спроектований та виготовлений випробувальний стенд з замкненим силовим потоком (рисунок 1). При конструюванні випробувального стенда за основу був прийнятий стенд для дослідження зубчастих передач на втому при статичних навантаженнях, який було розроблено Експериментальним науково-дослідним інститутом машинознавства (м. Москва) [7].



Рисунок 1 – Загальний вигляд випробувального стенда

В процесі розроблення методики експериментальних досліджень на фізичній моделі основну увагу приділяли таким питанням:

1. Встановити вплив висоти вершин гребінців Δ на робочій поверхні зубця ведучого колеса z_1 (похибка профілю), які обумовлені технологією зубофрезерування коліс черв'ячними фрезами, що відповідають значенню $\Delta\varphi$ в межах

0,00005...0,0004 рад, тобто з похибками профілю f_{β} згідно ГОСТ 1643-81, що відповідають від 21,7% до 86,9% поля допуску в межах 6...8 ступенів точності відповідно на частоту та амплітуду коливання зубчастої передачі. Між висотою вершин гребінців Δ та амплітудою відхилення кута повороту $\Delta\varphi$ веденого колеса від положення, яке воно займає при ідеальному евольвентному профілі зубців, існує залежність

$$\Delta\varphi = \frac{2\Delta \cos \beta}{m_n z_1}$$

2. Встановити вплив різних значень обертового моменту T_1 , який визначається навантажувальним моментом $M=F \cdot L$ (F – сила навантаження; L – довжина плеча важеля навантажувальної системи) на амплітуду коливання зубчастої передачі.

3. Визначити вплив шорсткості R_a робочих поверхонь зубців на коливні процеси зубчастої передачі.

Для експериментального визначення параметрів коливного процесу (амплітуди і частоти) використовували балку рівномірного опору, на яку наклеювали тензодавачі та з'єднували їх в мостову схему. Сигнал з мостової схеми подавався на підсилювач і далі на реєструючий пристрій, з якого на модуль USB300 та комп'ютер. Для визначення параметрів коливного процесу (амплітудно-частотної характеристики) балку рівномірного опору, яка закріплена на стойці, під'єднували до корпусу редуктора, що закріплений нерухомо до фундаментної плити. В процесі отримання, оброблення та зберігання результатів вимірювань на ПЕОМ використовували програмне забезпечення "PowerGraph". Перед проведенням досліджень виконували тарування пристрою при різних значеннях напруги: 1,7В і 2,5В на 100мкм прогину балки.

Для планування експериментальних досліджень та математичної обробки отриманих результатів використовувався повнофакторний експеримент (ПФЕ). Ставилася задача визначити вплив похибки профілю $\Delta\varphi$, шорсткості робочих поверхонь зубців R_a та обертового моменту T_1 , який витрачається на подолання корисного навантаження, на величину амплітуди коливання a . Досліди виконувалися з використанням прямозубих зубчастих коліс $\beta=0^\circ$, які виготовлялися зі сталі 40Х модуля $m_n=4$ мм з числом зубців $z_1=z_3=30$ і $z_2=z_4=30$ ($\alpha_r=20^\circ$), а ширина вінців коліс $b=20$ мм. Зубчасті колеса після термічної обробки (покращання) мали твердість: ведуче – НВ₁=245...280; ведене – НВ₂=215...235. Зубці коліс нарізалися черв'ячними фрезами $m_n=4$ мм класу точності АА із швидкорізальної сталі Р6М5 з кількістю зубців $z_{\varphi}=6...10$.

Міжосьова відстань редукторів випробувального стенда $a_w=120$ мм, а передаточне число $u=1$. Змашування зубчастих коліс редукторів випробувального стенду при проведенні всіх досліджень виконували мастилом СТ-20, як найбільш ефективним. Для отримання нелінійної емпіричної залежності використовуємо ПФЕ типу 2³. Результати кодування чинників зубчастої передачі, які досліджуються, наведені в таблиці.

Таблиця – Рівні зміни чинників

Рівні чинників	$\Delta\varphi$, рад		R_a , мкм		T_1 , Н·м	
	\bar{x}_1	$\ln \bar{x}_1$	\bar{x}_2	$\ln \bar{x}_2$	\bar{x}_3	$\ln \bar{x}_3$
Верхній (+)	0,0004	-7,82	3,2	1,16	150	5,01
Основний (0)	0,000225	-	1,9	-	100	-
Нижній (-)	0,00005	-9,9	0,63	-0,46	50	3,91

Для забезпечення отримання значень $\Delta\varphi$ і R_a в межах верхнього та нижнього рівнів зубофрезерування зубчастих коліс виконувалося на зубофрезерному верстаті мод. 5К324 методом обкочування з використанням відповідних фрез і режимів:

1) $\Delta\varphi=0,0004$ рад; $R_a=3,2$ мкм → фреза $z_{\varphi}=6$; швидкість різання $V=36,2$ м/хв; осьова подача $S=2,5$ мм/оберт заготовки; припуск по товщині зубця 0,6мм;

2) $\Delta\varphi=0,00005$ рад; $R_a=3,2$ мкм → фреза $z_{\varphi}=10$; швидкість різання $V=38,4$ м/хв; осьова подача $S=2$ мм/оберт заготовки; припуск по товщині зубця 0,6мм;

3) $\Delta\varphi=0,0004$ рад; $R_a=0,63$ мкм → фреза $z_{\varphi}=6$; швидкість різання $V=42,1$ м/хв; осьова подача $S=0,8$ мм/оберт заготовки; припуск по товщині зубця 0,6мм;

4) $\Delta\varphi=0,00005$ рад; $R_a=0,63$ мкм → фреза $z_{\varphi}=10$; швидкість різання $V=44,6$ м/хв; осьова подача $S=0,8$ мм/оберт заготовки; припуск по товщині зубця 0,6мм.

Математична обробка результатів експерименту дозволила отримати математичну модель для визначення середнього значення амплітуди коливання корпусу редуктора (перша гармоніка)

$$\bar{a} = \frac{67,16\Delta\varphi^{0,07} R_a^{0,06}}{T_1^{0,31}}, \text{ мкм}, \quad (1)$$

де $\Delta\varphi$ – похибка робочої частини профілю зубця колеса, рад; R_a – шорсткість робочої частини профілю зубця колеса, мкм; T_1 – обертовий момент на ведучому колесі, Н·м.

Для аналізу результатів теоретичних і експериментальних досліджень розглядалися гармоніки частот, які розподіляються так:

- перша гармоніка відноситься до корпусу редуктора;
- друга гармоніка – до втулки для підшипника, яка кріпиться до корпусу редуктора разом із зовнішнім кільцем підшипника, що запресовують у втулку;
- третя гармоніка – до тіл кочення підшипника;
- четверта гармоніка – до внутрішнього кільця підшипника;
- п'ята гармоніка – до вала, на якому закріплено зубчасте колесо;
- шоста гармоніка – до зубчастого колеса, для якого визначається амплітудно-частотна характеристика;
- сьома гармоніка – до робочого профілю зуба зубчастого колеса.

В роботі [8] при розгляді функцій-рядів (тригонометричних) вказується, що суми тригонометричних функцій дають можливість моделювати найріз-

номанітніші збурення і реакції динамічних систем. Встановлено [8], що, наприклад, функцію $a=a(\varphi)$, де a – амплітуда коливання, а φ – кут повороту зубчастого колеса, з задовільним рівнем точності можна представити у вигляді

$$a_{(k)} = c_k \sin \Omega_k t_i, \quad (2)$$

де $a_{(k)}$ – амплітуда k -ої гармоніки; c_k – коефіцієнт пропорційності (стала величина); $\Omega_k = k\omega$; ω – кутова швидкість зубчастого колеса, яке розглядається, с^{-1} ; t_i – час, с ;

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{с}^{-1}; \quad \tau = \frac{2\pi}{z}, \text{рад}; \quad t_\tau = \frac{\tau}{\omega}, \text{с}; \quad (3)$$

n – частота обертання вала зубчастого колеса, хв^{-1} ; τ – період зміни амплітуди; z – число зубців зубчастого колеса; t_τ – час одного періоду.

В нашому випадку необхідно розглянути для перевірки адекватності математичної та фізичної моделей першу, шосту та сьому гармоніки. Першу гармоніку розглянемо з використанням залежностей (1) і (2) при номінальних значеннях обертового моменту $T_1=150\text{Н}\cdot\text{м}$ випробувального стенда та шорсткості робочих поверхонь зубців коліс $R_a=0,63\text{мкм}$ (згідно вимог робочих креслень зубчастих коліс редукторів загального призначення) при двох значеннях похибки профілю зубців: 1) $\Delta\varphi=0,0001\text{рад}$ (зубофрезерування виконувалося черв'ячною фрезою $z_\varphi=10$); 2) $\Delta\varphi=0,0004\text{рад}$ (зубофрезерування виконувалося черв'ячною фрезою $z_\varphi=6$).

Математична модель амплітудно-частотної характеристики першої гармоніки з використанням залежностей (1) і (2) має вигляд

$$a_{(k)} = \frac{67,16\Delta\varphi^{0,07} R_a^{0,06}}{T_1^{0,31}} \sin(k\omega t_i); \quad a_{(1)} = \frac{67,16\Delta\varphi^{0,07} R_a^{0,06}}{T_1^{0,31}} \sin(\omega t_i), \quad (4)$$

де $\omega=\pi n_d/30=3,14\cdot 1410/30=147,58\text{с}^{-1}$ – кутова швидкість ведучого зубчастого колеса, с^{-1} ; n_d – частота обертання електродвигуна, хв^{-1} ; t_i – час, с ; розглянемо цей час в межах одного періоду, тобто в межах від $t_i=0$ до $t_i=t_\tau=t/\omega=2\pi/(z\omega)=2\cdot 3,14/(30\cdot 147,58)=0,0014\text{с}$.

На підставі залежності (4) будемо амплітудно-частотну характеристику першої гармоніки (рисунку 2).

Представимо амплітудно-частотну характеристику першої гармоніки у вигляді полінома третьої степені:

$$a_{(1)} = c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4, \quad (5)$$

де для $\Delta\varphi=0,0001\text{рад}$: $c_1=5\cdot 10^{10}$; $c_2=-10^8$; $c_3=5469$; $c_4=-0,5826$;
для $\Delta\varphi=0,0004\text{рад}$: $c_1=6\cdot 10^{10}$; $c_2=-10^8$; $c_3=62303$; $c_4=-0,6614$.

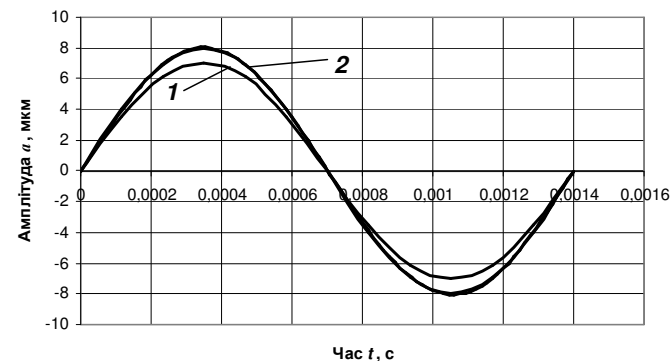


Рисунок 2 – Амплітудно-частотна характеристика першої гармоніки (коливання корпусу редуктора) при похибці профілю зубців колеса: 1 – $\Delta\varphi=0,0001\text{рад}$; 2 – $\Delta\varphi=0,0004\text{рад}$

На підставі отриманого полінома для визначення амплітуди певної гармоніки коливання $a_{(k)}$ в залежності від часу періоду коливання використовуємо для розв'язку ряд Фур'є на проміжку $[-t_\tau, +t_\tau]$ [8]. Тоді

$$a_{(k)} = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad (6)$$

де a_k – косинусний коефіцієнт k -ої гармоніки ($k=1; 2; 3; \dots$); b_k – синусний коефіцієнт k -ої гармоніки.

В свою чергу для шостої гармоніки ($k=6$) коефіцієнти a_6 і b_6 можна визначити за залежностями [8]

$$a_6 = \frac{1}{t_\tau} \int_{-t_\tau}^{t_\tau} (c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4) \cos \frac{6\pi}{t_\tau} t_i dt; \quad (7)$$

$$b_6 = \frac{1}{t_\tau} \int_{-t_\tau}^{t_\tau} (c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4) \sin \frac{6\pi}{t_\tau} t_i dt. \quad (8)$$

Після інтегрування залежностей (7) і (8) отримуємо: для $\Delta\varphi=0,0001\text{рад}$

$$a_6 = \frac{c_2 t_\tau^2}{9\pi^2} = \frac{-10^8 \cdot 0,0014^2}{9 \cdot 3,14^2} = -2,21;$$

$$b_6 = -\frac{c_1 t_\tau^3}{3\pi} + \frac{c_1 t_\tau^3}{18\pi^3} - \frac{c_3 t_\tau^3}{3\pi} = -\frac{5 \cdot 10^{10} \cdot 0,0014^3}{3 \cdot 3,14} + \frac{5 \cdot 10^{10} \cdot 0,0014^3}{18 \cdot 3,14^3} - \frac{54691 \cdot 0,0014^3}{3 \cdot 3,14} = -14,56 + 0,25 - 0,000016 = -14,31.$$

В цьому випадку амплітуда коливань буде

$$a_{(6)} = \sqrt{a_6^2 + b_6^2} = \sqrt{(-2,21)^2 + (-14,31)^2} = 14,5 \text{ мкм.}$$

Фазовий кут φ_k можна визначити за залежністю

$$\varphi_6 = \arctg \frac{a_6}{b_6} = \arctg \frac{-2,21}{-14,5} = \arctg(0,1526) = 8^\circ 40',$$

а частота пропорційна частоті обертання зубчастого колеса та кількості зубців

$$\omega_6 = \frac{nz}{60} = \frac{1410 \cdot 30}{60} = 705 \text{ Гц.}$$

За аналогією для $\Delta\varphi=0,0004$ рад отримуємо: $a_6=-2,21$; $b_6=-17,16$; $a_{(6)}=17,3$ мкм; $\varphi_6=7^\circ 20'$.

Аналогічні розрахунки виконуємо для сьомої гармоніки, тобто для коливань, які обумовлені безпосередньо похибкою робочого профілю зубців. Для цього визначимо значення періодів коливань, які виникають безпосередньо від гребінців на робочій поверхні зубця. В свою чергу кількість гребінців на робочій поверхні кожного зубця залежить від кількості зубців черв'ячної фрези z_φ . В цьому випадку час періоду коливання буде

1) для $\Delta\varphi=0,0001$ рад ($z_\varphi=10$)

$$\tau = \frac{2\pi}{z z_\varphi} = \frac{2 \cdot 3,14}{30 \cdot 10} = 0,021, \text{ рад; } t_\tau = \frac{\tau}{\omega} = \frac{0,021}{147,58} = 0,00014, \text{ с;}$$

2) для $\Delta\varphi=0,0004$ рад ($z_\varphi=6$): $\tau=0,035$ рад; $t_\tau=0,00024$ с.

Для сьомої гармоніки ($k=7$) коефіцієнти a_7 і b_7 можна визначити за залежностями [8]

$$a_7 = \frac{1}{t_\tau} \int_{-t_\tau}^{t_\tau} (c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4) \cos \frac{7\pi}{t_\tau} t_i dt; \quad (9)$$

$$b_7 = \frac{1}{t_\tau} \int_{-t_\tau}^{t_\tau} (c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4) \sin \frac{7\pi}{t_\tau} t_i dt. \quad (10)$$

Після інтегрування для $\Delta\varphi=0,0001$ рад: $a_7=-0,016$; $b_7=-1,16$; $a_{(7)}=1,16$ мкм; $\varphi_7=0^\circ 47'$, а для $\Delta\varphi=0,0004$ рад: $a_7=-0,016$; $b_7=-4,01$; $a_{(7)}=4,01$ мкм; $\varphi_7=0^\circ 13'$.

На підставі отриманих даних будемо амплітудно-частотні характеристики сьомої гармоніки (рисунок 3 і 4), яка обумовлена безпосередньо похибкою профілю (гребінцями) робочої частини зубців колеса внаслідок фрезерування їх черв'ячною фрезою.

Результати експериментальних досліджень порівнюємо з результатами теоретичних досліджень з визначенням відносної похибки відносно результатів експерименту. При похибці профілю зубців $\Delta\varphi=0,0001$ рад за результатами теоретичних досліджень $a_T=0,0012$ мм=1,2мкм, за результатами експериментальних досліджень $a=1,16$ мкм.

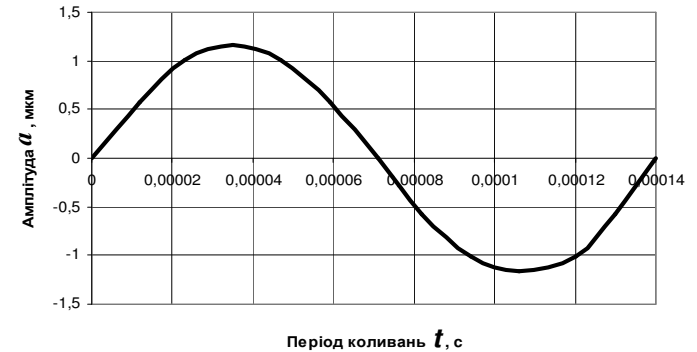


Рисунок 3 – Амплітудно-частотна характеристика сьомої гармоніки при похибці профілю зубців колеса $\Delta\varphi=0,0001$ рад

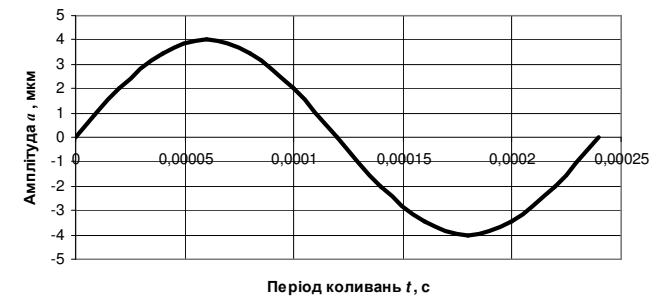


Рисунок 4 – Амплітудно-частотна характеристика сьомої гармоніки при похибці профілю зубців колеса $\Delta\varphi=0,0004$ рад

Тоді відносна похибка буде

$$\delta = \frac{a - a_T}{a} 100\% = \frac{1,16 - 1,2}{1,16} 100 = -3,45\%;$$

при похибці профілю зубців $\Delta\varphi=0,0004$ рад: $a_T=3,6$ мкм; $a=4,01$ мкм

$$\delta = \frac{4,01 - 3,6}{4,01} 100 = 10,2\%.$$

Багаточисельні розрахунки відносної похибки показали, що її величина не виходить за межі 11,3%. Таке значення похибки є допустимим, а отримані

результати можуть використовуватися в процесі розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому та втому зубців при згині.

Джерелом виникнення внутрішніх динамічних навантажень є зубчасті колеса передачі, які працюють в умовах навантаження при виконанні корисної роботи. Основний вплив на ці динамічні навантаження мають похибки кроку зачеплення f_{pbr} зубців ведучого та веденого коліс та похибка профілю f_{fr} , тобто ступінь точності їх виготовлення за показником плавності роботи згідно з ГОСТ 1643-81 [9], та їхня колова швидкість v .

При розрахунках зубчастих передач на міцність внутрішні динамічні навантаження враховують коефіцієнтами K_{Hv} (контактна міцність активних поверхонь зубців) та K_{Fv} (міцність зубців на згин), визначення яких наведено в ГОСТ 21354-87 від ступеня точності за нормою плавності роботи передачі, твердості зубців колеса та колової швидкості зубців. Крім цього, враховують при визначенні коефіцієнтів K_{Hv} , K_{Fv} і зовнішні динамічні навантаження введеним коефіцієнтом K_A , значення якого залежать від режиму навантаження двигуна.

Згідно із стандартом ГОСТ 21354-87 [6] при виконанні умови:

для прямозубих передач

$$\frac{vz_1}{1000} < 1;$$

для косозубих передач

$$\frac{vz_1}{1000} < 1,4,$$

де v – колова швидкість зубчастого колеса z_1 , м/с, значення цих коефіцієнтів визначають за залежностями [6]

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_{Ht} K_A}; \quad (11)$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_w}{F_{Ft} K_A}, \quad (12)$$

де w_{Hv} , w_{Fv} – питома колова динамічна сила, Н/мм; b_w – робоча ширина вінця зубчастого передачі; F_{Ht} – колова сила на ділільному циліндрі при розрахунку на контактну втому, Н; F_{Ft} – колова сила на ділільному циліндрі при розрахунку на втому при згині, Н.

Для визначення навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач з урахуванням коливних запропонована залежність, яка отримана на підставі результатів теоретичних досліджень [5]

$$K_v = C_{Kv} \exp\left[\frac{77,7\Delta \cos \beta}{m_n z_1}\right] \cdot \exp\left[3 \cdot 10^{-6} \frac{\omega_1}{u} d_2\right], \quad (13)$$

де C_{Kv} – коефіцієнт пропорційності; для коефіцієнта $K_{Hv} \rightarrow C_{K_{Hv}} = 1,1$; для коефіцієнта $K_{Fv} \rightarrow C_{K_{Fv}} = 1,4$; Δ – висота вершин гребінців на робочій поверхні зубця ведучого колеса (похибка профілю), яка обумовлена технологією зубофрезерування коліс черв'ячними фрезами, мм; крім цього, ця похибка включає і похибку кроку зачеплення f_{pbr} , яка також впливає на внутрішні динамічні процеси; ω_1 – кутова швидкість ведучого зубчастого колеса з числом зубців z_1 , c^{-1} ; u – передаточне число зубчастої передачі; d_2 – ділільний діаметр веденого зубчастого колеса з числом зубців z_2 ($d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$), мм.

Розглянемо спочатку залежність (13). Встановлено, що амплітуда коливань зубчастого колеса прямо пропорційна похибці кута повороту зубчастого колеса $\Delta \varphi$. Крім цього, похибка $\Delta \varphi$ залежить не тільки від похибки профілю f_{fr} робочої частини зубця колеса (ГОСТ 1643-81), а і від похибки кроку зачеплення f_{pbr} . Тоді ми можемо записати, що $\Delta = f_{fr} + f_{pbr}$. Підставимо в залежність (13) замість Δ суму допустимих значень на похибку профілю f_{fr} і крок зачеплення f_{pbr} , яка буде враховувати ступінь точності зубчастої передачі за показниками плавності роботи згідно із ГОСТ 1643-81.

З використанням наведених залежностей (11)-(13) були виконані багаточисельні розрахунки з метою визначення коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} для різних зубчастих передач. Результати розрахунків показали, що максимальні значення відносних похибок коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} визначених за залежністю (13) відносно значень визначених за залежностями (11) і (12) коливалися в межах 9...10,1%. Це вказує на допустимість використання залежності (13) для розрахунку зубчастих передач на контакту втому і втому зубців при згині при визначенні коефіцієнтів, які враховують динамічні навантаження.

Висновки:

1. Результати експериментальних досліджень на випробувальному стенді із замкненим силовим потоком дозволили отримати математичну нелінійну модель для визначення амплітуди коливання та отримати амплітудно-частотну характеристику коливання корпусу редуктора (першу гармоніку), за допомогою якої визначена гармоніка коливання зубчастої передачі і в тому числі гармоніка коливного процесу від похибок зубчастих коліс, що впливають на плавність роботи передачі.

2. Результати експериментальних досліджень підтвердили результати теоретичних досліджень, що дозволило отримати спрощену залежність для визначення динамічних коефіцієнтів. Максимальні значення відносних похибок для коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} , визначених за запропонованою залежністю, відносно значень визначених за залежностями згідно ГОСТ 21354-87, коливалися в межах 9...10,1%.

3. Результати експериментальних досліджень на випробувальному стенді із замкненим силовим потоком дозволили рекомендувати залежність (13) для визначення динамічних коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} .

Список літератури: 1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. *А.Г. Косиловой и Р.К. Мецержякова*. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 656с. 2. *Гулида Э.Н.* О чистоте боковых поверхностей круговинтовых зубьев, нарезанных червячными фрезами // Сб. Локомотивостроение, технология машиностроения и литейного производства. – Львов: Изд-во ЛГУ, 1964. – С.58-64. 3. *Тайц Б.А.* Точность и контроль зубчатых колес. – М.: Машиностроение, 1972. – 368с. 4. *Соколовский М.В., Кауров В.В.* Производство цилиндрических редукторов общего назначения. – М.: Машгиз, 1983. – 172с. 5. *Васильева О.Е.* Динамічна та математична моделі для циліндричних зубчастих передач з урахуванням дії навантажень // Вісник СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія – Севастополь, 2010. – №110. – С.79-84. 6. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления (расчет на прочность). – М.: Издательство стандартов, 1988. – 127с. 7. Определение показателей надежности цилиндрических зубчатых передач методом ускоренных испытаний. – М.: ЭНИМАШ, 1989. – 96с. 8. *Гащук П.М.* Лінійні динамічні системи і лінійні диференціальні рівняння. – Львів: Українські технології, 2002. – 608с. 9. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические (допуски). – М.: Издательство стандартов, 1985. – 65с.

Надійшла до редколегії 30.04.11

УДК 621.833

В.М. ВЛАСЕНКО, к.т.н., голова ТК-47 "Механічні приводи", ген. директор
АТЗТ "НДІ "Редуктор", м. Київ
В.М. ФЕЙ, гол. інженер АТЗТ "НДІ "Редуктор"

ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО РЕДУКТОРІВ ЗУБЧАСТИХ ВИСОКОШВИДКІСНИХ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

У статті представлені технічні вимоги до редукторів зубчастим високошвидкісним спеціального призначення.

В статье представлены технические требования к редукторам зубчатым высокоскоростным специального назначения.

The paper presents specifications for high-speed gear reducers of special purpose.

Згідно з директивою про розробку технічних регламентів в технічному комітеті зі стандартизації ТК 47 "Механічні приводи" ведеться системна робота по створенню, силами спеціалістів АТЗТ "НДІ "Редуктор", спеціалізованої нормативної бази державних та гармонізованих з міжнародними стандартами типу загальних технічних вимог [1-4]. Зважаючи на різке підвищення цін на газ та нафту, видобуваюча промисловість веде активні роботи по зниженню витрат на технологічне обладнання. Вагому частину в вартості цього обладнання складають редуктори зубчасті високошвидкісні спеціального призначення для газової та нафтової промисловості. З 2009 р. в АТЗТ "НДІ "Редуктор" ведуться роботи по розробці гармонізованого стандарту [5].