

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІЦНЮВАЧА НА СИЛУ ДЕФОРМУВАННЯ ПРИ ЗМІЦНЕННІ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ЗАГАРТОВАНИМИ КУЛЬКАМИ

О.Д. Клименко, Е.Л. Селезньов, В.С. Пуць
Луцький національний технічний університет

Розглянута методика проведення і обробка результатів експериментального дослідження щодо визначення впливу конструктивних параметрів зміцнювача на силу деформування при зміцненні зубчастих коліс загартованими кульками при вібраційно-відцентровій обробці.

Ключові слова: *зубчасте колесо, вібрація, експеримент, загартовані кульки, сила деформування.*

Постановка проблеми. В основу поверхневого зміцнення деталей форми тіл обертання вібраційно-відцентровою обробкою, яка, в свою чергу, є базовою для методу вібраційно-відцентрового зміцнення зубчастих коліс, закладено відоме фізичне явище “вібраційного підтримування обкочувального руху тіла при гармонійних коливаннях його осі” [1]. Сила і енергія деформування є основними енергетичними критеріями, які регламентують рівень показників якості зміцнення матеріалу. Разом із продуктивністю процесу останні обумовлюють сферу доцільного застосування тих чи інших різновидів зміцнювальних обробок поверхневим пластичним деформуванням (ППД). Власне потреба у забезпеченні значних рівнів сили та енергії деформування і обумовила свого часу появу динамічних методів ППД, які, на відміну від статичних, володіють значно вищими енергетичними можливостями.

Проведення усесторонніх теоретично-експериментальних досліджень в даному питанні є актуальною науковою задачею підвищення надійності силових зубчастих передач.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розроблено ряд методик визначення сили деформування в процесі ППД, в тому числі і для методів із високими швидкостями відносних переміщень деформуючих тіл та зміцнюваних деталей.

Традиційно силу удару в процесі ротаційного зміцнювального оброблювання визначають як відцентрову силу, що діє на деформуючі тіла (кульки) при обертанні сепаратора, в якому вони розміщені. Однак, ототожнення зусилля, що діє на деформуюче тіло в процесі зміцнення, із відцентровою силою є хибним, оскільки в момент контакту деформуючого тіла із оброблюваною поверхнею відбувається миттєва зміна його швидкості, яка супроводжується появою значно більших за абсолютною величиною відцентрових інерційних сил [2].

П.І. Ящеріциним для визначення сили взаємодії зміцнювального інструменту та оброблюваної поверхні тіла обертання розроблена теорія косою (тангенціальною) удару сферичного індентора та циліндричної поверхні [3].

Метою роботи є експериментальне визначення впливу конструктивних параметрів зміцнювача на силу деформування при вібраційно-відцентровому зміцненні зубчастих коліс з використанням загартованих кульок, оскільки характерною відмінною рисою вібраційно-відцентрового зміцнення зубчастих коліс силових передач є підвищений, порівняно із традиційними методами ППД, рівень енергії деформування.

Основні результати дослідження. При експериментальному визначенні впливу динамічних параметрів вібраційно-відцентрового зміцнення зубчастих коліс на силу деформування матеріалу бокової поверхні зуба застосовували метод електротезометрування із осцилографічною реєстрацією вимірюваних величин. У якості перетворювачів механічних впливів у електричні сигнали були використані давачі електроопору. Давачі монтувалися за схемою мостика Уінстона, при чому робочі тензодавачі приклеювались на спеціальні, завчасно протаровані, чутливі елементи. Такий чутливий елемент з приклеєними до нього давачами опору являє собою тензомер – для вимірювання залишкових напружень, сил, переміщень чи швидкостей – в залежності від його призначення. Доволі слабкий електричний сигнал, що видається давачем при його деформації (порядку 0,001 вольт), подається на електронний підсилювач і після відповідного підсилення на магнітоелектричний осцилограф. Блок-схема тензовимірної апаратури для експериментального дослідження сили деформування (рис. 1) матеріалу зубів зміцнюваних зубчастих коліс включає наступні блоки:

I. Стабілізатор напруги із випрямлячем змінного струму. II. Тензоміст із робочим давачем на чутливому елементі. III. Електронний шестиканальний підсилювач із генератором несучої частоти

живлення тензомоста. IV. Шлейфовий осцилограф МПО-2.

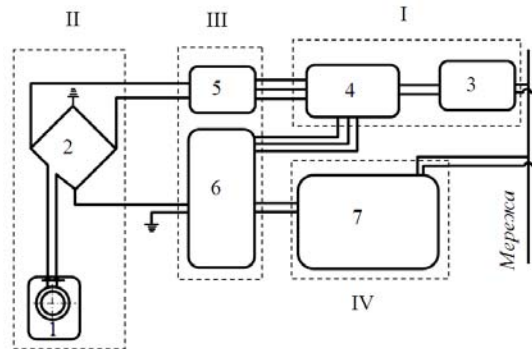


Рис. 1. Блок схема тензовимірної апаратури для експериментального дослідження сили деформування: 1 – фрагмент зубчастого колеса із наклеєними на балочку робочими давачами; 2 – місток опору (тензомісток); 3 – ферорезонансний стабілізатор мережі; 4 – випрямляч; 5 – генератор задаючої частоти; 6 – електронний підсилювач; 7 – магнітно-електричний осцилограф.

При дослідженні впливу динамічних параметрів ВВЗК на величину сили деформування матеріалу зуба зміцнюваного зубчастого колеса у спеціальну оправку, що імітувала оброблювану деталь, закріплювали фрагменти зубчастого профілю із однією, чи декількома впадинами зубів.

Схема вимірювання сили деформування у впадині зуба при зміцненні сталевими загартованими кульками зображена на рис 2.

Фрагмент зубчастого колеса 1 із завчасно просвердленим спеціальним отвором під проміжний стержень 3 фіксується в колесі-матриці 2. В отвір встановлюється проміжний стержень 3, який базується в ньому своєю кінцевою поверхнею. Верхній торець стержня 3 розміщений у площині ніжки зміцнюваних зубів, заокруглений, нижній - впирається в жорстко закріплену всередині колеса-матриці тензочутливу завчасно протаровану балочку 6.

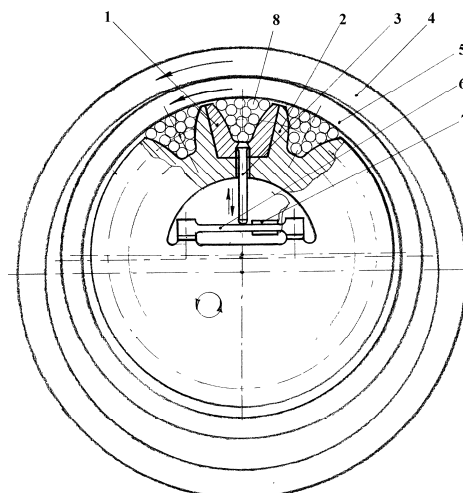


Рис. 2. Схема вимірювання сили деформування у впадині зуба в процесі зміцнення сталевими загартованими кульками

До тензочутливої балочки приклеєні зі сторони стиснутих і розтягнутих волокон по давачу опору, як зображено на рис. 2, або прикріплено вібродавач. В процесі зміцнювального оброблювання обкатники 4 і 5, обкочуючись по виступаючих за впадини зубів деформуючих кульках 8 ущільнюють їх і передають через них жорсткий удар боковій поверхні зубів, поверхням радіусних переходів у ніжку зуба, поверхні впадини. Через кульки 8 удар передається і на верхній торець проміжного стержня 3, внаслідок чого він переміщується вздовж осі отвору. Переміщення стержня 3 передається тензочутливій балочці 6, яка при цьому прогинається. Прогин тензочутливої балочки 6, що пропорційний переміщенням проміжного стержня 3 і обумовлюючої їх сили деформування фіксується у виді електричного сигналу закріпленими на балочці давачами

опору 7 або вібродавачем. Сигнали реєструються записуючою апаратурою і їх обробка дозволяє визначити реальні значення сили деформування.

Умови експерименту:

1. Зміцнювальну обробку проводили на циліндричному зубчастому колесі із кількістю зубців $Z = 27$, нормальному модулі $m_n = 5$ мм, виготовленому зі сталі 40Х.
2. Чистота бокової поверхні зубців після зубошліфування становила $R_a = 1,25 \div 2,5$ мкм.
3. В якості деформуючих тіл використано сталеві загартовані кульки зі сталі ШХ-15.
4. Для порівняння результатів обробку проводили в умовах змащування оливою „Славол” М-3042у із видатком $1 \div 1,5$ мл/с на окрему впадину зуба та без змащення.
5. Заміри сили деформування здійснювали використовуючи комплект контрольно-вимірної апаратури із вібродавачем.
6. Силу деформування вимірювали на днищі впадини зуба, в радіусному переході ніжки, на ділянках діляльного кола та на поверхні головки зуба.

Дані експериментального дослідження наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Дані експериментального дослідження

№	Числові значення факторів-конструктивних параметрів зміцнювача			Значення функції відгуку – сили деформування P , Н					
	Маса обкатника M , кг	Ексцентриситет ε , мм	Частота коливань приводу f , Гц	На поверхні головки зуба		На ділянці діляльного кола		В радіусному переході у ніжку зуба	
				Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6
1	3	20	17	388	364	413	437	485	509
2	8	20	17	1035	971	1101	1165	1295	1359
3	5,5	12,5	17	445	417	473	500	556	584
4	5,5	5	50	1540	1443	1636	1733	1925	2021
5	3	5	17	97	91	103	109	121	127
6	8	12,5	33,5	2513	2357	2671	2828	3142	3299
7	8	5	17	259	243	275	291	323	339
8	3	12,5	50	2100	1969	2231	2363	2625	2756
9	8	20	50	8960	8400	9520	10080	11200	11760
10	5,5	20	33,5	2765	2592	2938	3111	3457	3629

1. Вибір емпіричної залежності.

Емпіричну залежність вибираємо у вигляді ступеневої залежності

$$P = C \cdot M^f \cdot \varepsilon^m \cdot f^k \quad (1)$$

2. Вигляд лінеаризованого рівняння та кодування змінних.

Після проведення лінеаризації рівняння розраховується модель вигляду

$$Y = b_0 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 \quad (2)$$

Рівні зміни керованих факторів, їх кодування та формули зв'язку між кодованими значеннями та дійсними їх аналогами, а також результати розрахунків наведені в таблиці 2.

Таблиця 2.

Результати перетворення натуральних незалежних факторів в кодові безрозмірні змінні

Маса обкатника M , кг	$\lg M$	X_1	Форма зв'язку
max. 8 кг	0,903	+1	4,694 · $\lg M$ – 3,239
середнє 5,5 кг	0,74	0	
min. 3 кг	0,477	-1	
Ексцентриситет обкатника ε , мм	$\lg \varepsilon$	X_2	Форма зв'язку
max. 20 мм	1,301	+1	3,322 · $\lg \varepsilon$ – 3,322
середнє 12,5 мм	1,097	0	
min. 5 мм	0,699	-1	
Частота коливань приводу f , Гц	$\lg f$	X_3	Форма зв'язку
max. 50 Гц	1,699	+1	4,264 · $\lg f$ – 6,245
середнє 33,5 Гц	1,525	0	
min. 17 Гц	1,23	-1	

Оптимізаційний експеримент реалізовано за насиченим трирівневим несиметричним планом. Ефективність плану за критерієм оптимальності: $e_d = 0,929$, $e_A = 0,844$, $e_E = 0,624$, $e_Q = 0,606$. Число дослідів за планом експериментів – $N = 10$. Максимальне значення модуля кореляції оцінок параметрів $|\rho| = 0,51$.

Перетворення натуральних незалежних факторів в кодові безрозмірні змінні здійснюємо за допомогою залежності

$$X_i = \frac{2 \cdot (\lg X'_s - \lg X'_{s\max})}{\lg X'_{s\max} - \lg X'_{s\min}} + 1,$$

де X_i – відповідні натуральні змінні.

3. Матриця експерименту та його реалізація (таблиця 3).

Таблиця 3.

Матриця експерименту (для сили в радіусному переході у ніжку зуба)

№	M		ε		f		Результати дослідів				Y	lgY
	код		код		код		Y ₁	lgY ₁	Y ₂	lgY ₂		
1	-1	3	1	20	-1	17	485	2,686	509	2,707	498	2,697
2	1	8	1	20	-1	17	1295	3,112	1359	3,133	1327	3,123
3	0	5,5	0	12,5	-1	17	556	2,745	584	2,767	570	2,757
4	0	5,5	-1	5	1	50	1925	3,284	2021	3,305	1973	3,295
5	-1	3	-1	5	-1	17	121	2,084	127	2,105	124	2,095
6	1	8	0	12,5	0	33,5	3142	3,497	3299	3,518	3221	3,508
7	1	8	-1	5	-1	17	323	2,510	339	2,531	332	2,520
8	-1	3	0	12,5	1	50	2625	3,419	2756	3,440	2691	3,430
9	1	8	1	20	1	50	11200	4,049	11760	4,070	11480	4,059
10	0	5,5	1	20	0	33,5	3457	3,714	3629	3,559	4407	3,644

4. Перевірка однорідності дисперсій.

Для перевірки однорідності дисперсій та можливості застосування стандартних процедур та критеріїв, базованих на нормальному законі розподілу масиву експериментальних даних, використано критерій Кохрена при кількості дублів в усіх точках плану $m = 2$, рівні довірчої надійності $Q = 0,95$ та ступенях вільності $f_1 = 1$, $f_2 = 10$. Дані перевірки зведено у таблицю 4.

Таблиця 4.

Ступені вільності

$\sum S_i^2 \times 10^{-4}$	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,24	2,245	0,1	0,602
-----------------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	------	-------	-----	-------

Принцип однорідності зберігається, бо $G_p < G_m$, похибка експерименту становить $S_e^2 = 2,245 \cdot 10^{-4}$.

5. Підрахунок коефіцієнтів рівняння регресії.

Коефіцієнти приведенного до вигляду (2) рівняння регресії розраховуються для планів загального типу за виразом

$$\bar{B} = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot (X^T \cdot L),$$

де X – матриця плану експерименту; L – матриця десяткових логарифмів середніх значень функції відгуку.

Маємо: $b_0 = 3,345$; $b_{11} = -0,05$; $b_{22} = -0,097$; $b_{33} = -0,121$; $b_1 = 0,213$; $b_2 = 0,301$; $b_3 = 0,469$; $b_{12} = 0$; $b_{13} = 0$; $b_{23} = 0$.

Вигляд рівняння регресії з врахуванням визначених значень коефіцієнтів b :

$$Y = 3,345 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3. \quad (3)$$

6. Дисперсія коефіцієнтів моделі.

Дисперсію коефіцієнтів моделі розраховуємо за формулою

$$S^2 b_i = Q_i \cdot S_e^2,$$

де Q_i – діагональні елементи коваріаційної матриці $(X^T \cdot X)^{-1}$.

Дані обрахунку дисперсії зведені в таблицю 5.

Таблиця 5.

Дисперсія коефіцієнтів моделі

$S^2\{b_i\}$	$S^2\{b_0\}$	$S^2\{b_1\}$	$S^2\{b_2\}$	$S^2\{b_3\}$	$S^2\{b_{11}\}$	$S^2\{b_{22}\}$	$S^2\{b_{33}\}$	$S^2\{b_{12}\}$	$S^2\{b_{13}\}$	$S^2\{b_{23}\}$
Q_i	0,797	0,604	0,604	0,859	0,214	0,214	0,146	0,25	0,255	0,255
$S^2\{b_i\} \times 10^{-4}$	1,79	1,355	1,355	1,93	0,48	0,48	0,33	0,561	0,57	0,57

При $\alpha = 0,05$, $f = N(m-1) = 10$, $t_T = 2,228$ половина довжини довірчого інтервалу буде $\Delta b_i = 4,837 \cdot 10^{-3}$. Коефіцієнт вважається значимим, якщо $b_i > \Delta b_i$. Значимі коефіцієнти рівняння – всі.

7. Перевірка адекватності розрахованої моделі.

Перевірку адекватності проводимо за критерієм Фішера при $\alpha = 0,05$, $f_{ад.} = N-k-1 = 6$, $F_T = 3,22$.

Дані для перевірки адекватності зводимо в таблицю 6.

Таблиця 6.

Адекватність розрахованої моделі

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Σ
\bar{y}	2,697	3,123	2,757	3,295	2,095	3,508	2,520	3,430	4,059	3,644	31,128
\bar{y}	2,696	3,122	2,755	3,295	2,094	3,508	2,52	3,43	4,06	3,649	31,129
$(\bar{y} - \bar{y})$	10^{-6}	10^{-6}	$2 \cdot 10^{-6}$	0	10^{-6}	0	0	0	10^{-6}	$5 \cdot 10^{-6}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$
$(y_i - \bar{y})^2 \cdot 10^{-4}$	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,24	2,245

У таблиці \bar{y} - значення десяткових логарифмів функції відгуку (середнє); \bar{y} - значення, отримані за складеним рівнянням (3).

Розрахунковий критерій Фішера

$$F_p = \frac{1,1 \cdot 10^{-5}}{2,245 \cdot 10^{-4}} = 0,04899 \leq F_T.$$

Отже, наша модель адекватно описує експеримент.

8. Визначення множинного коефіцієнта кореляції.

Дані для обрахунку множинного коефіцієнта кореляції зводимо в таблицю 7.

Таблиця 7.

Дані для обрахунку множинного коефіцієнта кореляції

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Σ
$(y_i - \bar{y})^2$	0,173	0,0001	0,127	0,033	1,035	0,156	0,35	0,101	0,895	0,282	3,152
$(\bar{y} - \bar{y}_i)^2$	10^{-6}	10^{-6}	$2 \cdot 10^{-6}$	0	10^{-6}	0	0	0	10^{-6}	$5 \cdot 10^{-6}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$
$(y_{im} - \bar{y}_i)^2 \cdot 10^{-4}$	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,24	2,245

Множинний коефіцієнт кореляції

$$\rho = \sqrt{1 - \frac{1,1 \cdot 10^{-5}}{3,152}} = 0,9999.$$

Коефіцієнт множинної кореляції прямує до 1, отже, наше рівняння точно описує експеримент.

9. Кінцеве рівняння.

Виведене рівняння для обрахунку сили має вигляд

$$P = 10^Y,$$

де:

- для сили в радіусному переході у ніжку зуба

$$Y = 3,345 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3,$$

- для сили на ділянці ділильного кола

$$Y = 3,277 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3,$$
- для сили на поверхні головки зуба

$$Y = 3,224 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3,$$

$$X_1 = -1 + (M - 3) \cdot \frac{2}{5}; \quad X_2 = -1 + (\varepsilon - 5) \cdot \frac{2}{15}; \quad X_3 = -1 + (f - 17) \cdot \frac{2}{33}.$$

Значення X_i отримані з залежності

$$X_i = -1 + (x_i - x_{i\min}) \cdot \frac{2}{\Delta x_i}.$$

Висновки. Використовуючи методику тензометричних досліджень експериментально встановлено залежність сили деформування матеріалу бокової поверхні зубів в процесі вібраційно-відцентрового зміцнення від конструктивних параметрів обкатника, причому підтверджено, що маса і ексцентриситет обкатника прямо пропорційно впливають на силу деформування, збільшуючи її при своєму нарощенні, а частота коливань привідного тіла - зміцнюваного зубчастого колеса - у квадратичній залежності.

1. Афтаназів І.С. Підвищення довговічності деталей машин вібраційно-відцентровою зміцнювальною обробкою: Автореф. дис... док. техн. наук. – Київ, 1995. – 32 с.
2. Олейник Н.В., Кычин В.П., Луговской В.П. Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин. – К.: Техника, 1984. – 151 с.
3. Ящерицын П.И. Основы технологии механической обработки и сборки в машиностроении. – Минск, Вышейш. школа, 1974. – 608 с.

Клименко А.Д., Селезнев Э.Л., Пуць В.С.. Экспериментальные исследования влияния конструктивных параметров упрочнителя на силу деформирования при упрочнении зубчатых колес закаленными шариками. Рассмотрена методика проведения и обработка результатов экспериментального исследования по определению влияния конструктивных параметров упрочнителя на силу деформирования при упрочнении зубчатых колес закаленными шариками при вибрационно-центробежной обработке.

Ключевые слова: зубчатое колесо, вибрация, эксперимент, закаленные шарики, сила деформирования.

Klimenko A., Seleznev E., Puts. V. Experimental study of design parameters for effective strain strengthener for hardening gears hardened balls Theoretical investigation of vibration-centrifugal process of strengthening gears, experience, industrial centrifugal vibration- reinforcing process and other similar firming technology, the circle of the main technological parameters of the dynamic process of strengthening, which include, including the power of deformation. Adjusting these parameters in the process of strengthening the operation creates the preconditions quality technological support predefined physical and mechanical properties of dental materials capable of satisfy certain specific operating conditions of the gear.

Regarding power transmission gears, which are usually made of high quality steel middle and high hardness, specific strengthening operations is the need for an organic combination of high values of contact stress deformation, to enhance the strength of the contact material in terms of significant dynamic operating loads with providing minor roughness and microrelief appropriate capable minimize material wear side surfaces of the teeth in their mutual friction.

In the process of strengthening the surface plastic deformation of both static and dynamic performance main parameter that determines the degree of hardening, thick hardened layer material and its stress state is the contact stresses developed in the material machined workpiece surface at point of contact with it deforming elements. Contact stress along with the physical and mechanical properties of the material, are governed by specific terms, ie per unit area, the deformation energy, duration of supply and the ability of the material to its perception. In turn, the specific energy of deformation is caused by the deformation force, the magnitude of which is the main characteristic of a strengthening method determines the appropriate scope of its application. This highlights the need for thorough experimental study of the influence of the main technological parameters of vibration-centrifugal strengthening gears indirect reliability gears.

This paper describes methods of handling and experimental studies to determine the effect of design parameters strengthener on the deformation strength in a centrifugal vibration- enhancing gears using hardened balls.

Keywords: gear, the vibration experiment, hardened balls deforming force.

Стаття надійшла в редакцію 14.05.2014 р.