

УДК 621.9.048.6

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

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ
ПАРАМЕТРІВ ЗМІЦНЮВАЧА З ДЕФОРМІВНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ НА СИЛУ
ДЕФОРМУВАННЯ ПРИ ВІБРАЦІЙНО-ВІДЦЕНТРОВОМУ ЗМІЦНЕННІ ЗУБЧАСТИХ
КОЛІС**

Розглянута методика проведення і обробка результатів експериментального дослідження щодо визначення впливу конструктивних параметрів зміцнювача з деформівними елементами на силу деформування при вібраційно-відцентровому зміцненні зубчастих коліс.

Ключові слова: надійність, зубчасте колесо, вібрація, експеримент, технологічні параметри.

Табл. 7. Рис.1. Літ. 1.

А.Д.Клименко, Э.Л.Селезнев, А.В.Шовкомуд

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ УПРОЧНИТЕЛЯ С ДЕФОРМИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ НА СИЛУ
ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПРИ ВИБРАЦИОННО-ЦЕНТРОБЕЖНОМ УПРОЧНЕНИИ
ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Рассмотрена методика проведения и обработка результатов экспериментального исследования по определению влияния конструктивных параметров упрочнителя с деформирующими элементами на силу деформирования при вибрационно-центробежном упрочнении зубчатых колес.

Ключевые слова: надежность, зубчатое колесо, вибрация, эксперимент, технологические параметры.

A.Klimenko, E.Seleznev, A.Shovkomud

**EXPERIMENTAL STUDY OF DESIGN PARAMETERS REINFORCERS WITH
DEFORMABLE ELEMENT TO THE FORCE-DEFORMATION IN VIBRATING
CENTRIFUGAL HARDENING GEARS**

Specificity with respect hardening operation force transmission gears there is a need in an organic combination of high contact stress values deformation to enhance the strength of the contact material under conditions of considerable dynamic operating loads, ensuring a low surface roughness and the corresponding microrelief capable of minimizing the wear of side surfaces of the teeth at their mutual friction. As the findings of theoretical research vibration - centrifugal hardening gears, the energy of deformation of the material of the side surfaces of the teeth, and therefore the strength of the deformation caused by the kinetic energy of motion of the active element, and the rate of deformation is given energy input frequency obkатыvaniya active element is the oscillation frequency of the drive body, ie machined gear. The strength of the material deformation of the tooth side surface in turn, is directly related to the mass obkatnika its eccentricity and the angular frequency of the driving body. Along with the main technological parameters of the process of strengthening the power transmission gears there are a number of secondary factors, which in varying degrees, affect the quality of hardening. As a rule, they mainly affect the quality, geometry and microtopography surface finish and cause the so-called conditions of reinforcing process. These include, above all, the presence and properties of lubricant applied - cooling and surfactants, and the temperature processing mode. The influence of these factors on the quality of secondary hardening during centrifugal vibration hardening their similar manifestations in other sufficiently studied traditional reinforcement technologies. In-depth theoretical and experimental studies in this issue is an important scientific task force to improve reliability of gears. The article describes the methods of operation and handling of the pilot study to determine the effect of design parameters with hardener deforming force elements to deformation under centrifugal vibration- hardening gears.

Keywords: reliability, gear, vibration, experiment, process variables, technological parameters.

Постановка проблеми. Основним резервом підвищення надійності зубчастих коліс, особливо силових передач, залишається група оздоблювально-викінчувальних операцій, до числа яких слід віднести і обробку поверхневим пластичним деформуванням, зокрема вібраційно-відцентрову зміцнювальну обробку (ВВЗО). Саме тут криються найбільші можливості у покращенні якості, а отже, і надійності зубчастих коліс, до того ж в поєднанні із здешевленням їх виготовлення. Проведення усесторонніх теоретично-експериментальних досліджень в даному питанні є актуальною науковою задачею підвищення надійності силових зубчастих передач.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретичними дослідженнями процесу вібраційно-відцентрового зміцнення зубчастих коліс, досвідом промислового використання ВВЗО та інших схожих зміцнювальних технологій окреслено коло основних технологічних параметрів динамічного зміцнювального процесу, до яких належать сила деформування, площа контакту оброблюваної поверхні із деформівними тілами, тривалість та умови здійснення зміцнювальної

©О.Д.Клименко, Е.Л.Селезньов, О.В. Шовкомуд

операції [1]. Регулювання цих параметрів в процесі здійснення зміцнювальної операції створює передумови якісного технологічного забезпечення наперед заданих фізико-механічних властивостей матеріалу зубів, спроможних вдовільнити певні конкретні умови експлуатації зубчастої передачі.

Це висуває потребу у ґрунтовному експериментальному дослідженні впливу основних технологічних параметрів процесу ВВЗО, в тому числі сили деформування, на непрямі показники надійності зубчастих коліс.

Метою дослідження є експериментальне визначення впливу конструктивних параметрів зміцнювача з деформівними елементами на силу деформування при вібраційно-відцентровому зміцненні зубчастих коліс.

Основні результати дослідження. На рис. 1 зображена схема вимірювання сили деформування на ділянці ділительного кола зміцнюваних зубів.

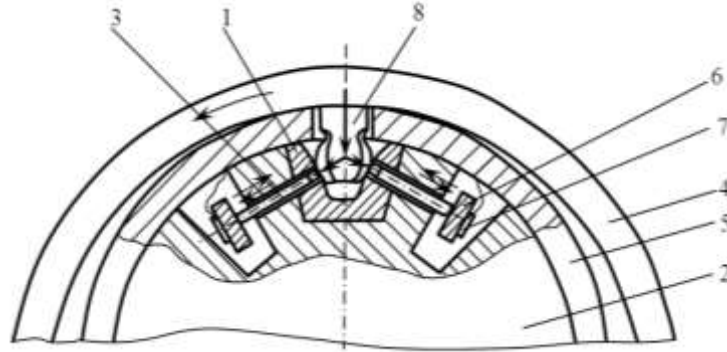


Рис. 1. Схема вимірювання сили деформування на ділянці ділительного кола в процесі ВВЗО деформівними елементами

Фрагмент зубчастого колеса 1 із завчасно просвердленим спеціальним отвором під проміжний стержень 3 фіксують в колесі-матриці 2. В даному випадку проміжний стержень 3 розташований по нормалі до ділянки бокової поверхні зуба, на фрагменті якої визначається сила деформування, а тензочутлива балочка 6 розміщена паралельно твірній боковій поверхні зуба. Для проведення експериментальних досліджень використовується підпружинений деформівний елемент 8, розміщений у сепараторі 5. При набіганні на нього обкатника 4 деформівний елемент 8 переміщується в радіальному напрямку до моменту жорсткого удару із зміцнюваною боковою поверхнею зубців та розміщених на ній торців проміжних стержнів 3. 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. Деформівні елементи виготовлено із високолегованої сталі 40ХН2МА, загартованої до твердості HRC 55÷58. Чистота деформівної ділянки поверхні деформівних елементів після шліфування і полірування становила $R_a = 0,25 \div 0,63$ мкм.

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 ділительного кола та на поверхні головки зуба.

Дані експериментального дослідження наведені в таблиці 1.

1. Вибір емпіричної залежності.

Емпіричну залежність вибираємо у вигляді ступеневої залежності

$$P = CM^z \varepsilon^m f^k . \quad (1)$$

2. Вигляд лінеаризованого рівняння та кодування змінних.

Після проведення лінеаризації рівняння розраховується модель вигляду

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

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 коливаний приводу f, Гц	В радіусному переході у ніжку зуба		На ділянці ділильного кола		На поверхні головки зуба	
				Y ₁	Y ₂	Y ₃	Y ₄	Y ₅	Y ₆
1	3	20	17	728	659	520	451	624	555
2	8	20	17	1942	1757	1387	1202	1665	1480
3	5,5	12,5	17	834	755	596	517	715	636
4	5,5	5	50	2887	2612	2063	1787	2475	2200
5	3	5	17	182	165	130	113	156	139
6	8	12,5	33,5	4713	4265	3367	2918	4040	3591
7	8	5	17	485	439	347	300	416	370
8	3	12,5	50	3937	3563	2813	2437	3375	3000
9	8	20	50	16800	15200	12000	10400	14400	12800
10	5,5	20	33,5	5185	4691	3703	3210	4444	3950

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

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

Таблиця 2.

Рівні зміни керованих факторів, їх кодування та формули зв'язку між кодованими значеннями та дійсними їх аналогами

Маса обкатника M, кг	lg M	X ₁	Форма зв'язку
max. 8 кг	0,903	+1	4,694·lgM – 3,239
середнє 5,5 кг	0,74	0	
min. 3 кг	0,477	-1	
Ексцентриситет обкатника ε, мм	lg ε	X ₂	Форма зв'язку
max. 20 мм	1,301	+1	3,322·lgε – 3,322
середнє 12,5 мм	1,097	0	
min. 5 мм	0,699	-1	
Частота коливаний приводу f, Гц	lg f	X ₃	Форма зв'язку
max. 50 Гц	1,699	+1	4,264·lgf – 6,245
середнє 33,5 Гц	1,525	0	
min. 17 Гц	1,23	-1	

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 плану та його реалізація (таблиця 3).

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 3.

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

№	M		ε		f		Результати дослідів				Y	lgY
	код	знач.	код	знач.	код	знач.	Y ₁	lgY ₁	Y ₂	lgY ₂		
1	-1	3	1	20	-1	17	728	2,862	659	2,818	693,5	2,841
2	1	8	1	20	-1	17	1942	3,288	1757	3,245	1850	3,267
3	0	5,5	0	12,5	-1	17	834	2,921	755	2,878	794,5	2,900
4	0	5,5	-1	5	1	50	2887	3,460	2613	3,417	2750	3,439
5	-1	3	-1	5	-1	17	182	2,260	165	2,217	173,5	2,239
6	1	8	0	12,5	0	33,5	4713	3,673	4265	3,629	4489	3,652
7	1	8	-1	5	-1	17	485,5	2,686	439	2,643	462,5	2,665
8	-1	3	0	12,5	1	50	3937,5	3,595	3563	3,552	3750	3,574
9	1	8	1	20	1	50	16800	4,225	15200	4,182	16000	4,204
10	0	5,5	1	20	0	33,5	5185	3,715	4691	3,671	4938	3,693

Таблиця 4.

Ступені вільності

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	$\sum S_i^2$	G_p	G_T
$S_i^2 \cdot 10^{-4}$	9,35	9,46	9,35	9,45	9,07	9,26	9,37	9,4	9,45	9,46	9,36	0,101	0,602

Принцип однорідності зберігається, бо $G_p < G_m$, похибка експерименту становить $S_e^2 = 9,36 \cdot 10^{-4}$.

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 (таблиця 2); L – матриця десяткових логарифмів середніх значень функції відгуку.

Маємо: $b_0 = 3,489$; $b_{11} = -0,05$; $b_{22} = -0,097$; $b_{33} = -0,121$; $b_1 = 0,213$; $b_2 = 0,301$; $b_3 = 0,469$; $b_{12} = 0$; $b_{13} = 0$; $b_{23} = 0$.

Вигляд рівняння регресії з врахуванням визначених значень коефіцієнтів b :

$$Y = 3,489 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3 \quad (3)$$

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 зводимо 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
$S^2 \{b_i\} \cdot 10^{-4}$	7,45	5,71	5,65	8,12	1,94	1,98	1,37	2,35	2,41	2,41

При $\alpha = 0,05$, $f = N(m-1) = 10$, $t_T = 2,228$ половина довжини довірчого інтервалу буде $\Delta b_i = 9,9 \cdot 10^{-3}$. 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 $\alpha = 0,05$, $f_{ад.} = N - k - 1 = 6$. Дані для перевірки адекватності зводимо в таблицю 6. У таблиці \bar{y} - значення десяткових логарифмів функції відгуку (середне); \hat{y} - значення, отримані за складеним рівнянням (3).

Розрахунковий критерій Фішера

$$F_p = \frac{5 \cdot 10^{-6}}{9,36 \cdot 10^{-4}} = 0,0053 \leq F_T; F_T = 3,22.$$

Отже, наведена модель адекватно описує експеримент.

Таблиця 6.

Адекватність розрахованої моделі

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Σ
\bar{y}	2,841	3,267	2,900	3,439	2,239	3,652	2,665	3,574	4,204	3,693	32,474
\hat{y}	2,84	3,266	2,899	3,439	2,238	3,652	2,664	3,574	4,204	3,693	32,469
$(\bar{y} - \hat{y})$	10^{-6}	10^{-6}	10^{-6}	0	10^{-6}	0	10^{-6}	0	0	0	$5 \cdot 10^{-6}$
$(y_i - \bar{y})^2 \cdot 10^{-4}$	9,35	9,46	9,35	9,45	9,07	9,26	9,37	9,4	9,45	9,46	$9,36 \cdot 10^{-4}$

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
$(y_i - \bar{y})^2$	0,1652	$3,8 \cdot 10^{-4}$	0,121	0,037	1,02	0,164	0,339	0,107	0,915	0,198	3,067
$(\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2$	10^{-6}	10^{-6}	10^{-6}	0	10^{-6}	0	10^{-6}	0	0	0	$5 \cdot 10^{-6}$
$(y_{im} - \bar{y}_i)^2 \cdot 10^{-4}$	9,35	9,46	9,35	9,45	9,07	9,26	9,37	9,4	9,45	9,46	$9,36 \cdot 10^{-4}$

Множинний коефіцієнт кореляції

$$\rho = \sqrt{1 - \frac{5 \cdot 10^{-6}}{3,067}} = 0,9999.$$

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:

$$Y = 3,489 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 + 0,301X_2 + 0,469X_3,$$

- для сили на ділянці ділильного кола:

$$Y = 3,335 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 + 0,301X_2 + 0,469X_3,$$

- для сили на поверхні головки зуба:

$$Y = 3,419 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 + 0,301X_2 + 0,469X_3,$$

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

Значення X_i отримані з залежності:

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

Висновки. В процесах зміцнення поверхневим пластичним деформуванням як статичної, так і динамічної дії основним параметром, що обумовлює ступінь зміцнення, товщину зміцненого шару матеріалу та його напружений стан є контактні напруження, що розвиваються в матеріалі оброблюваної поверхні деталі в момент контакту з нею деформівних елементів. Як свідчать дані експериментального дослідження вібраційно-відцентрового зміцнення зубчастих коліс енергія деформування матеріалу бокових поверхонь зубів, а відповідно і сила деформування, обумовлені кінетичною енергією руху обкатного елемента, а швидкість підведення енергії деформування задається частотою обкочування обкатного елемента, яка рівна частоті коливань привідного тіла, тобто оброблюваного зубчастого колеса.

1. Афтаназив И.С., Берник П.С., Сивак Р.И., Клименко А.Д. Вибрационно-центробежная упрочняющая обработка деталей машин. – Винница: ВДАУ, 2002. – 235 с.

Стаття надійшла до редакції 16.04.2014

©О.Д.Клименко, Е.Л.Селезньов, О.В. Шовкомуд