

О. Попов

Професор, д-р техн. наук

Ю. Кіпрєєв

Професор, канд. техн. наук

О. Савенков

Аспірант

Національний університет
кораблебудування
імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв

УДК 621.833

ЗУБЧАСТА ПЕРЕДАЧА З РІВНОМІЦНИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ ЗУБІВ ЗА КОНТАКТНИМИ НАПРУЖЕННЯМИ

*Діафрагма еліпсоїда замінаюча поперічний збав-аподе і дбааа-с і діодієліт і іаеб³еіааєі є
сбааі є. І одєі аіт д'аіуііу еііоаеодієо іаідоааіу³ дісі³а а³еуієє ааотді ао³.
Апоаііаеаіт аєпїєо іаааіоааеаеуііо сбааот³ноу діс³аеуіооті; сба-апоі; і дбааа-³.*

зуб, модифікація, модель, контакт, напруження, навантаження

Підвищення навантажувальної здатності, терміну служби, зниження масогабаритних показників і поліпшення віброакустичних характеристик зубчастих передач є актуальною проблемою, успішного вирішення якої потребує сучасний стан редукторобудування. Ця проблема є нерозривною складовою частиною всіх наукових програм і завдань у будь-якій галузі машинобудування, що випускає передачі редукторів різного призначення.

Найповніше дослідження з цієї проблеми викладені в [1 — 8]. У зазначених працях наведені результати досліджень, нові методи розрахунку і нові технічні рішення, які спрямовані на кардинальне підвищення ефективності зубчастих передач. Однак ці рішення й розробки не зачіпають профільної модифікації, яку виконано одночасно не декількох ділянках спряжених пар зубів. У зв'язку з цим, у цій статті вперше зроблена спроба розв'язати сформульовану вище задачу.

Мета статті — розроблення практичного методу розрахунку напружень і навантажувальної здатності зубчастої передачі [5] з рівномічним зачепленням евольвентних зубів за контактними напруженнями.

Викладення основного матеріалу. Основою для розв'язання сформульованої вище задачі є вперше розроблена, і яка не має аналогів, методологія теоретичних досліджень контактної міцності пружно стиснутих півпросторів з початковим лінійним або точковим контактом, обмежених довільними поверхнями [1].

Методологія, на відміну від відомих розв'язків Герца й інших авторів, базується на встановленому причинно-наслідковому зв'язку між функціями контактних деформацій і напружень, сутність якого полягає в тому, що функція контактних напружень є відображенням (наслідком) функції контактних деформацій (причина).

При розв'язанні задачі напруження знаходяться на робочих поверхнях зубів, а сили тертя не враховуються. Матеріал зубів приймається однорідним та ізотропним. Крім цього, при стисненні зубів нормальною силою в зоні контакту створюються лише пружні деформації, що підпорядковуються закону Гука.

Розглянута зубчаста передача передбачає одночасну профільну модифікацію спряженої пари зубів 1 і 2 (рис. 1,а) відповідно на ділянках 3, 4 і 5 шестерні й на ділянках 6 і 7 колеса. При цьому ділянки евольвентних кривих ніжок зубів 1, 2 і прилеглих до полюса зачеплення замінені прямолінійними ділянками 3, 4 і 7, довжини яких в 1,1...1,3 рази перевищує ширину ділянки контакту. Ділянки 5 і 6, прилегли до вершин зубів шестерні й колеса, окреслені кривими з радіусами, ρ_{1m} і ρ_{2m} вказаних віддалей $(0,25...0,35)m$, віддалених від вершин вказаних зубів, де m — модуль зачеплення. При цьому на виході зубів із зачеплення (точка b) евольвентна крива бічного профілю зуба 1 перетинається з кривою 5, яка характеризує фланковану ділянку зуба. Розглянута задача, як впливає з наведених вище пояснень, характеризується трьома

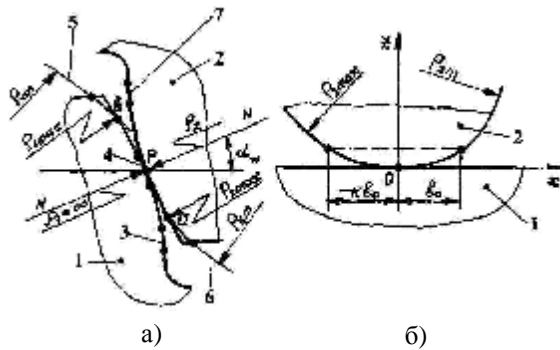


Рис. 1. Спряжена пара зубів у полюсі зачеплення (а) і розрахункова модель контакту зубів при вході в зачеплення (б)

розрахунковими моделями контакту. На вході зубів у зачеплення (рис. 1,б) в якості розрахункової виступає модель контакту жорстко з'єднаних один з одним півциліндрів з радіусами $\rho_{1\max}$ і $\rho_{2\max}$. Максимальні контактні напруження в цьому випадку при коефіцієнтах Пуасона $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ і модулях пружності матеріалів $E_1 = E_2 = E$ знаходяться за формулою [2]:

$$\sigma_{aH} = \frac{0,836}{\sqrt{\rho_{2m}} + \sqrt{\rho_{2\max}}} \sqrt{\frac{EF_n}{b_w}}, \quad (1)$$

де F_n — нормальна сила, яка діє на спряжену пару зубів; b_w — довжина зубів.

У полюсі зачеплення (точка p) за розрахункову прийнята модель контакту циліндра, окресленого радіусом ρ_2 , з площиною, де $\rho_2 = mz_2 \sin \alpha_w / 2$; z — кількість зубів колеса; α_w — кут зачеплення. Відповідно до формули Герца напруження в точці p матимуть вигляд

$$\sigma_H = \frac{0,418}{\sqrt{\rho_2}} \sqrt{\frac{EF_n}{b_w}}. \quad (2)$$

На виході зубів із зачеплення (точка p) як розрахункова розглядається модель контакту жорстко з'єднаних один з одним півциліндра і сегмента, які характеризуються радіусами кривизни ρ_{1m} і $\rho_{1\max}$, з площиною (рис. 2,б).

Розглянемо розв'язок плоскої задачі стосовно рис. 2,б, вважаючи $\nu_1 \neq \nu_2$ і $E_1 \neq E_2$. Методологія теоретичних досліджень контактної міцності пружно стиснутих тіл передбачає визначення двох функцій контактних деформацій. Для отримання першої функції звернемося до рис. 2,б, виходячи з якого виразимо зазор між зубами 1 і 2 до навантаження в точці $x = b_0$ або в точці $x = \kappa b_0$, а саме:

$$S(b_0, h_m) = S(b_0) - S(b_0, h_m) = \frac{(b_0 + h_m)^2}{2\rho_{1m}} - \frac{h_m^2}{2\rho_{1m}} = \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}};$$

$$S(\kappa b_0) = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}},$$

де b_0 — півширина ділянки контакту справа від осі z ; $\alpha_m = h_m / b_0$ — коефіцієнт; h_m — параметр, що визначає

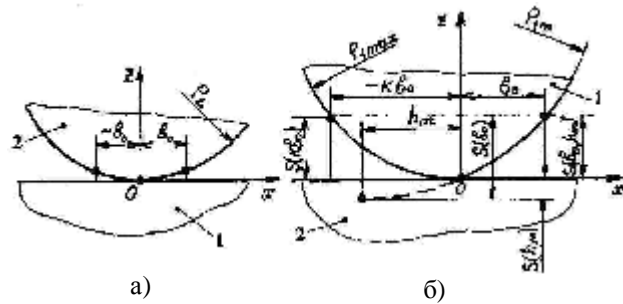


Рис. 2. Розрахункові моделі контакту зубів у полюсі зачеплення (а) і при виході із зачеплення (б)

сегментом з радіусом ρ_{1m} ; κ — коефіцієнт, що характеризує несиметричне розташування ділянки контакту відносно осі z , причому $1 < \kappa \leq 2$.

Відповідно до виразів $S(b_0, h_m)$ і $S(\kappa b_0)$ рівняння функцій контактних деформацій ліворуч — $W_l(x)$ і праворуч — $W_n(x)$ від осі z матимуть вигляд [1]:

$$W_l(x) = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{\kappa^2 b_0^2}}; \quad (3)$$

$$W_n(x) = \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}}. \quad (4)$$

У зв'язку з тим, що при $x = 0$ максимальні значення функцій (3) і (4) будуть рівні одне одному, запишемо рівність

$$\frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}} = \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}},$$

виходячи з якої знайдемо залежність для коефіцієнта

$$\kappa = \sqrt{\frac{(1 + 2\alpha_m)\rho_{1\max}}{\rho_{1m}}}. \quad (5)$$

Визначивши функції (3) і (4), перейдемо до знаходження інших рівнозначних їм функцій контактних деформацій. При цьому приймаємо, що при пружному стисненні зубів 1 і 2 (див. рис. 2,б) з початковим лінійним контактом їх зближення під дією сили F_n у межах $S(b_0, h_m) = S(\kappa b_0)$ підпорядковується в межах пружності гіпотезі Вінклера, в зв'язку з чим запишемо [1]:

$$W_l(x) = A \omega_l(x); \quad (6)$$

$$W_n(x) = A \omega_n(x), \quad (7)$$

де A — коефіцієнт постелі, $\text{мм}^2/\text{Н}$; $W_l(x)$, $W_n(x)$ — функції питомого навантаження в межах ширини ділянки контакту відповідно ліворуч і праворуч від осі z , $\text{Н}/\text{мм}$.

Для використання функцій (6) і (7) в подальших розв'язках задачі потрібно знайти вираз коефіцієнта постелі A . З цією метою запишемо залежність, яка характеризує, взаємозв'язок між пружними переміщеннями зубів W і напруженнями σ , що виникають при цьому, у вигляді [1]

$$W = C_m \sigma, \quad (8)$$

де C_m — деякий розмірний параметр, мм/МПа.

Вирази контактних напружень на кожній з робочих поверхонь зубів згідно з законом Гука подамо так:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\varepsilon E_1}{1 - \nu_1^2} = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}; \\ \sigma_2 &= \frac{\varepsilon E_2}{1 - \nu_2^2} = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де ΔL — абсолютна величина деформації; L — деякий лінійний розмір, що приймається рівним ширині ділянки контакту, тобто $L = \kappa b_0 + b_0 = (1 + \kappa)b_0$ [1].

Згідно з рівняннями (8) і виразами (9), вважаючи $\sigma = \sigma_1$ і $\sigma = \sigma_2$, знайдемо залежності пружних переміщень зубів:

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1} \sigma_1 = \frac{2C_{m1} E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{(1 + \kappa)b_0}; \\ W &= 2C_{m2} \sigma_2 = \frac{2C_{m2} E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{(1 + \kappa)b_0}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

З урахуванням рівності $W = \Delta L$ з рівнянь (10) знайдемо залежності розмірних параметрів:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{(1 + \kappa)(1 - \nu_1^2)b_0}{2E_1}; \\ C_{m2} &= \frac{(1 + \kappa)(1 - \nu_2^2)b_0}{2E_2}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Об'єднавши залежності (11) і вирази середніх контактних напружень $\sigma_m = F_n / (1 + \kappa_0)b_0 b_w$, отримаємо рівняння контактної податливості кожного із зубів:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\kappa 1} &= \frac{C_{m1} \sigma_m}{F_n} = \frac{1 - \nu_1^2}{2E_1 b_w}; \\ \delta_{\kappa 2} &= \frac{C_{m2} \sigma_m}{F_n} = \frac{1 - \nu_2^2}{2E_2 b_w}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Потім, помноживши ширину ділянки контакту на сумарну податливість зубів, що знаходиться з рівнянь (12), подамо в кінцевому вигляді вираз для коефіцієнта постелі:

$$A = (1 + \kappa)b_0(\delta_{\kappa 1} + \delta_{\kappa 2}) = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \frac{(1 + \kappa)b_0}{2b_w}. \quad (13)$$

На основі виразів функцій (3), (4) і рівнозначних їм функцій (6), (7) з урахуванням знайденої залежності (13) запишемо основне рівняння напружено-деформованого стану спряженої пари зубів:

$$A \left[\int_{-\kappa b_0}^0 \omega_n(x) dx + \int_0^{b_0} \omega_n(x) dx \right] = A(F_{n1} + F_{n2}) = AF_n =$$

$$= \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \frac{(1 + \kappa)b_0 F_n}{2b_w} = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}} \int_{-\kappa b_0}^0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{\kappa^2 b_0^2}} dx +$$

$$+ \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}} \int_0^{b_0} \sqrt{1 - \frac{x^2}{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}} dx = \frac{\pi b_0^3}{8\rho_{np}},$$

виходячи з якого, подаємо рівняння параметра

$$b_0 = 1,128 \sqrt{\frac{(1 + \kappa)\rho_{np} F_n}{b_w} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}, \quad (14)$$

де $\rho_{np} = \frac{2\rho_{1m} 2\rho_{1\max}}{[\kappa^3 \rho_{1m} + (1 + 2\alpha_m)\sqrt{1 + 2\alpha_m} \rho_{1\max}]}$ — зведений

умовний радіус кривини спряженої пари зубів.

Функції питомого навантаження $\omega_n(x)$ і $\omega_n(x)$, що входять у рівняння (6) і (7), виразимо через функції контактних напружень:

$$\left. \begin{aligned} W_n(x) &= Ab_w \sigma_n(x); \\ W_n(x) &= Ab_w \sigma_n(x); \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

де $\omega_n(x) = b_w \sigma_n(x)$ і $\omega_n(x) = b_w \sigma_n(x)$.

Вводячи в рівняння (15) замість функцій $W_n(x)$ і $W_n(x)$ праві частини залежностей (3) і (4), знайдемо вирази функцій контактних деформацій:

$$\sigma_n(x) = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max} b_w A} \sqrt{1 - \frac{x^2}{\kappa^2 b_0^2}}; \quad (16)$$

$$\sigma_n(x) = \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m} b_w A} \sqrt{1 - \frac{x^2}{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}}. \quad (17)$$

При $x = 0$ у рівняннях (16) і (17) вони будуть зведені до максимальних і рівних один одному напружень, а саме:

$$\sigma_{вН} = \sigma_{нН} = \sigma_{пН} = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2b_w A \rho_{1\max}} = \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2b_w A \rho_{1m}}.$$

У результаті підстановки в праву частину останнього рівняння правої частини залежності (14) отримаємо рівняння максимальних контактних напружень:

$$\sigma_{вН} = 1,128 \frac{\kappa^2}{\rho_{1\max}} \sqrt{\frac{\rho_{np} F_n}{(1 + \kappa) \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) b_w}}. \quad (18)$$

При $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ і $E_1 = E_2$ рівняння (14) і (18) подамо у спрощеному вигляді:

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{(1 + \kappa)\rho_{np} F_n}{b_w}}; \quad (19)$$

$$\sigma_{вН} = 0,836 \frac{\kappa^2}{\rho_{1\max}} \sqrt{\frac{\rho_{пр} E F_n}{(1+\kappa)b_w}} \quad (20)$$

Об'єднавши вирази (19) і (20) з виразом (5) і залежністю $\rho_{пр}$, подамо рівняння b_0 і $\sigma_{вН}$ так:

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{\rho_{1m} (\sqrt{\rho_{1m}} + \sqrt{(1+2\alpha_m)\rho_{1\max}})}{(1+2\alpha_m)\sqrt{1+2\alpha_m} (\sqrt{\rho_{1m}} + \sqrt{\rho_{1\max}})}} \sqrt{\frac{F_n}{E b_w}}; \quad (21)$$

$$\sigma_{вН} = \frac{0,836 \sqrt{1+2\alpha_m}}{(\sqrt{\rho_{1m}} + \sqrt{\rho_{1\max}})(\sqrt{\rho_{1m}} + \sqrt{(1+2\alpha_m)\rho_{1\max}})} \sqrt{\frac{E F_n}{b_w}}. \quad (22)$$

Оцінимо вірогідність отриманих рівнянь (21) і (22). З цієї метою у вказаних рівняннях прийемо $\rho_{1\max} = \rho_{1m}$, у зв'язку з чим параметр $h_m = 0$ і коефіцієнт $\alpha_m = 0$, а вказані рівняння набудуть вигляду:

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{\rho_{1\max} F_n}{E b_w}}; \quad \sigma_{вН} = 1,522 \sqrt{\frac{E F_n}{b_w \rho_{1\max}}}.$$

Останнє рівняння характеризується розрахунковою моделлю контакту циліндра (радіус $\rho_{1\max}$) з площиною, і вони повністю збігаються з відомими рівняннями Герца. Якщо від рівнянь (21) і (22) перейти до рівнянь (19) і (20), то при $\rho_{1\max} = \rho_{1m}$ коефіцієнт $\kappa = 1$, а умовний зведений радіус кривини $\rho_{пр} = \rho_{1\max}/2$, у зв'язку з чим вказані рівняння будуть також зведені до двох останніх виразів b_0 і $\sigma_{вН}$.

У задачі, що розглядається, невідомими є радіуси ρ_{1m} і ρ_{2m} модифікованих ділянок зубів. Для знаходження радіуса ρ_{1m} прирівняємо праві частини рівнянь (2) і (22), виходячи з рівності $\sigma_H = \sigma_{вН}$, у зв'язку з чим отримаємо:

$$\begin{aligned} \rho_{1m} + (1 + \sqrt{1+2\alpha_m}) \sqrt{\rho_{1m} \rho_{1\max}} = \\ = \sqrt{1+2\alpha_m} (4\rho_2 - \rho_{1\max}). \end{aligned} \quad (23)$$

Потім, прирівнявши один до одного праві частини рівнянь (1) і (2), в силу прийнятої рівності $\sigma_{аН} = \sigma_H$, знайдемо залежності радіуса

$$\rho_{2m} = (2\sqrt{\rho_2} - \sqrt{\rho_{2\max}})^2. \quad (24)$$

Рівняння (23) є трансцендентним. Для розв'язання цього рівняння подамо його так:

$$\varphi(\rho_{1m}) = \rho_{1m} + (1 + \sqrt{1+2\alpha_m}) \sqrt{\rho_{1m} \rho_{1\max}} = c; \quad (25)$$

$$c = \sqrt{1+2\alpha_m} (4\rho_2 - \rho_{1\max}). \quad (26)$$

При розрахунках радіуса ρ_{1m} потрібно задатися декількома значеннями коефіцієнта α_m , значенням функцій $\varphi(\rho_{1m})$ за формулою (25) з урахуванням прийнятих величин радіуса ρ_{1m} і побудувати сімейство вказаних функцій у системі координат $\varphi(\rho_{1m}) - \rho_{1m}$. Потім за формулою (2) треба знайти величину константи c і в

системі вказаних координат провести горизонтальну лінію, паралельну осі абсцис ρ_{1m} . Точки перетину константи c , що відповідає горизонтальній лінії, з кривими сімейства функцій $\varphi(\rho_{1m})$ будуть характеризувати величини абсцис, рівні шуканим значенням радіуса ρ_{1m} і ρ_{2m} , а також напружень і навантажувальної здатності першої сходитки прямозубої зубчастої передачі зовнішнього зачеплення, в якій: $z_1 = 50$; $z_2 = 100$; $m = 5$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $b_w = 125$ мм; $F_n = 4 \cdot 10^4$ Н; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_m = 0,1$; $0,25$; $0,5$ і 5 ; $\Delta h_m = 0,3m = 1,5$ мм — висота модифікованих ділянок зубів, прилеглих до їхніх вершин.

Згідно з наведеними в [1] залежностями при $\Delta h_m = 1,5$ мм знаходимо такі значення: $\rho_{1m} = 52,2$ мм; $\rho_{2\max} = 106,7$ мм; $\rho_2 = 85,5$ мм і $\rho_w = 28,5$ мм — зведений радіус кривини евольвентних зубів у полюсі зачеплення.

Оскільки $\rho_{1m} > \rho_{1\max}$ внаслідок перетину кривих у точці v (рис. 1,а), то, задавшись значеннями радіуса $\rho_{1m} = 110..400$ мм, знайдемо шляхом графічного розв'язання величину радіуса ρ_{1m} при відповідних їм значеннях константи c , а саме: при $\alpha_m = 0,1$; $0,25$; $0,5$ і 5 маємо: $c = 303,9$; 324 ; $354,8$ і $709,5$ мм, що відповідає $\rho_{1m} = 135,5$; $141,7$; $154,6$ і $285,5$ мм. За формулою (24) знаходимо $\rho_{2m} = 66,6$ мм. Отже, $\rho_{1m} > \rho_{1\max}$, а $\rho_{2m} < \rho_{2\max}$.

При будь-якому з вказаних радіусів ρ_{1m} і відповідних їм величин коефіцієнта α_m максимальні контактні напруження $\sigma_{вН}$, знайдені за формулою (22), дорівнюють 371 МПа, і вони збігаються зі значеннями напружень σ_H і $\sigma_{аН}$, знайдених за формулами (2) і (1), тобто $\sigma_H = \sigma_{аН} = \sigma_{вН} = 371$ МПа. Максимальні контактні напруження, знайдені за формулою Герца в полюсі зачеплення немодифікованих зубів рівні 642 МПа, і вони в $\varphi_\kappa = 642/371 = 1,73$ рази менші від таких у точках a , p , в зубчастій передачі, що розглядається. Таке зменшення напружень дослідженої зубчастої передачі еквівалентне підвищенню її навантажувальної здатності в $\varphi_H = \varphi_\kappa = 3$ рази, що вказує на високу ефективність запропонованого технічного рішення.

Висновки і рекомендації. 1. Вперше розв'язано контактну задачу стосовно зубчастої передачі з профільно модифікованими зубами на вході, виході і в полюсі зачеплення. Отримані рівняння максимальних контактних напружень, розмірів ділянки контакту і радіусів кривини фланкованих ділянок зубів.

2. Встановлено, що за наявності профільної модифікації на декількох ділянках робочих поверхонь зубів шестерні й колеса істотно знижується величина максимальних контактних напружень. Таке зниження напружень призводить до зростання навантажувальної здатності зубчастої передачі приблизно в 2...3 рази.

3. Профільна модифікація зубів дає змогу в процесі експлуатації зменшити ударне навантаження зубів і здійснити більш плавне їх зачеплення, що поліпшує віброакустичні характеристики зубчастої передачі.

4. Аналіз попередньо виконаних досліджень вказує на те, що ефективність розглянутої зубчастої передачі можна істотно підвищити заміною початкового лінійного контакту точковим контактом. У зв'язку з цим у подальшому доцільно провести дослідження зубчастої передачі з просторовою точковою системою зачеплення зубів.

Література

1. *Попов А.П.* Контактная прочность зубчатых механизмов. — Николаев: Изд – во НУК, 2008. — 580 с.
2. *Попов А.П.* Нагрузочная способность энкайтных зубчатых передач по контактными напряжениям // Вестник Национального техн. ун-та «ХПИ». — Харьков. — 2004. — №30. — С. 61—68.
3. *Попов А.П.* Нагрузочная способность зацепления Попова А.П. по контактными напряжениям // Сб. докл. Международ. науч.-техн. конф. — Харьков, 2003. — С. 95—104.
4. *Попов А.П., Кипреев Ю.Н.* Снижение виброакустических зубчатых передач // Сб. трудов XV Международ. науч.-техн. конф. «Машиностроение и техносфера XXI века». — Донецк, 2008. — Том 3. — С. 104—109.
5. *Патент* 84606 на винахід. Україна. Зубчаста передача з рівномірним зачепленням евольвентних зубів / О.П. Попов (Україна). — a200611795; Заявл. 09.01.06; Опубл. 10.11.08. Бюл. №21.
6. *Патент* 81008 на винахід. Україна. Зубчаста передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою

зачеплення евольвентних зубів / О.П. Попов (Україна). — a200507850; Заявл. 08.08.05; Опубл. 21.11.07. Бюл. №19.

7. *Патент* 29612 на корисну модель. Україна. Зубчаста передача з точковою і трипарною системою зачеплення евольвентних зубів / О.П. Попов (Україна). — a200706154; Заявл. 04.06.07; Опубл. 25.01.08. Бюл. №2.

8. *Патент* 35343 на корисну модель. Україна. Зубчаста передача з точковою і чотирипарною системою зачеплення евольвентних зубів / О.П. Попов, Ю.М. Кипреев (Україна). — 200805267; Заявл. 22.04.08; Опубл. 10.09.08. Бюл. №17.

Отримана 22.09.08

O. Popov, Yu. Kiprejev, O. Savenkov

The gearing with equal – strength contact stresses

National University of Shipbuilding, Mykolaiv

The solution of contact problem conformably to toothed gearing with profile – modified tooth has been carried out. The equations of area deformation size have been obtained. High load capacity of mentioned gearing has been ascertained.

—
21 01 01 003

Міжнародна науково-технічна конференція ПОШКОДЖЕННЯ МАТЕРІАЛІВ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ, МЕТОДИ ЙОГО ДІАГНОСТУВАННЯ І ПРОГНОЗУВАННЯ, IC-DMDP

21 — 24 вересня 2009 р., ТДТУ ім. І. Пулюя,
м. Тернопіль

Організатори конференції:

Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України;
Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя;
Західний науковий центр НАН і МОН України;
Наукова рада з проблеми механіка деформівного твердого тіла при Відділенні механіки НАН України;
Наукова рада з проблеми фізико-хімічної механіки матеріалів при Відділенні фізико-технічних проблем матеріалознавства;
Тернопільська обласна організація українського союзу науково-технічної інтелігенції.

Тематика конференції:

1. Розсіяне і локалізоване пошкодження матеріалів.
2. Діагностування пошкоджень.
3. Методи описування і прогнозування пошкоджуваності матеріалів.
4. Оцінювання залишкового ресурсу елементів конструкцій.

Інформацію про конференцію та культурну програму розміщено за адресою:
<http://www.tu.edu.te.ua/dmdp/>

Адреса Оргкомітету:

Оргкомітет Міжнародної науково-технічної конференції “IC DMDP”

ТДТУ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001, Україна.
Тел.: +380 (352) 25 35 09; Факс: +380 (352) 25 49 83
e-mail: snt@tu.edu.te.ua