

УДК 539.3

<https://doi.org/10.17721/1812-5409.2021/4.7>

Можаровський В.В., д. т. н., проф.,
Кузьменков Д.С., к. ф.-м. н., доц.,
Москальова М.В.,
Киргинцева С.В.

V. V. Mozharovsky, Dr. Sci. (Tech.), Prof.,
D. S. Kuzmenkov, Ph.D. (Phys.-Math.), Assoc.Prof.
M. V. Moskaeva,
S. V. Kirhintsava

Реалізація методики розрахунку контактної взаємодії зубів зубчастих коліс з композиційних матеріалів

Implementation of the methodology for calculating the contact interaction of teeth of gear wheels made of composite materials

Гомельський державний університет ім. Ф. Ско-
рини, 246019, м. Гомель, вул. Советская, 104,
e-mail: mozh@gsu.by

Francisk Skorina Gomel State Univetsity, 246019,
Gomel, Sovetskaya str., 104
e-mail: mozh@gsu.by

На підставі рішень контактних задач для волокнистих матеріалів і покриттів з композиційних матеріалів у статті розглядається реалізація методики розрахунку податливості зубчастих коліс з композиційних матеріалів, визначення параметрів контакту покриттів з волокнистих матеріалів. Для розрахунку контактних деформацій зубчастих коліс з металів і композитів розроблено програму в середовищі Delphi, яка дає можливість реалізувати розрахунок коефіцієнтів контактної деформації зуба зубчастого колеса, а також розрахунок контактних деформацій для зуба з волокнистим покриттям. Представлено інтегральне рівняння, яке дає розв'язок контактної задачі про вдавлення штампів в ортотропне покриття. Для дослідження впливу властивостей матеріалу і товщини покриття на параметри контакту було складено програму обчислення на ЕОМ, за якою проводився розрахунок для різних товщин.

Ключові слова: зубчасте колесо, композит, зона контакту, контактне переміщення.

Based on the solutions of contact problems for fibrous materials and coatings of composite materials, the article considers the implementation of the method of calculating the pliability of gears of composite materials, determining the contact parameters of coatings of fibrous materials. To calculate the contact deformations of gears made of metals and composites, a program was developed in the Delphi environment, which makes it possible to calculate the coefficients of contact deformation of the gear tooth, as well as the calculation of contact deformations for a tooth with a fibrous coating. An integral equation is presented, which gives a solution of the contact problem of pressing a stamp into an orthotropic coating. To study the influence of the properties of the material and the thickness of the coating on the contact parameters, a computer program was compiled, which was used to calculate for different thicknesses.

Key words: gear, composite, contact zone, contact movement.

Статтю представив член-кор. НАН України Жук Я.О.

1. Вступ

Застосування у світовій практиці високошвидкісного і надійного промислового транспорту (автомобілів, електронавантажувачів, підвісних канатних доріг, ескалаторів метро і ін.), а також удосконалення нових способів передачі рухів вимагає створення нових армуючих матеріалів та інженерних методик розрахунку. Наприклад, при дослідженні контактної взаємодії пружних тіл із композитів [1,2,3] виникає необхідність створювати нові методики розрахунку міцності і зносу зубів зубчастих коліс [4]. Композитні матеріали (КМ) забезпечують достатню міцність при зни-

женні ваги, і вони стали кращою заміною металевим зубчастим колесам. У цій статті представлений інженерний розрахунок контактних параметрів при взаємодії сталевих зубчастих коліс і шестерні з композиту. Для цього розробляються математичні моделі і комп'ютерні програми розрахунку напружень при контакті індентора з пружним тілом (або покриттям) з композиту за різних фізичних параметрів взаємодії. Слід зазначити, що до теперішнього часу недостатньо вивчено вплив конструктивної анізотропії і функціонально-градієнтних властивостей матеріалів (ФГМ) для взаємодіючих елементів конструкцій

на їх напружено-деформований стан, а також вплив властивостей покриттів, нанесених на робочу поверхню зубчастого колеса (для зменшення тертя, зносу матеріалів і збільшення працездатності зубчастої передачі). На рисунку 1 і рисунку 2 представлені схеми контактної взаємодії зубів з композиту (рис.1) (для покриття з композиту, рис.2) зубчастих коліс з металевими зубами.

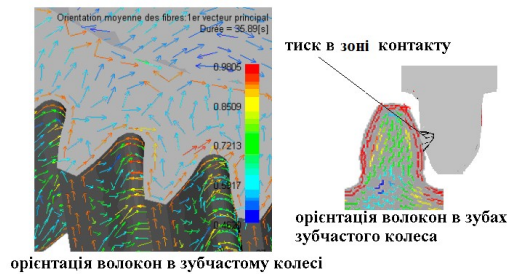


Рис. 1 Модель контакту зубів шестерні з КМ ([1])

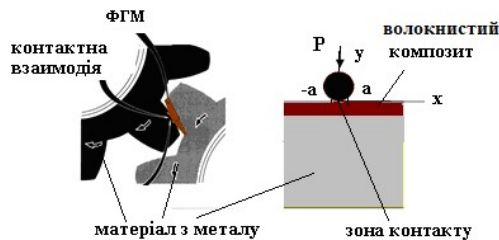


Рис. 2 Механіко-математична схема реальної передачі для зубів з покриттями

2. Розрахунок податливості зубчастих коліс з композиційних матеріалів

Переміщення зубів зубчастих коліс з композитів, що перебувають у зачепленні, є одним з істотних факторів, які необхідно враховувати при розрахунку і проектуванні зубчастих передач з КМ. Так, для успішного вирішення низки завдань щодо врахування розподілу навантаження між одночасно зачепленими зубами, визначення фактичного коефіцієнта перекриття, динамічного навантаження в зачепленні та ін. - потрібно знати переміщення зубів. З існуючих конструкцій зубчастих коліс з КМ, закріплених на металевій основі, також коліс, металеві зуби яких покриті тонким шаром полімеру (композиту), істотно збільшують жорсткість і згинну міцність зубів. Сучасний метод знаходження переміщення зубів зубчастих коліс полягає в поділі і поетапному визначенні переміщень δ_n (згину) [4], δ_{ai} - переміщень основи; δ_n - контактних переміщень [2].

Визначення переміщень згину і переміщень основи добре відображено в роботах [2,4,6], де розв'язується задача теорії пружності про згин клина з урахуванням форми зубів з КМ, тому перейдемо безпосередньо до контактних переміщень.

3. Розрахунок контактних переміщень зубів з композиційних матеріалів

Розглянемо задачу про взаємодію циліндрів з волокнистого композиційного матеріалу і металевого матеріалу. Для розробки математичних моделей, що враховують наявність волокон у контактуючих тілах, використовуємо математичну теорію пружності анізотропного середовища, застосовуючи концепцію макромеханіки. При визначенні параметрів контакту, використовуються характеристики матеріалів - об'ємна частка волокна в матриці (вважаючи її матеріал ізотропним), модулі пружності, коефіцієнт Пуассона і межі міцності в різних напрямках для волокна. Зв'язок між напруженнями і деформаціями, використовуючи узагальнений закон Гука [3], запишемо у вигляді:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^{el}\} \quad \text{або} \quad \{\varepsilon^{el}\} = [D]^{-1}\{\sigma\},$$

де σ, ε^{el} - компоненти тензорів напружень і деформацій;

$$[D]^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{12}}{E_1} & -\frac{\nu_{12}}{E_1} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{2(1+\nu_{23})}{E_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix}.$$

Для визначення контактного напруження при взаємодії ортотропних циліндрів величина зони контакту (напівширина) a (мм) визначається за формулою [2]:

$$a = \sqrt{\frac{2PR_1R_2}{\pi m L(R_1 + R_2)}}, \quad (1)$$

де P - сила тиску двох циліндрів (Н); L - осьова довжина циліндрів (товщина циліндрів) (мм); R_1 і R_2 - радіуси двох взаємодіючих циліндрів (мм);

параметр $m = [((\beta_1 + \beta_2)S_{22})^{(1)} + ((\beta_1 + \beta_2)S_{22})^{(2)}]^{-1}$,
індекси (1) і (2) характеризують матеріали двох
циліндрів (якщо два циліндра волокнисті), а для
металевого циліндра візьмемо $\beta_1 = \beta_2 = 1$,
 $S_{22} = (2(1 - \nu^2)/E)^{(2)}$, величини $\beta_{1,2}$ обчислюють-
ся за формулами [2]

$$\beta_{1,2} = \left(\frac{S_{66} + 2S_{12} \pm \sqrt{(S_{66} + 2S_{12})^2 - 4S_{11}S_{22}}}{2S_{11}} \right)^{-1},$$

де сталі S_{ij} при плоскій деформації визначають-
ся з [2] наступним чином:

$$S_{11} = (1 - \nu_{13}\nu_{31})/E_1, S_{12} = -(\nu_{12} + \nu_{13}\nu_{31})/E_1,$$

$$S_{22} = (1 - \nu_{32}\nu_{23})/E_2, S_{66} = 1/G_{12},$$

індекси i, j технічних сталей матеріалів цилінд-
рів (модуля пружності E (МПа), коефіцієнта
Пуассона ν і модуля зсуву G (МПа)) характе-
ризують різні напрямки і обчислюються за фор-
мулами (правилом сумішей):

$$E_1 = VE_f + (1 - V)E_m, E_2 = \frac{E_m(1 + \eta V)}{1 - \eta V},$$

$$G_{12} = G_m \frac{G_f(1 + V) + G_m(1 - V)}{G_f(1 - V) + G_m(1 + V)},$$

де $\eta = (E_f - E_m)/(E_f + E_m)$;

$$\nu_{12} = \nu_{13} = V\nu_f + (1 - V)\nu_m, \nu_{21} = \nu_{31} = E_2/E_1 \cdot \nu_{12},$$

$$\nu_{23} = \nu_{32} = 1 - \nu_{21} - E_2/(3K),$$

де

$$K = K_f K_m / (VK_m + (1 - V)K_f), K_f = E_f / (3 - 6\nu_f),$$

$$K_m = E_m / (3 - 6\nu_m);$$

індекси f і m позначають волокно і матрицю
відповідно; V – об'ємна частка волокна в матри-
ці матеріалу; K_f, K_m – об'ємні модулі пружності
волокна і матриці.

Рівняння, яке описує тиск $p(x)$ в зоні конта-
кту a , має вигляд [2]:

$$p(x) = m \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \sqrt{a^2 - x^2}, -a \leq x \leq a.$$

Максимальні контактні напруження визна-
чаються за формулою:

$$\sigma_c = \frac{2P}{\pi a L}. \quad (2)$$

Якщо матеріал зубів коліс має властивості
ортотропії, то контактні переміщення v (мм) ви-
значаються за залежністю [2]

$$v = -\frac{P}{\pi} \left\{ \frac{S_{22}(\beta_1 + \beta_2)}{\beta_1 - \beta_2} \left[\ln \frac{a}{2q} - \frac{1}{2} \right] + \right. \\ \left. + \frac{S_{22}}{\beta_1 - \beta_2} (\beta_1^2 \ln \beta_1 - \beta_2^2 \ln \beta_2) + \frac{S_{12}}{\beta_1 - \beta_2} \ln \frac{\beta_2}{\beta_1} \right\}, \quad (3)$$

де q – міра контактного зближення відстані
(мм), що дорівнює, наприклад, $20a$.

Дана залежність легко перетворюється у фо-
рмулу для визначення контактного зближення
ізотропного циліндра при $\beta_1 = \beta_2 = 1$ і має вигляд
[2, 5]

$$v_1 = -\frac{2(1 - \nu^2)}{\pi E} P \left[\ln \frac{a}{2q} + \frac{\nu}{2(1 - \nu)} \right].$$

Зближення двох контактуючих зубів (мм) яв-
ляє собою суму контактних перемішень кожного
зуба.

Для визначення контактних перемішень зу-
бів з однорідного ізотропного полімерного ко-
lesa, що перебуває в зачепленні, дістанемо з перет-
ворених формул Герца-Беляєва, які наведені, на-
приклад, у [5, 6]. Існуючі підходи до вибору ба-
зових точок рекомендують приймати відстані q
від 10 до $20a$, де $2a$ – зона контакту. Експериме-
нти з визначення δ , проведені для випадку мета-
лополімерного контакту, коли практично виклю-
чається контактне переміщення металевого зуба,
показали, що для пластмас в міру віддалення від
точки контакту згасання деформації відбувається
повільніше, ніж для випадку контакту зуба мета-
левих коліс, і величина q може коливатися в
межах $(15 - 20)a$. З огляду на це, приймемо за
міру контактного зближення відстань q в $20a$.
Тоді, вважаючи що для пластмас коефіцієнт Пу-
ассона $\nu = 0,4$, остаточно маємо коефіцієнт кон-
тактних перемішень: $\kappa_k = \frac{\delta_c E}{P} = 1,8$.

Для прикладу розглянемо металеве зубча-
сте колесо, яке зчеплюється з колесом, на зуби якого
нанесено полімерне облицювання однакової за
висотою товщини (а.с. СРСР № 644992) [7]. Як
уже зазначалося, з урахуванням різниці модулів
пружності металу і пластмаси, можна прийняти,

що металевий зуб і арматура, що срiплюється з ним, облицьованого полімером, є абсолютні жорсткими. Тому сумарне переміщення зубів у процесі контакту визначається тільки контактними переміщеннями полімерного облицьовання. Для визначення контактної переміщення полімерного облицьовання скористаємося перетвореними формулами, представленими у [2]

$$\kappa_k = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi} \left[\ln \frac{h}{a} - d_0 + \frac{4}{3} - 0,2d_1 \left(\frac{a}{h} \right)^2 - 0,086d_2 \left(\frac{a}{h} \right)^4 \right].$$

Для $\nu = 0,4$

$$\kappa_k = 0,535 \left[\ln \frac{h}{a} + 0,64 + 0,166 \left(\frac{a}{h} \right)^2 - 0,026 \left(\frac{a}{h} \right)^4 \right].$$

У таблиці 1 наведені значення переміщень κ_k для деяких значень h/a (при $\nu = 0,4$). Тут параметр h виступає як базова відстань q (яка було введена раніше). Якщо прийmemo $q = 20a$, то розрахунок за запропонованою формулою дає $\kappa_k = 1,95$. Цей результат підтверджує можливість використовувати наведену формулу для визначення контактних переміщень цілісних зубчастих коліс. Якщо $h/a < 1$ (тобто полімерне облицьовання дуже тонке), то використовуємо асимптотичний розв'язок. Аналогічно визначаємо контактні переміщення для волокнистого покриття.

Таблиця 1

Значення коефіцієнта переміщення

κ_k в залежності від h/a

h/a	1,5	2	2,5	3	10
κ_k	0,601	0,74	0,852	0,945	1,58

4. Методика визначення параметрів контакту

Для розв'язання задач контактної взаємодії, з точки зору трибології, для покриттів з волокнистих матеріалів необхідно скласти математичну модель, яку визначають вдавлюванням штампа в ортотропну смугу. Розглянемо покриття на жорсткій основі, армованого волокнами, які орієнтовані в напрямку однієї з осей x або y (рис.2). Використовуючи методику, запропоновану в книзі [2], зводимо контактну задачу (опускаючи проміжні викладки) про вдавлювання циліндричного штампа в ортотропне покриття до інтегрального рівняння. За допомогою методів операційного числення легко показати, що розв'язання контактної задачі про вдавлювання штампа в ортотроп-

не покриття зводиться до розв'язку інтегрального рівняння:

$$\frac{1}{\pi} \int_{-a}^a p(t) K(x-t) dt = f(x), \quad |x| < a,$$

де для $h/a \geq 1$

$$K\left(\frac{x}{h}\right) = -\frac{S_{22}}{\pi} (\beta_1 + \beta_2) \ln \frac{|x|}{h} + \frac{1}{\pi} \sum_{k=0}^{\infty} d_k \left(\frac{x}{h} \right)^{2k}.$$

Розв'язок інтегрального рівняння шукаємо у вигляді ряду

$$p(x) = \sum_{k=0}^{\infty} \left(\frac{a}{h} \right)^{2k} p_k(x).$$

Так, у разі вдавлювання циліндричного штампа, отримуємо наступні залежності для визначення тиску

$$p(x) = \frac{P}{\pi} \sqrt{a^2 - x^2} \left\{ 1 - \frac{2d_1}{h} \frac{1}{|a|^2} \left(0,5 - \frac{x^2}{a^2} \right) - \frac{4d_2}{(h/a)^4} \times \right. \\ \times \left(\frac{7}{8} - \frac{x^2}{a^2} - \frac{x^4}{a^4} \right) + \frac{1}{S_{22}} (\beta_1 - \beta_2) \frac{a^2}{R \sqrt{a^2 - x^2}} \times \\ \left. \times \left(\frac{1}{2} - \frac{x^2}{a^2} \right) \left(1 + \frac{3}{2} \frac{d_2}{h^4/a^4} \right) \right\}.$$

Напівширину площадки контакту визначимо з рівняння

$$P = \int_{-a}^a p(x) dx = \frac{a^2}{S_{22} (\beta_1 + \beta_2) 2R} \left(1 - \frac{d_1}{\left(\frac{h}{a} \right)^2} - \frac{3d_2 - d_1}{\left(\frac{h}{a} \right)^4} \right).$$

Невідомі коефіцієнти d_i визначаються чисельно інтегруванням, як у випадку ізотропної смуги

$$d_0 = \int_0^{\infty} (N(\beta) - e^{-\beta}) \frac{d\beta}{\beta}, \quad N(\beta) = 1 + L(\beta),$$

$$d_j = \frac{(-1)^j}{(2j)!} \int_0^{\infty} [1 + L(\beta)] e^{2j-1} d\beta.$$

Вирази для L представлені в книзі [2].

Якщо покриття на пружній основі, то можна зробити розрахунок за асимптотичними формулами, враховуючи, що відношення модуля зсуву покриття до модуля зсуву основи має бути меншим за 1 (аналогічно, як це представлено у [2]), $r < 1$).

Розглянемо випадок контакту циліндричного індентора з ортотропним покриттям на пружній ізотропній основі. На підставі раніше розробленої теорії розрахунку покриттів з композитів [2] побудована методика, визначення параметрів контакту індентора з ортотропним покриттям на пружній ізотропній основі, яку можна легко застосувати для оцінки параметрів контакту для різних товщин покриття і матеріалів. Для дослідження впливу властивостей матеріалу і товщини покриття на параметри контакту була складена програма на ЕОМ, за якою проводився розрахунок для різних товщин. Слід зазначити, що дослідження про вплив ізотропної основи на ізотропне покриття було представлено у багатьох роботах, але вплив ізотропної основи для ортотропних покриттів представлено в [2, 8]. Звичайно, на параметри контакту ортотропного покриття впливають як усі модулі пружності, що входять у фізичні співвідношення між деформаціями і напруженнями, так і пружні сталі основи. Як параметр, що характеризує пружні властивості ортотропного покриття і пружні властивості ізотропної основи, вводиться параметр E_2/E , де E_2 – модуль пружності в напрямку, ортогональному до волокон (вісь у); E – модуль пружності ізотропної основи. На рисунках 3 і 4 наведені залежності зміни параметрів контакту тиску $\tilde{p} = p_m/p_0$ і зони контакту $\tilde{a} = a/a_0$ від

$$\tilde{p} = p_m/p_0, \text{ де } a_0 = \sqrt{\frac{2PR}{\pi m}}, \quad m = [((\beta_1 + \beta_2)S_{22})^{(0)}]^{-1},$$

p_0, a_0 – тиск і зона контакту (задача типу Герца), p_m – максимальний тиск. Представлені результати є оціночними, вони показують якісний вплив пружних властивостей матеріалів і їх співвідношень на параметри контакту, і можуть застосовуватися в інженерних розрахунках.

Таким чином, використовуючи рисунок 3 і рисунок 4, можна легко знайти параметри контакту (зону контакту і тиск) для жорсткого циліндра, що вдавлюють у покриття з КМ. Наприклад, при заданих модулях пружності покриття, основи і навантаження, визначаємо зону контакту $2a_0$ (за формулою Герца), потім знаходимо реальну зону контакту $2a$ і максимальні напруження (2) і переміщення (3). Напружений стан у покритті знаходимо за комп'ютерною програмою, аналогічною до [9], для програмного модуля розрахунку напружень в смугі.

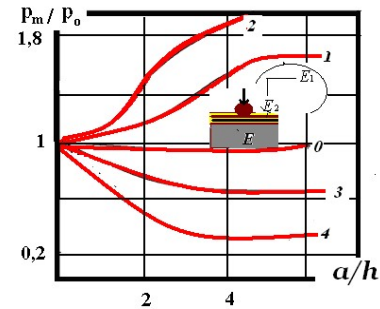


Рис. 3 Залежність відносного тиску p_m/p_0 від a/h при вдавлюванні жорсткого циліндричного штампів в ортотропних покриття з модулями пружності E_2 для різних відношень пружних сталей покриття і основи:

$$0 - \frac{E_2}{E} = 1; 1 - \frac{E_2}{E} = 0, 2; 2 - \frac{E_2}{E} = 0, 05; 3 - \frac{E_2}{E} = 2, 5; 4 - \frac{E_2}{E} = 8$$

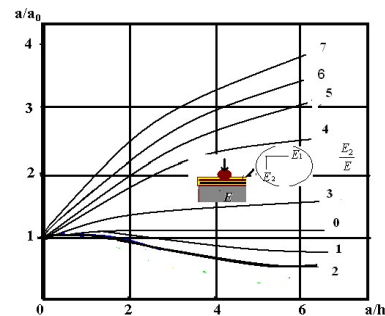


Рис. 4 Залежність відносної півширини площадки контакту a/a_0 від a/h .

Умови та позначення ті ж, що на рисунку 3.

Висновки

Згідно з поданою методикою при заданих навантаженнях, товщинах покриттів і модулях пружності покриття й основи визначаємо зону контакту (рис.4) металевого циліндра з волокнистим покриттям (яке математично моделює взаємодії зуба з волокнистого композиту), а потім за обраними параметрами визначаємо тиск (рис. 3), згідно з відомими методиками деталей машин [6], будемо інженерні залежності розрахунку зубів з волокнистих покриттів на контактну міцність.

Список використаних джерел

1. Cathelin, J. Loaded behavior of gears made of fiber-reinforced PA6 / J. Cathelin, et al. // *Geartechnology*. – July 2014. – P. 54-60.
2. Можаровский, В.В. Прикладная механика слоистых тел из композитов / В.В. Можаровский, В.Е. Старжинский. – Минск: Наука и техника, 1988. – 280 с.
3. Hossan, M.R. Strength evaluation of polymer composite spur gear by finite element analysis / M. R Hossan, Z. Hu // *International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Boston*. – 2008. – P. 1-8.
4. Можаровский, В.В. Расчет изгибных перемещений зубьев зубчатых колес из композитов / В.В. Можаровский, М.В. Москалева, Д.С. Кузьменков // *Проблемы физики, математики и техники*. – 2019. – №4(41). – С. 59-65.
5. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
6. Белый, В.А. Металло-полимерные зубчатые передачи / В.А. Белый, В.Е. Старжинский, С.В. Щербаков. – Минск: Наука и техника, 1981. – 352 с.
7. Армированное зубчатое колесо: пат. 644992 СССР: М.Кл2 F 16H 55/16. Армированное зубчатое колесо / Можаровский В.В., Старжинский В.Е., Осипенко С.А.; заявитель и патентообладатель Институт механики металлополимерных систем АН Белорусской ССР. – № 2882156/25-28; заявл. 07.07.76; опубл. 30.01.79, Бюл. № 4. – 3 с.
8. Можаровский, В.В. Методика определения параметров контакта индентора с ортотропным покрытием на упругом изотропном основании / В.В. Можаровский, Д.С. Кузьменков // *Проблемы физики, математики и техники*. – 2016. – №4(29). – С. 74-81.
9. Москалева М. В. Реализация расчета напряжения в полосе / М. В. Москалева // *Новые математические методы и компьютерные технологии в проектировании, производстве и научных исследованиях: материалы XXIV Республиканской научной конференции студентов и аспирантов, Гомель, 22-24 марта 2021 г.* – Гомель, 2021. – С. 269-270.

References

1. CATHELIN, J. (2014) Loaded behavior of gears made of fiber-reinforced PA6. p. 54-60. Available from <https://www.geartechnology.com/issues/0714x/plastic-gears.pdf>.
2. MOZHAROVSKY, V.V., STARZHINSKY, V.E. (1988) *Applied Mechanics of Composite Layered Bodies*. Minsk: Science and Technology.
3. HOSSAN, M.R., HU, Z. (2008) Strength evaluation of polymer composite spur gear by finite element analysis. p. 1-8. Available from https://www.researchgate.net/publication/329718610_Strength_evaluation_of_polymer_composite_spur_gear_by_finite_element_analysis.
4. MOZHAROVSKY, V.V., MOSKALEVA, M.V., KUZMENKOV, D.S. (2019) Calculation of bending displacements of teeth of gear wheels made of composites. *Problems of physics, mathematics and technology*. 41(4). p. 59-65.
5. DGONSON, K. (1989) *Contact mechanics*. M.: Mir.
6. BELYJ, V.A., STARZHINSKY, V.E., SCHERBAKOV S.V. (1981) *Metal-polymer gears*. Minsk: Science and Technology.
7. MOZHAROVSKY, V.V., STARZHINSKY, V.E., OSIPENKO S.A. (1979) *Reinforced gear wheel*. Patent 644992 CCCP: M.Kl2 F 16H 55/16.
8. MOZHAROVSKY, V.V., KUZMENKOV, D.S. (2016) The technique for determining the parameters of a contact for indenter with the orthotropic coating on the elastic isotropic substrate. *Problems of physics, mathematics and technology*. 29(4). p. 74-81.
9. MOSKALEVA, M.V., (2021) Implementation of calculation strip stresses. In *New mathematical methods and computer technologies in design, production and scientific research Conference*. Gomel, Monday 22th to Wednesday 24th March 2021. Francisk Skorina Gomel State Univetsity. pp. 269-270.

Надійшла до редколегії 28.08.2021