

УДК 621.833

П. М. ТКАЧ, П. Л. НОСКО, П. В. ФІЛЬ, О. О. РЕВЯКІНА

**ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СИНУСОЇДАЛЬНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ**

Представлені співвідношення для визначення якісних показників працездатності циліндричних прямозубих передач, зубці яких утворено рейковим інструментом із синусоїдальним вихідним контуром. З використанням результатів даної роботи можна проводити подальші дослідження працездатності таких передач, вибрати раціональні параметри синусоїдального вихідного контуру, виконувати порівняльну оцінку синусоїдальних передач із різними параметрами.

**Ключові слова:** синусоїдальний вихідний контур, рейковий інструмент, прямозуба передача, якісні показники працездатності.

Представлены соотношения для определения качественных показателей работоспособности цилиндрических прямозубых передач, зубья которых образованы реечным инструментом с синусоидальным исходным контуром. С использованием результатов данной работы можно проводить дальнейшие исследования работоспособности таких передач, выбирать рациональные параметры синусоидального исходного контура, выполнять сравнительную оценку синусоидальных передач с разными параметрами.

**Ключевые слова:** синусоидальный исходный контур, реечный инструмент, прямозубая передача, качественные показатели работоспособности.

Qualitative indicators of the operability of gears include contact strength, scuffing resistance, wear resistance, thickness of the oil layer, the relative work of frictional forces, loss in meshing. These indicators are related to empirical formulas with geometric and kinematic parameters, such as sliding and rolling speeds, sliding coefficient and relative curvature of tooth working surfaces. The functional relationships of all these indicators with two parameters (the profile height and the angle  $\lambda$ ) which determine the cutting rack geometry are established. The obtained results are the basis for determining for further studies of sinusoidal transmissions which related with the choice of rational parameters of the initial loop and an assessment of the operability of such transmissions.

**Keywords:** sine basic rack, cutting rack, spur gear, qualitative indicators of the operability.

**Вступ.** Вплив працездатності зубчастих приводів на надійність машин в цілому є визначальним. Зубчасті передачі, що входять до складу приводів, активно досліджуються і напрями цих досліджень досить різноманітні. Отже завдання підвищення якості передач зачепленням є актуальним.

**Аналіз літератури.** Одним із шляхів підвищення працездатності передач є удосконалення їхньої геометрії на основі узагальнених моделей. Такий спосіб застосовується для евольвентних передач починаючи з перших робіт з узагальнення геометричних параметрів [1, 2]. Аналогічний підхід використовується і до теперішнього часу [3]. Ефективність узагальнених математичних моделей при вирішенні завдань удосконалення геометрії підтверджено також результатами робіт із синтезу геометрії за якісними показниками працездатності [4–6].

Особливістю як традиційних передач [1–3], так і синтезованих [4–6] є відокремлений підхід до перехідної поверхні, яка визначає згинальну міцність зуба. Згідно з новим підходом, що запропоновано автором роботи [7], перехідну і робочу поверхні можна розглядати у рамках розв'язку єдиної задачі.

Підходу, що описано у [7], задовольняють будь-які гладкі криві, що дозволяють описати обидві ділянки вихідного контуру однією функцією. Наприклад, застосування в якості профілю вихідного контуру кривих другого порядку (еліпсу, параболи і гіперболи) розглянуто в роботі [8]. Крім того, одночасно розглядати робочу і перехідну поверхні можна при застосуванні в якості вихідного контуру гладкої безперервної кривої – синусоїди.

Перші дослідження синусоїдальної передачі виконані у роботі [9], де визначено переваги таких передач у порівнянні з традиційними за віброактивністю. Зниження шуму і вібрацій у роботі зубчастих передач є важливим завданням і понині. Наприклад, для досягнення цієї мети у евольвентному зачепленні у роботах [10, 11] пропонується модифікація профіля зуба. Можливості такої модифікації є досить обмеженими. Натомість синусоїдальне зачеплення забезпечує значно меншу віброактивність завдяки своїм властивостям створювати менші удари при вході зубців у зачеплення [9]. Такі переваги відкривають можливість для застосування синусоїдального зачеплення як альтернативи традиційному. Але для техніко-економічного обґрунтування такої можливості необхідно визначити якісні показники працездатності нового зачеплення.

**Мета статті:** встановити функціональний зв'язок показників працездатності з параметрами синусоїдальної виробної поверхні.

**Постановка завдання.** Для якісної оцінки працездатності передач зачепленням зазвичай використовуються такі показники:

- контактна міцність;
- заїдання;
- спрацювання;
- товщина масляного шару;
- питома робота сил тертя;
- утрати у зачепленні;
- згинальна міцність.

Основою виробної поверхні є синусоїдальний вихідний контур, оскільки він утворює її нормальний переріз. Внутрішню геометрію виробної поверхні досліджено у роботі [12]. Подальше визначення показників працездатності буде спиратися на результати цієї роботи.

У системі координат, що пов'язана з вихідним контуром, рівняння профілю має вид [12]

$$x_k = h \sin \lambda; \quad y_k = \lambda / 2, \quad (1)$$

де  $\lambda$  – параметр, що для синусоїди дорівнює куту  $\lambda$ , та змінюється від 0 до  $\lambda_p$  для робочої частини профілю  $h_p$ , від  $\lambda_p$  до  $\pi/2$  – для перехідної кривої (рис. 1);  $h$  – висота профілю, що дорівнює радіусу утворюючого кола.

Отже для досягнення поставленої мети необхідно зв'язати зазначені вище показники працездатності з параметром  $\lambda$  та висотою  $h$ .

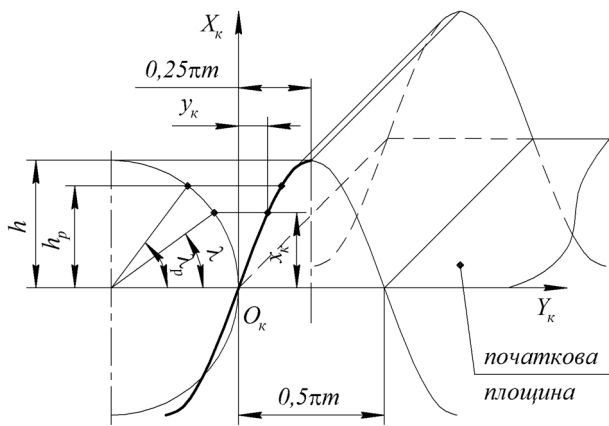


Рис. 1 – Виробна поверхня та вихідний контур синусоїдальної передачі

**1. Контактна міцність.** Визначається контактними напруженнями за Герцом. Будемо вважати, що після прироблення по всій довжині миттєвої контактної лінії вони приймають постійні значення [13]

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_n E_{np} \chi_{np}}, \quad (2)$$

де  $q_n$  – сила, що діє на одиницю довжини контактної лінії (спрямована по нормалі до робочих поверхонь зубців);

$E_{np}$  – приведений модуль пружності матеріалів зубчастих коліс;

$\chi_{np}$  – приведена кривизна робочих поверхонь у напрямку, перпендикулярному до миттєвої контактної лінії.

Очевидно, що питомий тиск уздовж контактної лінії змінюється пропорційно приведеній кривизні поверхонь зубців у напрямку, перпендикулярному лінії контакту

$$q_n = \frac{k^*}{\chi_{np}}, \quad (3)$$

де  $k^* = \frac{1}{E_{np}} \left( \frac{\sigma_H}{0,418} \right)$  – коефіцієнт пропорційності з (2).

Тоді, з урахуванням (3) нормальна сила, що прикладена до ділянки лінії контакту довжиною  $dL$ , визначається за формулою:

$$dF_n = \frac{k^*}{\chi_{np}} dL, \quad (4)$$

а крутний момент, створюваний силою (4) на ведучому валі [14]

$$dT_1 = \frac{k^*}{\chi_{np}} [\mathbf{r}_1 \times \mathbf{e}_1]_{Z1} dL,$$

де  $[\mathbf{r}_1 \times \mathbf{e}_1]_{Z1}$  – проекція вектора  $\mathbf{e}_1$  нормалі до поверхні зубця шестірні, на вісь шестірні;

$\mathbf{r}_1$  – радіус-вектор поверхні зубця шестірні.

Для синусоїдальної твірної поверхні обидва вектори описано у роботі [12].

Елемент довжини лінії можна визначити через першу квадратичну форму поверхонь зубців [15]

$$dL = \sqrt{E_1 d\lambda^2 + 2F_1 d\lambda d\phi_1 + G_1 d\phi_1^2},$$

де  $E_1$ ,  $F_1$  і  $G_1$  – коефіцієнти квадратичних форм поверхні зуба шестірні.

Рівняння лінії контакту ми одержимо за умови, що кут повороту шестірні  $\phi_1 = \text{const}$ , а отже  $d\phi_1 = 0$ , тому  $dL = \sqrt{E_1} d\lambda$ . Співвідношення для визначення коефіцієнту першої квадратичної форми  $E_1$  отримано у роботі [12].

Тоді крутний момент на валу шестірні з урахуванням вищезазначених результатів [12] дорівнює

$$T_1 = R_1 k^* \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \frac{h \cos \lambda}{\chi_{np}} \sqrt{\frac{h^2 \cos^2 \lambda + 4h^4 \cos^2 2\lambda}{h^2 \cos^2 \lambda + 0,25}} d\lambda, \quad (5)$$

де  $R_1$  – радіус ділительного кола шестірні.

Відзначимо, що інтегрування (5) виконується з урахуванням всіх миттєвих контактних ліній при  $\phi_1 = \text{const}$ . Межами інтегрування є значення  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  параметра  $\lambda$ , що відповідають вершинам зубців шестірні та колеса. Співвідношення для визначення  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  отримано у роботі [12].

Введемо позначення інтеграла та позначимо його як коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями

$$\Theta_H = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \frac{h \cos \lambda}{\chi_{np}} \sqrt{\frac{h^2 \cos^2 \lambda + 4h^4 \cos^2 2\lambda}{h^2 \cos^2 \lambda + 0,25}} d\lambda. \quad (6)$$

Оскільки крутний момент із умови контактної міцності (навантажувальна здатність передачі) пропорційний коефіцієнту навантаження  $\Theta_H$ , останній може служити показником контактної міцності зубчастих передач. Передача з більшим значенням  $\Theta_H$  буде мати більшу навантажувальну здатність. Як впливає з (6), показник  $\Theta_H$  залежить від геометрії робочих поверхонь зубців, зокрема, від приведеної кривизни. Тому при виборі геометричних параметрів синусоїдальної передачі слід забезпечувати якомога менше її значення.

Залежність (6) справедлива для однопарного зачеплення. При  $\varepsilon_\alpha > 1$  значення  $\Theta_H$  слід помножити на коефіцієнт торцевого перекриття  $\varepsilon_\alpha$ .

**2. Заїдання.** Для визначення теплостійкості робочих поверхонь у зоні контакту необхідні значення температури поверхонь. Однак, для порівняльної оцінки різних передач у якості показника заїдання можна використати значення миттєвого підвищення температури в зоні контакту з роботи [13], що базується на теорії Блока

$$K_3^* = 1,84 f q_n^{0,15} \frac{V_k}{\sqrt{V_1 + V_2}} \chi_{np}^{0,25}, \quad (7)$$

де  $V_k$  – швидкість ковзання в зачепленні;

$V_1, V_2$  – швидкості переміщення точок контакту по поверхні зубців шестірні й колеса в напрямку, перпендикулярному до лінії миттєвого контакту;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання в зоні контакту зубців [16],

$$f = \frac{0,09 q_n^{0,1} \left[ 10 + \lg \left( \frac{HB \cdot R_a \cdot \chi_{36}}{E_{36}} \right) \right] \chi_{36}^{0,25}}{\sqrt{\kappa}^{0,07} V_\Sigma^{0,1} V^{0,35}}, \quad (8)$$

де  $q_n$  – у кгс/см;  $E_{np}$  – у кг/см<sup>2</sup>;  $\chi_{np}$  – у 1/см;

$HB$  – твердість менш твердого з контактуючих зубців, кг/см<sup>2</sup>;

$R_a$  – шорсткість більш твердого з контактуючих зубців, см;  
 $v_k$  – в'язкість масла, сСт;  
 $V_\Sigma$  – сумарна швидкість кочення робочих поверхонь, см/с;  
 $V$  – проекція швидкості ковзання  $V_k$  на перпендикуляр до лінії контакту зубців, см/с.

Формула (8) справедлива за умов  $v_k = 1$  сСт;  
 $q_n \geq 300$  кгс/см;  $V_\Sigma \geq 100$  см/с;  $HB > 5000$  кг/см<sup>2</sup>;  
 $V > 20$  см/с;  $1/\chi_{np} > 0,5$  см;  $R_a > 10^{-5}$  см. Якщо дані умови не виконуються, коефіцієнт тертя ковзання визначається за формулою [13]

$$f = \frac{1}{0,008V\sqrt{v_k} + 0,01V_\Sigma\Phi(\sigma_H, v_k) + 13,4}, \quad (9)$$

де  $\Phi(\sigma_H, v_k) = 0,47 - 0,13 \cdot 10^{-4} \sigma_H - 0,4 \cdot 10^{-3} v_k$ ;  
 $\sigma_H$  – у кг/см<sup>2</sup>.

Проекція швидкості ковзання на перпендикуляр до лінії контакту зубців для прямозубої передачі дорівнює  $V = V_k$ . Одиниці виміру параметрів, що входять у залежності (8) і (9), наведені відповідно до [13, 16].

Питоме навантаження  $q_n$ , що входить до залежностей (7) і (8), з урахуванням співвідношень (3) і (5) дорівнює

$$q_n = \frac{T_1}{\chi_{np} R_1 \Theta_H}. \quad (10)$$

**3. Спрацювання.** Для оцінки спрацювання активних поверхонь зубців можна використати відносне значення товщини спрацьованого шару [16]

$$h_{ci} = I\Omega \sqrt{\frac{q_n}{\chi_{np}}} |\eta_i|, \quad (11)$$

де  $I$  – інтенсивність зношування поверхонь;  
 $\Omega$  – коефіцієнт, що залежить від властивостей мастильного матеріалу і не враховує геометрію зубців;  
 $\eta_i$  – питомі ковзання шестірні ( $i = 1$ ) і колеса ( $i = 2$ ).

Інтенсивність зношування прироблених поверхонь, згідно з рекомендаціями І.В. Крагельського, оцінюється залежністю [16]

$$I = K\sigma_n f^{t_y}, \quad (12)$$

де  $K$  – коефіцієнт, що залежить від пружних властивостей і твердості матеріалу зубчастих коліс;  
 $t_y$  – параметр кривої фрикційної втоми.

Співвідношення (11) з урахуванням (10), (12) і (2) можна представити у вигляді

$$h_{ci} = \frac{0,418K\Omega T_1 \sqrt{E_{np}}}{R_1} \cdot \frac{f^{t_y} |\eta_i|}{\chi_{np} \Theta_H}.$$

Для порівняльної оцінки зубчастих пар, що мають різні профілі зубців, але виготовлені з однакових матеріалів та працюють в однакових умовах при однаковому навантаженні, можна використовувати відносне значення спрацювання у вигляді:

$$h_{ci}^* = \frac{h_{ci} R_1}{0,418K\Omega T_1 \sqrt{E_{np}}} = \frac{f^{t_y} |\eta_i|}{\chi_{np} \Theta_H}. \quad (13)$$

**4. Товщина масляного шару.** Для визначення товщини масляного шару скористаємося залежністю, наведеною в роботі [17]

$$h_m = 3,17\mu_0^{0,75} \alpha^{0,6} V_\Sigma^{0,75} \chi_{np}^{-0,4} q_n^{-0,15}, \quad (14)$$

де  $\mu_0$  – динамічна в'язкість мастила при атмосферному тиску;

$\alpha$  – п'єзокоефіцієнт в'язкості мастила, що залежить від температури та контактного напруження в зоні контакту зубців.

Для порівняльної оцінки передач, що відрізняються лише профілями зубців, можна використовувати відносне значення товщини масляного шару, отримане зі співвідношення (14) у вигляді

$$h_m^* = \frac{h_m T_1^{0,15}}{3,17R_1^{0,15} \mu_0^{0,75} \alpha^{0,6}} = V_\Sigma^{0,75} \chi_{np}^{0,375} \Theta_H^{0,15}. \quad (15)$$

**5. Питома робота сил тертя.** Робота сил тертя на ділянці контактної лінії одиничної довжини визначається залежністю [13]

$$dA_{mi} = \frac{T_1 f |\eta_i|}{\chi_{np} R_1 \Theta_H}. \quad (16)$$

**6. Критерій утрат у зачепленні.** Для евольвентних передач цей показник досліджено у роботах [13, 16], для передач із узагальненою геометрією без урахування багатопарності зачеплення – у роботі [18]. У загальному випадку утрати у зачепленні на основі результатів [18] з урахуванням багатопарності можуть бути визначені як

$$\Psi_3 = \frac{\sum_{j=1}^n \int_{\varphi_{1j}}^{\varphi_{2j}} \frac{T_1 f V_k L}{\chi_{np} R_1 \Theta_H \omega_1} d\varphi}{\frac{2\pi}{z_1} T_1}, \quad (17)$$

де  $z_1$  – число зубців шестірні;

$\omega_1$  – кутова швидкість шестірні;

$\varphi_{1j}$ ,  $\varphi_{2j}$  – кути повороту шестірні, що відповідають початку та кінцю  $j$ -ї фази зачеплення (однопарного чи багатопарного);

$n$  – кількість таких фаз;

$L$  – довжина миттєвої контактної лінії, що для прямозубої передачі дорівнює ширині зачеплення  $b_w$ .

**7. Згинальна міцність.** Попередню оцінку згинальної міцності синусоїдального зуба можна виконати за співвідношенням для прямозубої рейки, що отримана у роботі [19] для визначення згинальних напружень в корені зуба

$$\sigma_F = F_n \cdot \Theta_F,$$

де  $F_n$  – нормальна сила в зачепленні;

$\Theta_F$  – геометрична характеристика форми зуба, що визначена у роботі [19], де позначена як коефіцієнт навантаження за згинальними напруженнями

$$\Theta_F = \frac{6(h \sin 2\lambda_p + 0,25\lambda_p - 0,125\pi)}{(0,5\pi + \lambda_p) \sqrt{h^2 \cos^2 \lambda_p + 0,25}}.$$

**Результати дослідження.** З аналізу співвідношень (5)–(7), (10), (13), (15)–(17) випливає, що критерії працездатності зубчастих передач залежать від показників, що

згідно з [20] відносяться до геометро-кінематичних, та прийняті для оцінки якості зубчатих зачеплень

- швидкість ковзання робочих поверхонь  $V_k$ ;
- швидкості переміщення точок контакту в напрямку, що перпендикулярний лінії миттєвого контакту на зубцях шестірни й колеса (швидкості ковзання)  $V_1$  і  $V_2$ ;
- сумарна швидкість переміщення точок контакту в напрямку, перпендикулярному лінії миттєвого контакту (сумарна швидкість ковзання)  $V_{\Sigma}$ ;
- коефіцієнти питомих ковзань  $\eta_1$  і  $\eta_2$ ;
- приведена кривизна поверхонь зубців у напрямку, перпендикулярному до лінії контакту  $\chi_{np}$ .

Одержимо співвідношення, що визначають зазначені показники для циліндричних синусоїдальних передач, утворених рейковим інструментом з синусоїдальним профілем (1) у залежності від його параметрів з використанням результатів [12]

$$V_k = \omega_1 \left( \frac{u+1}{u} \right) h \sin \lambda \sqrt{4h^2 \cos^2 \lambda + 1}; \quad (18)$$

$$V_i = \omega_i \left( \frac{R_i}{4h^2 \cos 2\lambda + 1} \pm h \sin \lambda \right) \times \sqrt{4h^2 \cos^2 \lambda + 1}; \quad (19)$$

$$V_{\Sigma} = \omega_1 \left( \frac{2R_i}{4h^2 \cos 2\lambda + 1} + \left( 1 - \frac{1}{u} \right) h \sin \lambda \right) \times \sqrt{4h^2 \cos^2 \lambda + 1}; \quad (20)$$

$$\chi_{np} = \frac{(R_1 + R_2) (4h^2 \cos 2\lambda + 1)^2}{\left[ R_1 + h \sin \lambda (4h^2 \cos 2\lambda + 1) \right]^2 \times (4h^2 \cos^2 \lambda + 1)^{-1,5}} \times \left[ R_2 - h \sin \lambda (4h^2 \cos 2\lambda + 1) \right]; \quad (21)$$

$$\eta_i = \pm \frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{h \sin \lambda (4h^2 \cos 2\lambda + 1)}{R_i \pm h \sin \lambda (4h^2 \cos 2\lambda + 1)}, \quad (22)$$

де  $u$  – передатне число передачі.

### Висновки:

1. Встановлено функціональний зв'язок якісних показників, які прийнято використовувати для оцінки працездатності зубчатих передач, з параметрами синусоїдального вихідного контуру для утворення прямих зубців.

2. Отримані співвідношення (18)–(22) є основою для подальших досліджень працездатності синусоїдальних передач, зокрема порівняльної оцінки синусоїдальних передач із різними параметрами, за результатами якої можна визначити раціональні параметри синусоїдального вихідного контуру.

### Список літератури

1. Вулгаков Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование / Э. Б. Вулгаков. М.: "Машиностроение", 1974. – 264 с.
2. Вулгаков Э. Б. Общий случай синтеза эвольвентного зацепления / Э. Б. Вулгаков // Труды Рижского института инженеров гражданской авиации. Сб.: "Исследование механических передач приводов агрегатов", 1970. – Вып. 148. – С. 55–68.
3. Amani A. Generalised non-dimensional multi-parametric involute spur gear design model considering manufacturability and geometrical compatibility / A. Amani, C. Spitas, V. Spitas // Mechanism and Machine Theory, 2017. – № 109. – P. 250–277.
4. Шишов В. П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением / В. П. Шишов, П. Л. Носко, П. В. Филь. – Луганськ: Вид-во СХУ ім. В. Даля, 2006. – 408 с.
5. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. Монография / А. И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с.

6. Tököly P. Effect of tooth shape to size of contact stress noninvolute gearing / P. Tököly, M. Gajdoš, M. Bošanský // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – № 19. – С. 10–20.
7. Бабичев Д. Т. Оптимизационный синтез профиля зуба как отрезка кривой, заданной натуральным уравнением / Д. Т. Бабичев, Д. А. Бабичев // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума (21–23 января, 2014 г., Россия, Ижевск). – Ижевск: изд-во ИжГТУ, 2013. – 580 с. – С. 301–308.
8. Ткач П. М. Визначення можливості профілювання вихідних контурів циліндричних прямозубих передач кривими другого порядку / П. М. Ткач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – № 34. – С. 135–144.
9. Аникин Ю. В. Синусоидальное зацепление: основы геометро-кинематической теории / Ю. В. Аникин. – Воронеж: Изд-во Воронежского ун-та, 1975. – 63 с.
10. Ghosh S. S. On optimal tooth profile modification for reduction of vibration and noise in spur gear pairs / S. S. Ghosh, G. Chakraborty // Mechanism and Machine Theory, 2016. – № 105. – P. 145–163.
11. Liu Hui. Tooth profile modification based on lateral-torsional-rocking coupled nonlinear dynamic model of gear system / Hui Liu, Chen Zhang, Chang L. Xiang, et al. // Mechanism and Machine Theory, 2016. – № 105. – P. 606–619.
12. Ткач П. М. Виробна поверхня та верстатне зачеплення циліндричних прямозубих синусоїдальних передач / П. М. Ткач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинобудування. – К.: НТУ "ХПІ", 2014. – № 1 (70). – С. 112–121.
13. Кудрявцев В. Н. Конструкции и расчет зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, Е. Г. Глухарев. Л.: Машиностроение, 1971. – 328 с.
14. Бутенин Н. В. Курс теоретической механики: Учеб. пособ.: В 2 т. – Т. 1: Статика и кинематика. 5-е изд. исправл. / Н. В. Бутенин, Я. Л. Луцк, Д. Р. Меркин. М.: Наука, 1998. – 234 с.
15. Погорелов А. В. Дифференциальная геометрия / А. В. Погорелов. – М.: Наука, 1974. – 176 с.
16. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алипина. – М.: Машиностроение, 1978. – 400 с.
17. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. М.: Машиностроение, 1976. – 303 с.
18. Удосконалення циліндричних передач із арковими зубцями синтезом за критеріями працездатності: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.02.02 / О. А. Ревякіна. – Луганськ, 2003. – 25 с.
19. Ткач П. М. Попередня оцінка згинальної міцності прямого зуба з синусоїдальним профілем / Ткач П. М. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: вид-во СХУ ім. В. Даля, 2014. – № 4(211). – Ч. 1. – С. 236–241.
20. Коростелев Л. В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений / Л. В. Коростелев // Изв. вузов. Машиностроение, 1961. – № 10. – С. 5–15.

### References (transliterated)

1. Vulgakov Eh. B. *Zubchatihе peredachi s uluchshennimi svoystvami. Obobshchennaya teoriya i proektirovaniye* [Gears with improved properties. Generalized theory and design]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974, 264 p.
2. Vulgakov Eh. B. *Obthiy sluchay sinteza ehvolventnogo zacepleniya. Trudih Rzhskogo instituta inzhenerov grazhdanskoj aviacii. Sb.: "Issledovanie mekhanicheskikh peredach privodov agregatov"* [The general case of the synthesis of involute gearing "The study of the mechanical transmissions of drive units"]. 1970, vol. 148, pp. 55–68.
3. A. Amani, C. Spitas, V. Spitas. Generalised non-dimensional multi-parametric involute spur gear design model considering manufacturability and geometrical compatibility. *Mechanism and Machine Theory*, 109 (2017), pp. 250–277.
4. V. P. Shishov, P. L. Nosko, P. V. Fil'. *Teoreticheskie osnovih sinteza peredach zacepleniem* [Theoretical basis for the synthesis of gears]. Lugansjk, SNU im. V. Dalya Publ., 2006, 408 p.
5. Pavlov A. I. *Sovremennaya teoriya zubchatihk zaceplenyj. Monografiya* [The modern theory of gearing. Monography]. Kharjkov, KhNADU Publ., 2005, 100 p.
6. P. Tököly, M. Gajdoš, M. Bošanský. Effect of tooth shape to size of contact stress noninvolute gearing. *Visnik Nacionaljnoho Tekhnichnogo universitetu "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2009, no. 19, pp. 10–20.
7. Babichev D. T. Babichev D. A. *Optimizacionnyj sintez profilya zuba kak otrezka krivoyj, zadannoyj naturaljnim uravneniem* [Optimization synthesis of the tooth profile as a segment of the curve given by the natural equation]. *Teoriya i praktika zubchatihk peredach: Sbornik trudov Mezhdunarodnogo simpoziuma (21–23 yanvara, 2014 g., Rossiya, Izhevsk)* [Theory and Practice of Gears: Proceedings of the International Symposium (January 21–23, 2014, Russia, Izhevsk)]. Izhevsk, IzhGTU Publ., 2013, pp. 301–308.

8. Tkach P. M. Vyznachennya mozhyvosti profilyuvannya vykhidnykh konturiv tsylindrychnykh pryamozubykh peredach kryvymy druhoho porядku [Determining of opportunity of the cylindrical spur transmissions basic rack's profiling by curves of the second order]. *Visnik Nacional'nogo Tekhnichnogo universitetu "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 34, pp. 135–144.
9. Anikin Ju. V. *Simusoidal'noe zaceplenie: osnovy geometro-kinematicheskoy teorii* [Sine meshing: the foundations of the geometric-kinematic theory]. Voronezh, Voronezh University Publ., 1975. 63 p.
10. S. S. Ghosh, G. Chakraborty. On optimal tooth profile modification for reduction of vibration and noise in spur gear pairs. *Mechanism and Machine Theory*, 105 (2016), pp. 145–163.
11. Hui Liu, Chen Zhang, Chang L. Xiang et al. Tooth profile modification based on lateral-torsional-rocking coupled nonlinear dynamic model of gear system. *Mechanism and Machine Theory*, 105 (2016), pp. 606–619.
12. Tkach P. M. Vyrobnna poverkhnya ta verstatne zacheplennya tsylindrychnykh pryamozubykh synusoidal'nykh peredach [Producing surface and producing gearing of cylindrical spur sine transmissions]. *Visnyk NTUU "KPI". Seriya: Mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University of Ukraine "KPI". Series: Engineering.]. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2014, no. 1, pp. 112–121.
13. Kudrjavcev V. N., Derzhavec Ju. A., Gluharev E. G. *Konstrukcii i raschet zubchatykh reduktorov* [Design and calculation of gear reducers]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1971, 328 p.
14. Butenin N. V., Lunc Ja. L., Merkin D. R. *Kurs teoreticheskoy mehaniki: Ucheb. posob.: V 2 t. – T. 1: Statika i kinematika* [Course of Theoretical Mechanics: Textbook in 2 volumes, vol. 1: Statics and Kinematics]. – 5<sup>th</sup> ed. Moscow, Nauka Publ., 1998, 234 p.
15. Pogorelov A. V. *Differencial'naya geometriya* [Differential geometry]. Moscow, Nauka Publ., 1974, 176 p.
16. I. V. Kragel'sky, V. V. Alisin ed. *Trenie, iznashivanie i smazka. Spravochnik. V 2-h kn.* [Friction, wear and lubrication. Handbook. In 2 books]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978, 400 p.
17. Kodnir D. S. *Kontaktnaya gidrodinamika smazki detalej mashin* [Contact hydrodynamics of lubrication of machines' parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1976, 303 p.
18. Revyakina O. A. *Udoskonalyuvannya tsylindrychnykh peredach iz arkovymy zubsyamy syntezom za kryteriyamy pratsezdatnosti: Avtoref. dys. ... kand. tekhn. nauk* [Improvement of the cylindrical gear with arched teeth by synthesis according to the criteria of efficiency: PhD thesis]. Luhans'k, 2003, 25 p.
19. Tkach P. M. Poperednya otsinka zhyval'noyi mitsnosti pryamoho zuba z synusoidal'nym profilem [Tentative estimation of bending strength of a straight tooth with sine shape]. *Visnyk Skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya* [Bulletin of the Volodymyr Dahl East Ukrainian National University]. Luhans'k, SNU im. V. Dalya Publ., 2014, no. 4(211), vol. 1, pp. 236–241.
20. Korostelev L. V. Kinematicheskie pokazateli nesushcheyj sposobnosti prostranstvennykh zaceplenyj [Kinematic indicators of the loading capacity of spacial gearings]. *Izvestiya vuzov* [News of universities]. Mashinostroenie Publ., 1961, no. 10, pp. 5–15.

Надійшла (received) 09.06.2017

*Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions*

**Якісні показники працездатності синусоїдальних циліндричних прямозубих передач / П. М. Ткач, П. Л. Носко, П. В. Філь, О. О. Ревякіна** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 135–139. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2079-0791.

**Качественные показатели работоспособности синусоидальных прямозубых передач / П. М. Ткач, П. Л. Носко, П. В. Філь, О. А. Ревякіна** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 135–139. – Библиогр.: 20 назв. – ISSN 2079-0791.

**Qualitative indicators of the operability of sine spur gears / P. M. Tkach, P. L. Nosko, P. V. Fil', O. O. Revyakina** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 135–139. – Bibliogr.: 20. – ISSN 2079-0791.

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Ткач Павло Миколайович** – кандидат технічних наук, доцент, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, старший науковий співробітник відділу міцності зварних конструкцій, м. Київ; тел.: (050) 223-89-94; e-mail: pavlotkach78@gmail.com.

**Ткач Павел Николаевич** – кандидат технических наук, доцент, Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины, старший научный сотрудник отдела прочности сварных конструкций, г. Киев; тел.: (050) 223-89-94; e-mail: pavlotkach78@gmail.com.

**Tkach Pavlo Mykolayovych** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, E.O. Paton Electric Welding Institute of NAS of Ukraine, Senior Scientist at the Department of Strength of Welded Structures, Kyiv; tel.: (050) 223-89-94; e-mail: pavlotkach78@gmail.com.

**Носко Павло Леонідович** – доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, професор кафедри машинознавства, м. Київ; тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko\_p@ukr.net.

**Носко Павел Леонидович** – доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет Украины, профессор кафедры машиноведения, г. Киев; тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko\_p@ukr.net.

**Nosko Pavlo Leonidovych** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Aviation University, Professor at the Department of Theory of Machines, Kyiv; tel.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko\_p@ukr.net.

**Філь Павло Володимирович** – кандидат технічних наук, доцент, Національний авіаційний університет, доцент кафедри машинознавства, м. Київ; тел.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

**Филь Павел Владимирович** – кандидат технических наук, доцент, Национальный авиационный университет, доцент кафедры машиноведения, г. Киев; тел.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

**Fil' Pavlo Volodymyrovych** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Aviation University, Associate Professor at the Department of Theory of Machines, Kyiv; tel.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

**Ревякіна Ольга Олександрівна** – кандидат технічних наук, доцент, Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка, доцент кафедри технологій виробництва і професійної освіти, м. Старобільськ; тел.: (050) 923-97-77; e-mail: olga.0509239777@gmail.com.

**Ревякіна Ольга Александровна** – кандидат технических наук, доцент, Луганский национальный университет им. Тараса Шевченко, доцент кафедры технологий производства и профессионального образования, г. Старобильск; тел.: (050) 923-97-77; e-mail: olga.0509239777@gmail.com.

**Revyakina Ol'ha Oleksandrivna** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Lugansk Taras Shevchenko National University, Associate Professor at the Department of Manufacturing Technology and Vocational Education, Starobil'sk; tel.: (050) 923-97-77; e-mail: olga.0509239777@gmail.com.