

The paper presents the results of assessment of the quality of soil pulverization by screening of the collected samples on the sizing screen in real operating conditions.

Conclusions. As a result of the field studies the following rational structural design parameters have been defined:

- disk diameter, mm – 660;
- disk surface curvature, mm – 620;
- disk setting angle with respect to the direction of movement, degrees – 38-42;
- disk setting angle with respect to the vertical, degrees – 22-26.

A significant advantage of the plough is that its five-housing option can be aggregated with the tractor class 14 kN, while the regular share plough with class 30 kN.

disk plough, disk setting angles, quality of soil pulverization

Одержано 11.10.13

УДК 621.9.04:621.9.02

О.І. Скібінський, доц., канд. техн. наук, А.А. Гнатюк, магістр, В.М. Зеленько, бакалавр

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження впливу конструктивних параметрів героторної передачі на зносостійкість робочих профілів коліс

В статті приведено дослідження впливу конструктивних параметрів на інтенсивність ковзання, як одної з основних причин зносу робочих профілів деталей героторних передач, а також виведення точних залежностей для визначення таких параметрів, вибір яких дозволяє зменшити вплив тертя ковзання і відповідно підвищити зносостійкість профілів.

знос, героторна передача, питома ковзання, радіус цівки

А.И. Скибинский, А.А.Гнатюк, В.Н. Зеленько

Кировоградский национальный технический университет

Исследование влияния конструктивных параметров героторной передачи на износостойкость рабочих профилей колес

В статье приведено исследование влияния конструктивных параметров на интенсивность скольжения, как одной из основных причины износа рабочих профилей деталей героторных передач, а так же выведение точных зависимостей для расчета таких параметров, выбор которых позволяет уменьшить влияние трения скольжения и соответственно повысить износостойкость профилей.

износ, героторная передача, удельное скольжение, радиус цевки

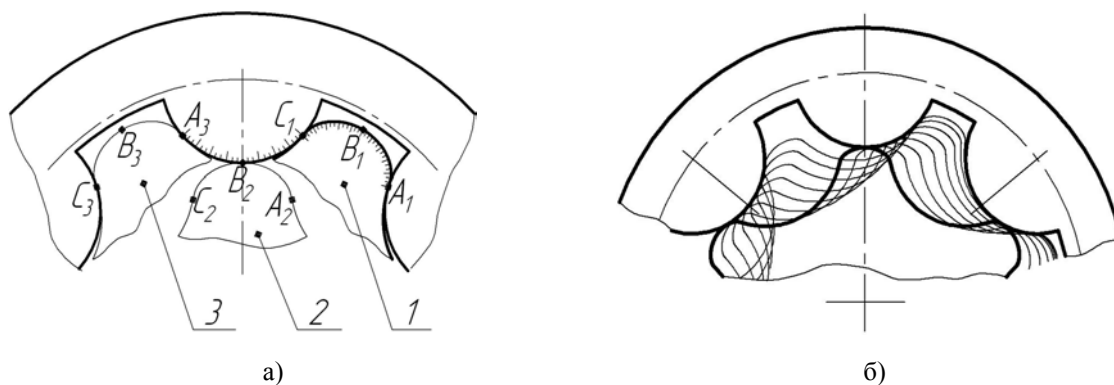
Підвищення довговічності роботи механізмів і машин завжди було важливою науково - практичною задачею. Не є виключенням і позацентроїдні епіциклоїдальні цівкові передачі внутрішнього зачеплення, або так звані героторні передачі, котрі знайшли широке застосування в сучасній техніці.

Основною причиною виходу з ладу героторних передач є знос профілів коліс, що утворюють зачеплення. Робочі профілі ротора і статора постійно знаходяться в контакті, в той же час переміщуючись один відносно одного. Сили, що виникають в точках контакту можуть деформувати профільні поверхні, а в результаті взаємного переміщення відбувається ковзання спряжених профілів. Періодичність дії цих

навантажень в процесі роботи призводить до помітної зміни геометрії профілів коліс, порушується кінематична точність і плавність ходу.

Ковзання є основною причиною зносу робочих профілів деталей героторних передач. В деяких випадках тертя ковзання замінюють тертям кочення, виконуючи цівки у вигляді втулок або роликів. Такий спосіб прийнятний у більшості випадків для редукторів з позacentроїдним циклоїдальним цівковим зачепленням, де при великих навантаженнях, втрати на тертя досить суттєві. Але така конструкція має ряд недоліків, а саме знос все одно відбувається в місцях контакту тіл кочення і корпусу, а також зношуються самі тіла кочення. В гідравлічних машинах з героторною передачею, для запобігання внутрішніх перетікань і збереження герметичності робочих камер, такі конструктивні виконання передачі використовувати не рекомендовано.

Значно поліпшити умови роботи передачі і зменшити інтенсивність тертя ковзання можна за рахунок правильного вибору параметрів зачеплення. Для цього необхідно проаналізувати процес ковзання, та ідентифікувати основні фактори, що впливають на цей процес.



а) – схема переміщення профілю ротора під час роботи передачі б) – схема руху точки контакту робочих профілів ротора і цівкового колеса

Рисунок 1 – Схематичний аналіз взаємодії профілів коліс героторної передачі під час роботи

Розглянемо рух точки контакту зубця ротора з цівкою. Нехай в певний момент часу ротор знаходиться в положенні 1 (рис. 1, а). При цьому він дотикається з цівками в точках A_1 і C_1 . При повороті ротора на кут $\varphi = \pi \cdot z_1 / z_2$, профіль буде знаходитись у положенні 2 і дотикатись в новій точці B_2 . Точка контакту рухається вздовж дуги цівки і вздовж дуги вершини зубця одночасно. При $\varphi = 2\pi \cdot z_1 / z_2$ ротор опиняється у положенні 3. Точка контакту на профілі ротора пройде шлях A_1C_1 , а на профілі цівкового колеса – шлях C_1A_3 . На протязі усього шляху відбувається ковзання спряжених профілів. Для зручності дугу C_1A_3 назовемо активною ділянкою зуба, як таку, що постійно знаходиться в контакті з ротором.

Аналізуючи траєкторію точки контакту та контакт профілів (рис. 2, а, б) стає очевидним, що саме випукла частина зубця ротора на проміжку A_1C_1 є самим уразливим місцем профілю. Западина сприймає лише тертя кочення, яке практично не впливає на знос. Отже основним фактором, що впливає на інтенсивність ковзання є довжини дуг ковзаючих профілів. Це є цілком справедливим, адже за характеристику зносу приймається показник питомого ковзання профілів. Для профілів ротора і цівкового колеса цей параметр визначається за формулами [1]:

$$\lambda_1 = \frac{\Delta L_1 - \Delta L_2}{\Delta L_1}, \quad \lambda_2 = \frac{\Delta L_2 - \Delta L_1}{\Delta L_2}, \quad (1)$$

де $\Delta L_1 = A_1C_1$ і $\Delta L_2 = C_1A_3$ – довжини дуг ковзаючих профілів. Знос буде відбуватись інтенсивніше по тій поверхні, довжина дуги якої менша (за умови рівномірного розподілу кривизни). Найсприятливіших умов можна досягти за умови рівності дуг A_1C_1 і C_1A_3 .

Для визначення умов рівності дуг по яким відбувається ковзання, складемо розрахункову схему (рис. 2) з позначенням основних параметрів зачеплення.

Довжина дуги активної ділянки зуба статора, обмеженої кутом θ , визначається за формулою:

$$L_1 = \theta \cdot r_u, \quad (2)$$

де θ – кут, що обмежує активну ділянку зубця статора (задається в радіанах);

r_u - радіус цівки статора.

Зі схеми 2 знаходимо і значення кута θ :

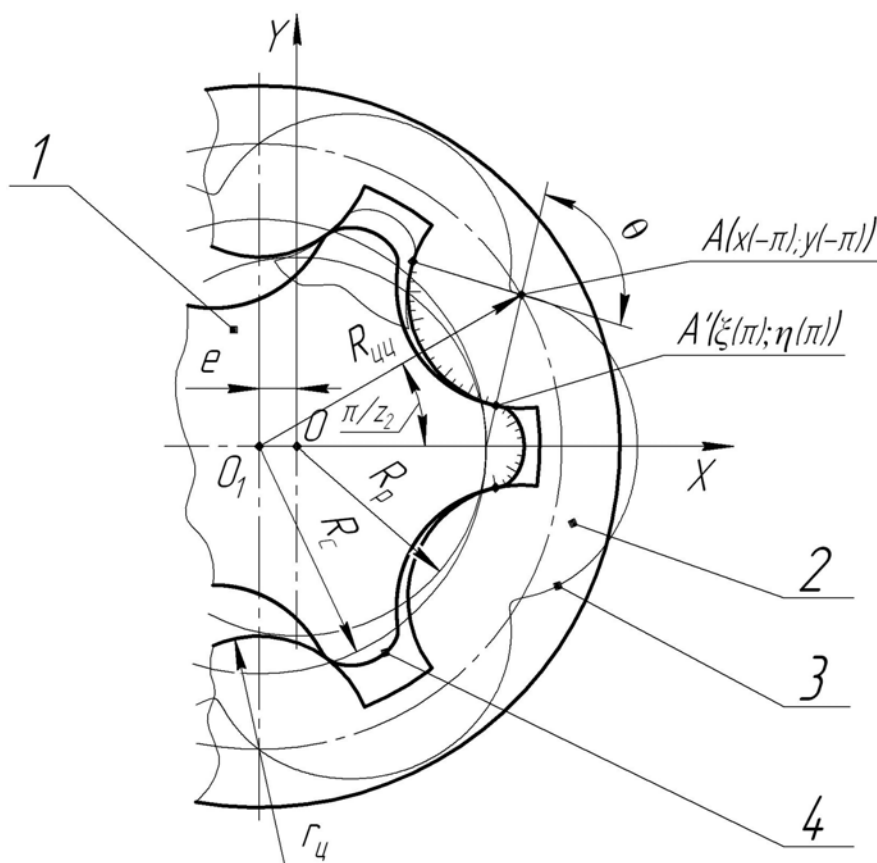
$$\theta = 2 \cdot \arcsin \left(\frac{R_c \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)}{\sqrt{R_c^2 + R_{\text{цц}}^2 - 2 \cdot R_c \cdot R_{\text{цц}} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_2}\right)}} \right), \quad (3)$$

де $R_p = e \cdot z_1$ – радіус центроїди ротора;

$R_c = e \cdot z_2$ – радіус центроїди статора;

$R_{\text{цц}}$ - радіус центрів цівок;

e - ексцентриситет передачі;



1 – ротор із числом зубців z_1 ; 2 – статор із числом зубців z_2 ;
3 – епіциклоїда; 4 – робочий профіль ротора (еквідистанта до епіциклоїди)

Рисунок 2 – Загальна схема героторної передачі з позначенням основних параметрів

Довжина ділянки профілю ротора, що сприймає тертя визначається по загальній формулі для довжин дуг параметрично заданих кривих [2]:

$$L_2 = 2 \cdot \int_0^{\pi} \sqrt{\xi'(\varphi)^2 + \eta'(\varphi)^2} d\varphi. \quad (4)$$

Значення похідних $\xi'(\varphi)$ і $\eta'(\varphi)$ можна представити [3]:

$$\xi'(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left(x - \frac{R_u \cdot y'(\varphi)}{\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}} \right) = x'(\varphi) - \frac{R_u \cdot x'(\varphi) \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{(x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2)^{3/2}}; \quad (5)$$

$$\eta'(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left(y + \frac{R_u \cdot x'(\varphi)}{\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}} \right) = y'(\varphi) - \frac{R_u \cdot y'(\varphi) \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{(x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2)^{3/2}}; \quad (6)$$

$$\sqrt{\xi'(\varphi)^2 + \eta'(\varphi)^2} = \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} - \frac{R_u \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}. \quad (7)$$

де $x(\varphi)$, $y(\varphi)$ – параметричні рівняння епіциклоїди, що мають вигляд:

$$x(\varphi) = R_{\text{ци}} \cos(\varphi/z_2) - e \cdot \cos \varphi; \quad (8)$$

$$y(\varphi) = R_{\text{ци}} \sin(\varphi/z_2) - e \cdot \sin \varphi. \quad (9)$$

Тоді інтеграл (4) матиме вигляд:

$$L_2 = 2 \cdot \int_0^{\pi} \left(\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} - \frac{r_u \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi. \quad (25)$$

Аналіз геометрії профілю ротора вказує на те, що довжина його дуги зменшується пропорційно віддаленню еквідистанти від епіциклоїди тобто пропорційно радіусу цівки $r_{\text{ц}}$. Відповідно довжина дуги активної ділянки зубця статора збільшується. Отже, існує таке значення r'_u при якому дуги ковзаючих профілів A_1C_1 і C_1A_3 будуть рівні. Для підтвердження вищесказаного були побудовані залежності зміни довжин профілів від величини віддалення r_u (рис. 3).

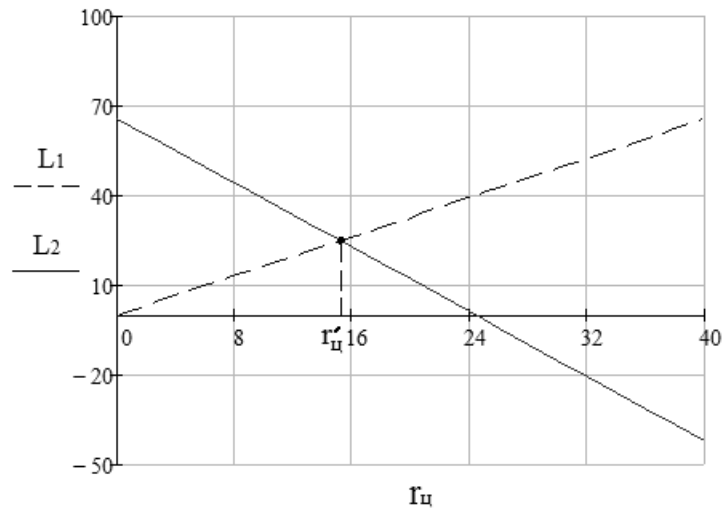


Рисунок 3 – Залежність зміни довжин дуг профілів від зміни $r_{\text{ц}}$.

Для визначення значення r'_u необхідно прирівняти формули (2) і (25) довжин дуг одна до одної і вирішити отримане рівняння відносно r_u , тобто:

$$\theta \cdot r_u = 2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \left(\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} - \frac{r_u \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi. \quad (26)$$

Перетворюємо рівність:

$$2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \left(\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi = r_u \cdot \left(2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \left(\frac{y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi)}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi + \theta \right). \quad (27)$$

І знаходимо значення r'_u :

$$r'_u = \frac{2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} d\varphi}{2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \left(\frac{y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi)}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi + \theta}. \quad (28)$$

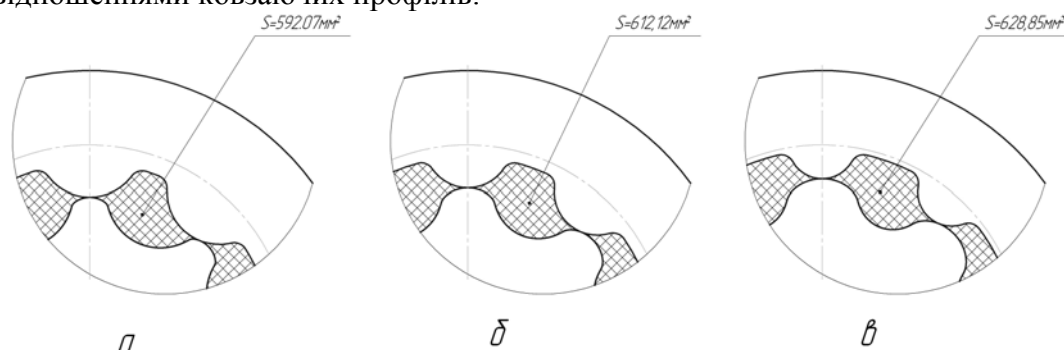
Після підстановки $x(\varphi)$ і $y(\varphi)$ та їх похідних, виконуючи спрощення, формула (28) приймає вигляд:

$$r'_u = \frac{2 \cdot \sqrt{\frac{1}{z_2^2}} \cdot \int_0^{\pi} \sqrt{R_{\text{щ}}^2 + R_c^2 + 2 \cdot R_{\text{щ}} \cdot R_c \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot z_1}{z_2}\right)} d\varphi}{\frac{\pi}{z_2} - 2 \cdot \arctg\left(\sqrt{\frac{(R_c - R_{\text{щ}})^2}{(R_c + R_{\text{щ}})^2}}\right) \cdot \tg\left(\frac{z_1 \cdot \pi}{2 \cdot z_2}\right) + \pi + \theta}. \quad (29)$$

Первісна підінтегральної функції в чисельнику не виражається через елементарні функції, тому отриманий інтеграл зводиться до еліптичних інтегралів другого роду.

Вибір такого значення r'_u під час проектування передачі дає змогу мінімізувати шкідливий вплив питомого ковзання, і тим самим підвищити зносостійкість профілів обох коліс. Повністю виключити фактор питомого ковзання не можливо, але правильний вибір конструктивного параметру r_u дозволить рівномірно розподілити його вздовж ділянок профілів, які зазнають шкідливого впливу тертя.

Нижче представлено конструкції героторних передач (Рис. 4) з різними співвідношеннями ковзаючих профілів:



- а) - довжина ковзаючої дуги статора більше за довжину ковзаючої дуги ротора;
- б) - довжина ковзаючої дуги статора рівна довжині ковзаючої дуги ротора;
- в) - довжина ковзаючої дуги статора менше за ковзаючу дугу ротора

Рисунок 4 – Конструкції героторних передач з різними співвідношеннями ковзаючих профілів

Список літератури

1. Фролова К.В. Механика промышленных роботов / - Фролова К.В., Воробьева Е.И. Кн. 3: Основы

- конструирования – М.: Высшая школа, 1989. – 380 с.
2. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике / Выгодский М.Я. – М.: Наука, 1975. - 872 с.
 3. О.І. Скібінський. Визначення величини робочого об'єму героторних гідромашин з епіциклоїдальною цівковою передачею внутрішнього зачеплення_/ О.І. Скібінський, В.І. Гуцул, А.А. Гнатюк, А.В. Заярна – Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник – Кіровоград, 2012.– Вип. 42., ч. 1. – 254 с.

Aleksandr Skibinskiy, Andrey Gnatuk, Vyacheslav Zelenko

Kirovograd National Technical University

Research of influence of structural parameters of gerotor transmission on wearproofness of job profiles of wheels

The purpose of this paper is to determine the optimal structural parameters of gerotor transmission, allowing to reduce the harmful effects of friction, which is a major cause of wear of wheel profiles.

In this article is described a study of the relationship between the design parameters of the gerotor transmission and intensity of wear of the working profiles of wheels. Analysis of the work of gerotor transmission allowed us to establish portions of profiles that are most subject to wear. Because the parameter of wear is a specific sliding, the wear rate will depend on the length of the plot sliding friction. The study presents precise formulas to get the optimal value of the radius of the stator tooth, in which portions of friction profiles are equal.

The obtained value of the radius of the stator tooth can not completely exclude the specific friction factor, but it allows you to evenly distribute it to the moving portions of the profile, thereby minimizing the harmful effects of friction and improve durability

wear, gerotor transmission, specific sliding, radius of tooth

Одержано 14.06.13

УДК 621.9.06

С.В. Струтинський, канд. техн. наук, докторант

Національний технічний університет України «КПІ», м.Київ

Застосування металполімерних композитів в конструкціях сферичних шарнірів просторової системи приводів

Запропоновано конструкцію сферичного шарніра просторової системи приводів, у якій сферичне сідло виконано з металополімерного композиту. Розроблена технологія і виготовлено дослідний зразок шарніра, поверхня сідла якого досліджена з використанням електронних мікрофотографій. Встановлена структура композиту та кількісні характеристики наявних в ньому металевих включень. Визначено розміри залізних сфер, які складають металеву основу композиту. Досліджено показники якості мікропрофіля для одержаної сферичної поверхні.

шарнір, сфера, сідло, композит, включення, розміри, мікропрофіль

С.В. Струтинский

Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев

Применение металлополимерных композитов в конструкциях сферических шарниров пространственной системы приводов

© С.В. Струтинський, 2013