

DOI <https://doi.org/10.32782/2220-8674-2025-15-2-16>

УДК 621.225.001.4

А. І. Панченко¹, д-р техн. наук

ORCID: 0000-0002-1230-1463

А. А. Волошина¹, д-р. техн. наук

ORCID: 0000-0003-4052-2674

І. А. Панченко¹, асистент

ORCID: 0000-0003-2150-4278

І. М. Холод¹, асистент

ORCID: 0000-0002-3652-0687

А. А. Волошин², викладач спецдисцип.

ORCID: 0009-0004-3850-7613

¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного² ВСП «Мелітопольський фаховий коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЦИКЛОЇДАЛЬНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ НА ГЕОМЕТРИЧНІ НА ФУНКЦІОНАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Анотація. Робота присвячена стабілізації вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом дослідження впливу радіуса кривизни зубів роторів на зміну геометричних та функціональних параметрів циклоїдального зачеплення. У результаті проведених досліджень розроблено розрахункову схему та математичний апарат, що дають змогу визначити зміну геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора залежно від ступеня зносу (збільшення діаметрального зазору) та провести математичне моделювання зміни геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення в умовах експлуатації. Отримані закономірності впливу радіуса кривизни зубів роторів планетарного гідромотора на зміну його геометричних та функціональних параметрів дадуть змогу забезпечити стабілізацію вихідних характеристик планетарного гідромотора при його проектуванні.

Ключові слова: циклоїдальне зачеплення, діаметральний зазор, контактний зазор, радіус заокруглення зуба, радіус ділильного кола.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день планетарні гідромотори знаходять своє застосування в різних галузях машинобудування [1; 2], у механізмах з наявністю приводу оберտальної дії з низькою частотою обертання й високим крутним моментом [3; 4]. Принцип дії планетарного (орбітального) гідромотора заснований на взаємодії внутрішнього та зовнішнього роторів циклоїдального зачеплення із зубами утвореними дугами кола [5; 6]. Різні похибки апроксимації циклоїдального контуру профілів зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, викликані проектуванням (конструктивними особливостями), виготовленням (технологічні труднощі), призводять до наявності діаметрального зазору [7]. У процесі експлуатації планетарної гідромашини в результаті зношування роторів, діаметральний зазор постійно збільшується, досягаючи свого граничного значення [8]. Збільшення діаметрального зазору внаслідок зміни радіусів заокруглення зубів роторів, викликане зносом їх робочих поверхонь, призводить до додаткових переміщень внутрішнього ротора, що негативно позначається на вихідних характеристиках планетарного гідромотора [9].

З огляду на це, з метою стабілізації вихідних характеристик планетарного гідромотора необхідно провести глибокі дослідження взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів циклоїдального зачеплення, утвореного зубами внутрішнього й зовнішнього роторів. Тому питання дослідження впливу радіуса кривизни зубів на зміну геометричних та функціональних параметрів роторів планетарної гідромашини є актуальним завданням.



Аналіз останніх досліджень. Запропоновано методологію опису ефективної витрати аксіально-поршневих насосів та двигунів [10]. Наведено математичні вирази для оцінки витрати робочої рідини в героторних гідромашинах [11]. Досліджено радіальний розподіл коливань тиску для насоса з осьовим потоком при різних швидкостях обертання [12]. Описано геометрію гідростатичного шестерного насоса [13] та визначено силовий контакт між зубами гідростатичного шестеренного насоса [14], проведено моделювання зачеплення профілів ротора в параметричній формі [15], розроблено програму для проектування ротора [16]. Запропоновано вимірювальну систему для діагностики та фактори, що впливають на надійність та ефективність гідравлічних пристроїв [17]. Питання, пов'язані з проектуванням планетарних (орбітальних) гідромоторів, не розглядалися.

Відомо [18], що орбітальні та планетарні гідромотори ефективно використовують у мехатронній системі самохідної техніки. До недоліків цих гідромашин належать [19] нерівномірність вихідних характеристик, зумовлену похибкою форми елементів його системи роторів [7] та конструктивними особливостями розподільної системи [20]. Розроблено чисельні моделі циклоїдальної зубчастої передачі з використанням методу кінцевих елементів [21]. Запропоновано математичну [22] та динамічну [23] моделі процесів, що відбуваються в системі розподілу, досліджено вплив сегментної [24], круглої [25] та овальної [26] форми розподільних вікон на пропускну здатність [27] та вихідні характеристики планетарного гідромотора [28]. Вплив конструктивних особливостей системи роторів на вихідні показники планетарного гідромотора не досліджувався.

Розроблено математичну [29] та динамічну [30] моделі процесів, що відбуваються в системі роторів при експлуатації орбітального гідромотора [31], проведено аналіз зносу з використанням чисельного моделювання [32], досліджено похибку виготовлення зубчастих коліс [33], встановлено взаємозв'язок між похибкою, контактною силою та тертям [34], розроблено прилади [35] й засоби [36] контролю похибки форми їх виготовлення, проведено експериментальні дослідження [37]. Взаємозв'язок геометричних і функціональних параметрів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора не розглядався.

Аналізу публікацій, присвячених розрахунку, моделюванню та проектуванню планетарних (орбітальних) гідромоторів, показав [38], що на сьогоднішній день майже відсутні публікації, що розкривають питання глибоких досліджень взаємозв'язку геометричних і функціональних параметрів циклоїдального зачеплення, утвореного зубами внутрішнього й зовнішнього роторів. Слід зазначити, що більшість публікацій спрямовано на дослідження, пов'язані з проектуванням героторних гідромашин (переважно насосів). Проте робота роторів героторного насоса принципово відрізняється від роботи роторів планетарного (орбітального) гідромотора [8; 9]. Тому, представлена стаття присвячена дослідженням впливу радіуса кривизни зубів на зміну геометричних та функціональних параметрів роторів планетарної гідромашини з метою стабілізації вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Формулювання мети статті (постановка завдання). Стабілізація вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом дослідження впливу радіуса кривизни зубів роторів на зміну геометричних і функціональних параметрів циклоїдального зачеплення.

Для визначення зміни геометричних та функціональних параметрів елементів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора залежно від зміни діаметрального зазору між його роторами дослідженнями передбачено:

- розробити розрахункову схему й математичний апарат для визначення зміни геометричних параметрів, що характеризують циклоїдальне зачеплення планетарного гідромотора при їх зносі;
- розробити структурно-функціональну схему моделювання зміни геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення при зношуванні;

– дослідити взаємозв'язок зношування елементів циклоїдального зачеплення зі зміною їх геометричних параметрів.

Основна частина. Уточнимо, що діаметральний зазор – це зазор G (рис. 1) між відповідними парами зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, за умови, що діаметрально протилежний зуб внутрішнього ротора перебуває в контакті з двома зубами (роликами) зовнішнього ротора [8; 9]. Технічний стан циклоїдального зачеплення (і гідромотора загалом) у процесі експлуатації визначається зміною значення його діаметрального зазору (внаслідок зношування). Тому для визначення технічного стану планетарного гідромотора вагоме значення має встановлення взаємозв'язку функціональних і геометричних параметрів циклоїдального зачеплення.

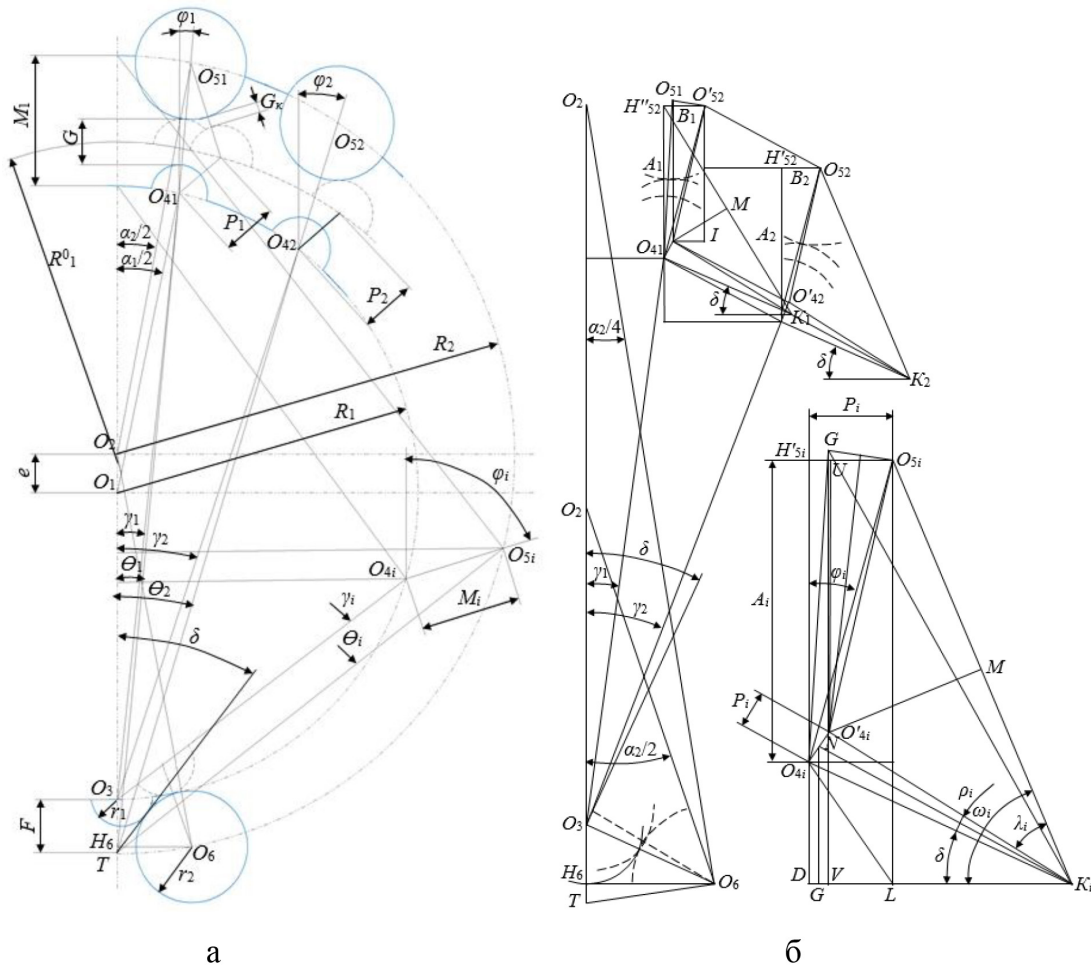


Рис. 1. Розрахункові схеми визначення геометричних параметрів циклоїдального зачеплення

Для подальших досліджень приймемо такі припущення:

- відхилення профілів зубчастих контурів внутрішнього та зовнішнього роторів дорівнюють нулю;
- зміна діаметрального зазору (знос деталей циклоїдального зачеплення) здійснюється зміною радіуса ділильного кола R_1 внутрішнього ротора;
- радіус ділильного кола R_2 зовнішнього ротора та радіуси закруглень зубів внутрішнього r_1 та зовнішнього r_2 роторів незмінні.

Оскільки циклоїдальне зачеплення симетрично щодо лінії центрів O_1O_2 , то доцільно розглядати тільки одну, наприклад, його праву половину (рис. 1, а). При цьому номери пар зубів внутрішнього і зовнішнього роторів, що розглядаються, нумеруються зверху,



зліва направо. Тоді діаметральний зазор G буде розташований між зубами першої пари ($i = 1$), а порядковий номер діаметрально протилежного зуба визначатиметься виразом $i = (Z_1 + 1)/2$, кут δ між лінією центрів O_1O_2 і нормаллю в точці торкання пари зубів $i = (Z_1 + 1)/2$ постійний ($\delta = \text{const}$).

З урахуванням прийнятих припущень визначимо основні геометричні параметри, що характеризують циклоїдальне зачеплення планетарного гідромотора.

Міжцентрова відстань M_i і зазор G_i характеризують взаємне розташування зубів внутрішнього і зовнішнього роторів, що сполучаються (рис. 1, а):

$$G_i = M_i - (r_1 + r_2), \quad (1)$$

$$M_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}, \quad (2)$$

$$A_i = 2R_2 \cdot \cos^2 \frac{\pi \cdot (2i-1)}{2z_2} - 2R_1 \cdot \cos^2 \frac{\pi \cdot (2i-1)}{2z_1} - F, \quad (3)$$

$$B_i = R_2 \cdot \sin \frac{\pi \cdot (2i-1)}{z_2} - R_1 \cdot \sin \frac{\pi \cdot (2i-1)}{z_1}, \quad (4)$$

$$F = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2} + 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}}, \quad (5)$$

де R_1 – радіус ділового кола внутрішнього ротора; R_2 – радіус ділового кола зовнішнього ротора; r_1 – радіус закруглень зубів внутрішнього ротора; r_2 – радіус закруглень зубів зовнішнього ротора; z_1 – кількість зубів внутрішнього ротора; z_2 – кількість зубів зовнішнього ротора.

Відсутність зазору в парі $i = 1$ відповідає такому значенню R_1^0 , у якому $M_i = r_1 + r_2$. Звідси, з урахуванням (3) та (4):

$$R_1^0 = \frac{1}{C} (D - \sqrt{D - C \cdot E}), \quad (6)$$

$$C = 4 \cos^2 \frac{\pi}{2z},$$

$$D = 4R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{2z} \cdot \cos^2 \frac{\pi}{2z_2} \cdot \cos \frac{\pi}{2z_1 \cdot z_2} - 2F \cdot \cos^2 \frac{\pi}{2z_1},$$

$$E = 4R_2 \cdot (R_2 - F) \cdot \cos^2 \frac{\pi}{2z_2} + 2F^2 - (r_1 + r_2)^2.$$

У теоретичному з'єднанні параметр R_1^0 є загальним для характеристики ступеня «повноти» як внутрішнього, так і зовнішнього роторів. Тому в реальному з'єднанні розмір R_1^0 можна прийняти як номінальний.

Параметр P_i (рис. 1, б) характеризує величину паралельного переміщення внутрішнього ротора до торкання i -го зуба зовнішнього ротора:

$$P_i = 2 \cdot (r_1 + r_2) \cdot \sin \frac{\omega_i \cdot \lambda_i \cdot \delta}{2}, \quad (7)$$

$$\omega_i = \arctg \frac{(r_1 + r_2) \cdot \sin \delta + A_i}{(r_1 + r_2) \cdot \cos \delta - B_i}, \quad \delta = \arccos \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{2z_2}}{r_1 + r_2},$$

$$\lambda_i = \arccos \frac{\sqrt{[(r_1 + r_2) \cdot \sin \delta + A_i]^2 + [(r_1 + r_2) \cdot \cos \delta - B_i]^2}}{2 \cdot (r_1 + r_2)}.$$



Контактний зазор $G_{cont}(i, j)$ між зубами розглянутої i -ї пари при контакті j -х зубів внутрішнього та зовнішнього роторів визначається з виразу:

$$G_{cont}(i, j) = \sqrt{M_i^2 + P_j^2 - 2M_i - P_j \cdot \cos \frac{\omega_j - \lambda_j + \delta - 2\varphi_i}{2}} - (r_1 + r_2).$$

При $R_1 < R_{кр}$ внутрішній ротор, перемістившись на величину P_i , торкається зовнішнього ротора зубом № 2 ($j = 2$) у той момент, коли в парі зубів № 1 ($i = 1$) спостерігається зазор G . Тоді з урахуванням діаметрального зазору (1) маємо:

$$G_{cont} = \sqrt{P_2^2 \cdot [G_1 - (r_1 + r_2)] \cdot \left[G_1 - (r_1 + r_2) - 2P_2 \cdot \cos \frac{\omega_2 - \lambda_2 + \delta - 2\varphi_1}{2} \right]} - (r_1 + r_2). \quad (8)$$

Оскільки в реальному циклоїдальному зачепленні діаметральний зазор існує як сукупність конструктивних параметрів R_1, R_2, r_1, r_2, z_1 і z_2 , то всі розглянуті геометричні параметри (G_i, M_i, P_i і G_{cont}) були досліджені як функція від конструктивних параметрів і визначені виразами (1), (2), (7) і (8), відповідно.

Залежність між геометричними параметрами розглядалася як функція від міжцентрової відстані e між центрами внутрішнього й зовнішнього роторів, що допустимо тільки для беззазорого, теоретичного з'єднання. Причому міжцентрова відстань визначалася взаємозв'язком радіусів закруглення зубів, умовно позначимо її e_1 :

$$e_1 = \frac{(r_1 + r_2)}{4}. \quad (9)$$

Оскільки зміна діаметрального зазору впливає на зміну параметра F , то, з урахуванням рівняння (5), міжцентрова відстань, умовно позначимо її e_2 , визначається залежністю:

$$e_2 = R_2 - R_1 - \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2} - 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}}. \quad (10)$$

Отримані залежності дають змогу моделювати зміну параметрів геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора при зносі.

Розроблені розрахункові схеми та математичний апарат дають змогу визначити зміну геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора залежно від зношування (збільшення діаметрального зазору) та провести математичне моделювання зміни геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення в умовах експлуатації.

При зношуванні циклоїдального зачеплення планетарних гідромашин циклоїдальний зубчастий контур його елементів відновлюється шляхом перешліфування (розточування) цього контуру на еквідистантний профіль. Тому для контролю якості ремонту, а також призначення ремонтних розмірів необхідно знати, як розподіляються зазори (натяги) між відповідними парами зубів циклоїдального зачеплення при його відновленні.

Структурно-функціональна схема моделювання зміни (зносу) геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення при відновленні представлена на рис. 2.

Блок А (рис. 2) дає змогу визначити міжцентрову відстань та зміну зазорів між відповідними парами зубів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора, описане виразами (1–5).

Блок Б (рис. 2) дає змогу визначити значення компенсувального параметра R_1^0 , що забезпечує «беззазорність» з'єднання зовнішнього та внутрішнього роторів у місцях відділення зони нагнітання від зони зливу, описане виразом (6). Прирівнявши початкове значення радіуса ділильного кола внутрішнього ротора R_1 до значення компенсувального параметра R_1^0 , визначаємо проміжні значення геометричного параметра R_1 залежно від поточного значення радіуса

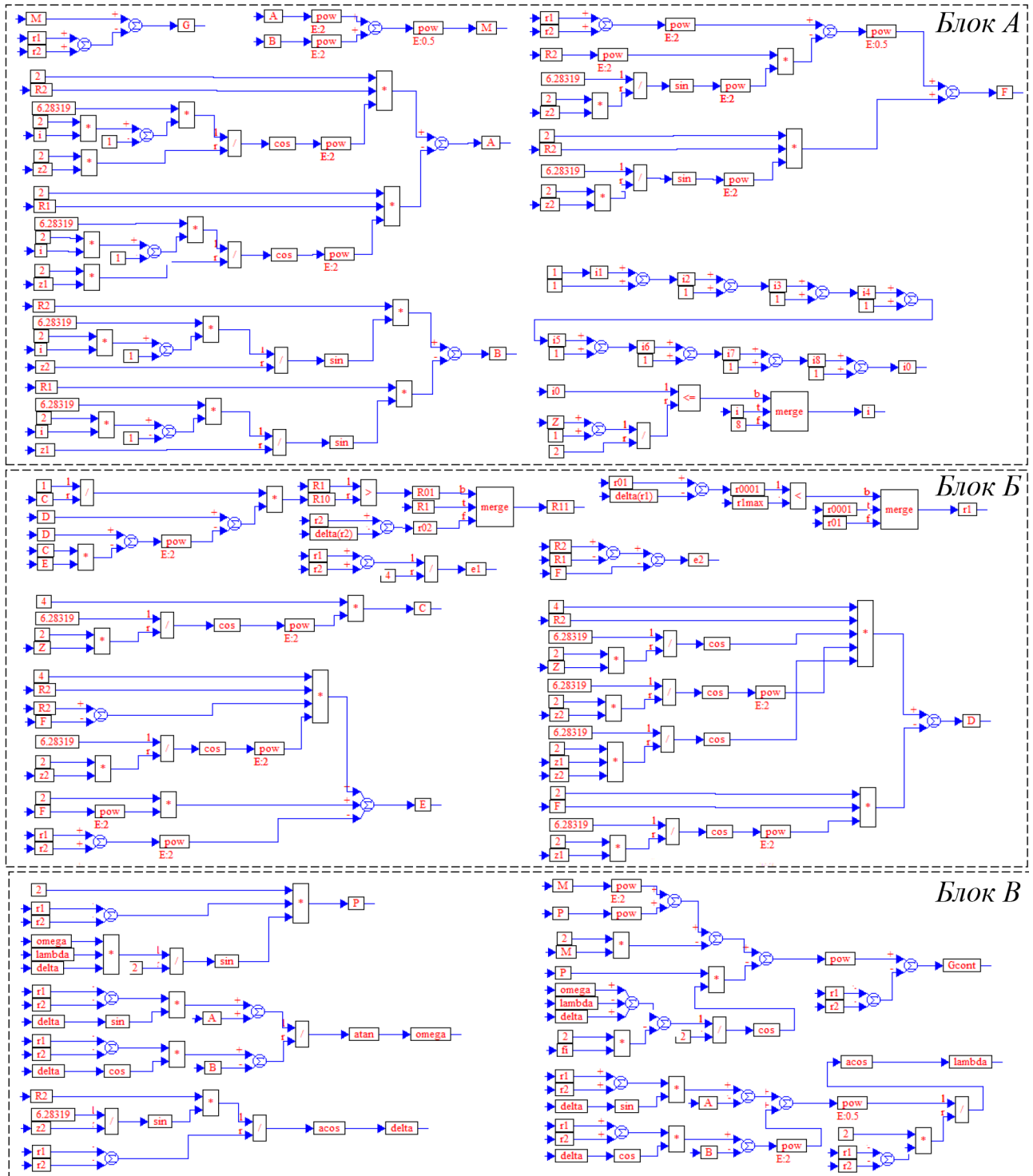


Рис. 2. Структурно-функціональна схема моделювання зміни геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення при зносі

заокруглення зуба внутрішнього ротора r_1 , поточне (ремонтне) значення якого задається з кроком Δr_1 , з огляду на конструктивні чи технологічні міркування.

Блок *B* (рис. 2) дає змогу визначити переміщення P_i i -го зуба внутрішнього ротора до контакту з відповідним зубом зовнішнього ротора, описане виразом (7) та поточне значення контактної зазору G_{cont} між точками контакту зуба внутрішнього ротора з відповідним зубом зовнішнього ротора, описане виразом (8).

Для моделювання використовувалася права частина циклоїдального зачеплення (рис. 3). Причому пара зубів № 1 розташована праворуч угорі, а пара зубів № 8 розміщена діаметрально протилежно до осі симетрії. Аналіз залежності зміни зазорів між зубами циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора за різних значень радіуса заокруглення зуба внутрішнього ротора r_1 показує (рис. 3, а), що зі зменшенням радіуса заокруглення зуба внутрішнього ротора зазор у парі зубів № 7 збільшується. При значенні радіуса заокруглення зуба внутрішнього ротора $r_1 = 4,65$ мм у парі зубів № 7 натяг становить 3 мкм, а при номінальному значенні $r_1 = 4,5$ мм зазори дорівнюють $G_1 = 0,2$ мм, тоді як $G_2 = 0,04$ мм.

Аналіз можливих переміщень зубів внутрішнього ротора до контакту з відповідними зубами зовнішнього ротора показує (рис. 3), що за наявності «ідеальної» геометрії зубчастого контуру зовнішнього та внутрішнього роторів контакт у сьомій парі зубів (при зносі обох деталей) майже неможливий (рис. 3, б – крива 2).

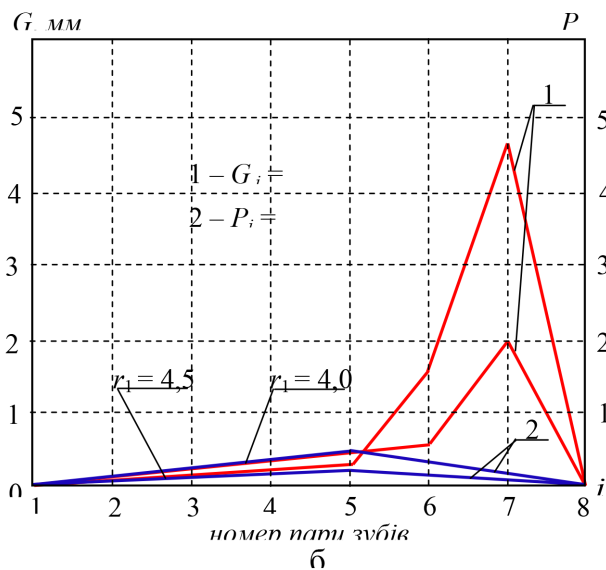
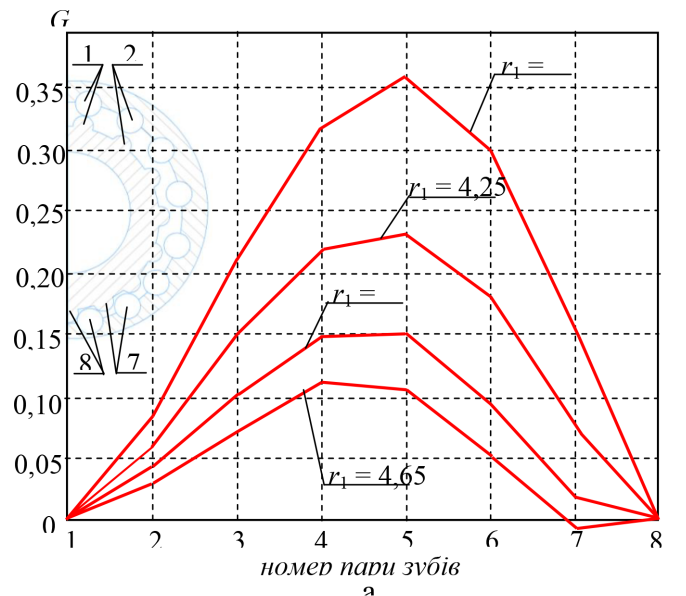


Рис. 3. Зміна зазорів та величини переміщень відповідних пар зубів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора

Аналізуючи зміну геометричних параметрів в «безззорному» з'єднанні зовнішнього і внутрішнього роторів, необхідно відзначити, що для кожного «постійного» зовнішнього ротора може існувати безліч внутрішніх роторів з різними, але пов'язаними між собою значеннями радіусів заокруглення зуба внутрішнього ротора r_1 і ділильного кола R_1 (рис. 4, крива 1).

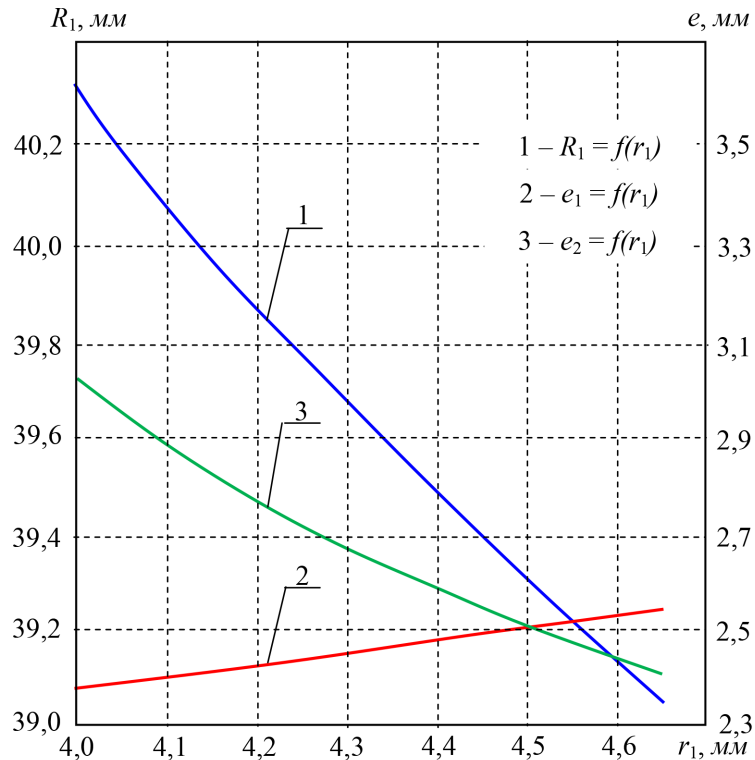


Рис. 4. Зміна геометричних параметрів циклоїдального зачеплення від радіуса заокруглення зуба внутрішнього ротора r_1

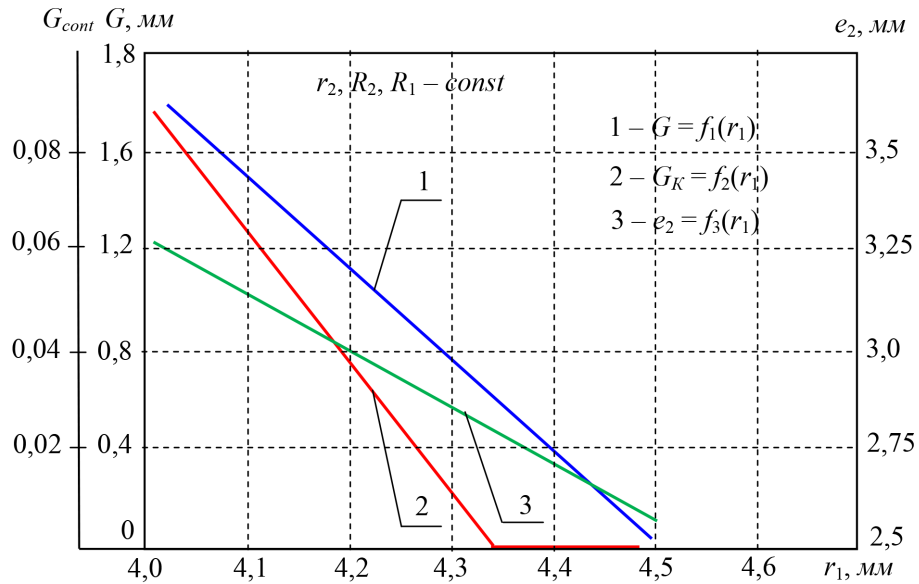
Дослідженнями зміни технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації встановлено взаємозв'язок зносу деталей циклоїдального зачеплення зі зміною геометричних параметрів цього зачеплення та функціональних параметрів планетарного гідромотора.

Аналізуючи залежність зміни геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при зносі (рис. 5), можна відзначити, що діаметральний зазор G зростає лінійно (рис. 5, криві 1), тоді як контактний зазор G_{cont} залишається незмінним при зменшенні r_1 (R_1) до значення $r_1 = 4,34$ мм ($R_1 = 39,085$ мм), а потім різко зростає (рис. 5, криві 2).

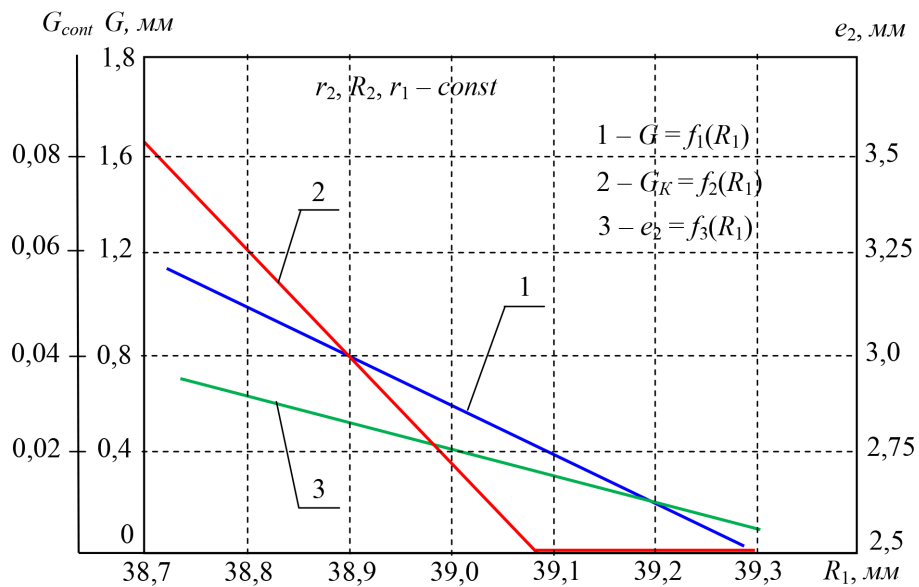
Установлено, що відстань між центрами внутрішнього та зовнішнього роторів e_2 у процесі експлуатації також зростає, що призведе до зменшення крутного моменту та механічного ККД. Характер зміни контактного зазору G_{cont} залежно від ступеня зношування (рис. 5, криві 2) підтверджує дослідження кінематики циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора [8; 9].

У реальних умовах діаметральний зазор утворюється завдяки зменшенню радіуса заокруглення зуба внутрішнього ротора r_1 . Моделювати такий процес експериментально дуже складно. Установлено, що зміни геометричних параметрів при зносі, що моделюється як радіусом заокруглення зуба внутрішнього ротора r_1 (рис. 5, а), так і радіусом ділильного кола R_1 (рис. 5, б), ідентичні. Тому при експериментальних дослідженнях знос циклоїдального зачеплення доцільно моделювати зміною радіуса ділового кола внутрішнього ротора r_1 .

Аналіз зміни зазорів у відповідних парах зубців циклоїдального зачеплення при зносі, що модельований параметром R_1 , показує (рис. 6), що діапазон зміни зазорів у парі зубів № 7 (0,022-0,169 мм) значно менше, ніж у парі № 2 (0,040-0,736 мм). Отже, при експериментальних



а



б

Рис. 5. Зміна геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при зносі:

а – при модельованому r_1 ; б – при модельованому R_1

дослідженнях не виключена можливість торкання внутрішнього ротора зубцем № 7 відповідного зубця зовнішнього ротора (похибка форми контуру зовнішнього та внутрішнього роторів може перевищувати зазор між зубцями).

Так, можна зробити висновок, що розроблена структурно-функціональна схеми моделювання зміни геометричних параметрів орбітального гідромотора в умовах експлуатації (при зносі) дає змогу обґрунтувати значення ремонтних розмірів деталей циклоїдального зачеплення.

Проведеними дослідженнями встановлено, що основним функціонально обґрунтованим показником, що визначає технічний стан циклоїдального зачеплення та планетарного гідромотора загалом, є діаметральний зазор.

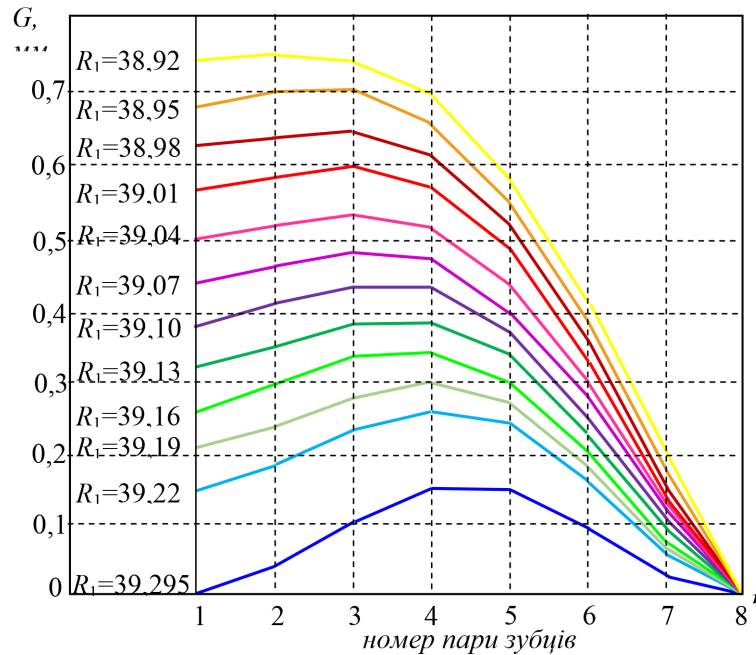


Рис. 6. Зміна зазорів між відповідними парами зубців циклоїдального зачеплення при зносі

Для забезпечення нормальної роботи циклоїдального зачеплення (тобто виключення контакту в парі зубців № 7) необхідно забезпечити контроль похибки форми контуру зовнішнього та внутрішнього роторів [35; 36].

Отримані закономірності впливу радіуса кривизни зубів роторів планетарного гідромотора на зміну його геометричних та функціональних параметрів дадуть змогу забезпечити стабілізацію вихідних характеристик планетарного гідромотора при його проектуванні.

Висновки. У результаті проведених досліджень розроблено розрахункову схему та математичний апарат, що дають змогу визначити зміну геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора в залежності від зносу (збільшення діаметрального зазору) й провести математичне моделювання зміни геометричних параметрів деталей циклоїдального зачеплення в умовах експлуатації.

Розроблена структурно-функціональна схема моделювання зміни геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення в умовах експлуатації (при зносі) дає змогу визначити зміну зазорів та величини переміщень між відповідними парами зубів роторів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора, а також зміну контактного зазору залежно від ступеня зносу при радіусі r_1 заокруглення зубів внутрішнього ротора та радіуса ділительного кола R_1 . Це дало змогу обґрунтувати значення геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення. Установлено, що зміна геометричних параметрів при зносі, що моделюється як радіусом заокруглення зуба внутрішнього ротора r_1 , так і радіусом ділительного кола R_1 , ідентичні. Тому при експериментальних дослідженнях знос циклоїдального зачеплення доцільно моделювати зміною радіуса ділительного кола внутрішнього ротора.

Дослідження впливу радіуса кривизни зубів на зміну геометричних та функціональних параметрів роторів планетарної гідромашини проводили шляхом моделювання умов експлуатації. Установлено, що для номінального значення радіуса зуба $r_1 = 4,5$ мм зазор у критичній парі становить 0,02 мм, що межує з похибкою форми зубчастого профілю та може призвести до заклинювання роторів у процесі роботи.

Аналіз переміщення зубів внутрішнього ротора до контакту з відповідними зубами зовнішнього ротора показує, що за відсутності похибки форми зубчастих профілів роторів контакт

у критичній парі зубів майже неможливий. Це пояснюється тим, що при зменшенні радіуса заокруглення зуба r_1 контур зубчастої поверхні внутрішнього ротора наближається до гіпоциклоїдального (зменшується похибка апроксимації).

Аналіз зміни зазорів між відповідними парами зубів циклоїдального зачеплення при зносі показує, що діапазон зміни зазорів у критичній парі зубів (0,022...0,169 мм) значно менше, ніж у парі, розташованій діаметрально протилежно (0,040...0,736 мм). Отже, в експлуатаційних умовах не виключена можливість заклинювання відповідних зубів у критичній парі через похибку виготовлення форми зубчастого контуру зовнішнього та внутрішнього роторів.

Проведеними дослідженнями встановлено, що основним функціонально обґрунтованим показником, що визначає технічний стан циклоїдального зачеплення та планетарного гідромотора, загалом є діаметральний зазор, а отримані закономірності впливу радіуса кривизни зубів роторів планетарного гідромотора на зміну його геометричних та функціональних параметрів дають змогу забезпечити стабілізацію вихідних характеристик планетарного гідромотора при його проектуванні.

Список використаних джерел

1. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019. 169–176, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18
2. Artiymov N., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V., Ayubov A. Innovative approach to agricultural machinery testing. *Engineering for Rural Development*, 2021. 20. 692–698
3. Antoshchenkov R., Halych I., Nikiforov A. et al. Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022. 2 (7(116)). 60–61, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.254688>
4. Antoshchenkov R., Bogdanovich S., Halych I., Cherevatenko H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023. 1 (7 (121)). 7–14, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>
5. Vecchiato D., Demenego A., Argyris J., Litvin F.L Geometry of a cycloidal pump. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2001. 190. 2309–2330, [https://doi.org/10.1016/S0045-7825\(00\)00236-X](https://doi.org/10.1016/S0045-7825(00)00236-X)
6. Bonandrini G., Mimmi G., Rottenbacher C. Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2009. 223. 1469–1480, <https://doi.org/10.1243/09544062JMES1163>
7. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Panchenko I., Titova O.: The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor. *International Journal of Engineering and Technology*, 2018. 7 (4.3). 1–5. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19542>
8. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник ТДАТУ*. Запоріжжя : ТДАТУ, 2023. Вип. 13. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>
9. Panchenko A., Voloshina A., Sadullozoda S.S., Panchenko I., Mitin V. The Changes in the Output Parameters of Planetary Hydraulic Machines with the Increase in the Gap Between Their Rotors. *InterPartner 2022: Advanced Manufacturing Processes IV. LNME*. Springer, Cham, 2023. 540–551, https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_51
10. Vacca A., Klop R., Ivantysynova M. A numerical approach for the evaluation of the effects of air release and vapour cavitation on effective flow rate of axial piston machines. *International Journal of Fluid Power*, 2010. 1(11). 33–45. <https://doi.org/10.1080/14399776.2010.10780996>
11. Yang D., Yan J., Tong S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*, 2010. 6(132). 064503-5. <https://doi.org/10.1115/1.4001595>
12. Yao J., Shi W., Wu S., Zhang D., Wang H., Hu Q. Numerical calculation and experiment on pressure fluctuation in axial flow pump. *Nongye Jixie Xuebao/Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013. 1(44). 119–124. <https://doi.org/10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S1.022>
13. Paffoni B. Pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2003. 217. 179–187, <https://doi.org/10.1243/095441003769700744>

14. Paffoni B., Progri R., Gras R. Teeth clearance effects upon pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2004. 218. 247–256, <https://doi.org/10.1243/0954410041872799>
15. Bonandrini G., Mimmi G., Rottenbacher C.: Design and simulation of meshing of a particular internal rotary pump. *Mechanism and Machine Theory*, 2012. 49. 104–116. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.11.001>
16. Choi T. H., Kim M. S., Lee G. S., et al. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134. 011005. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>
17. Andrenko P., Rogovyi A., Hrechka I., Khovanskyi S., Svnarenko M. Characteristics improvement of labyrinth screw pump using design modification in screw. In *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741 (1). 012024, <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012024>
18. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Titova O., Caldare A. Design of Hydraulic Mechatronic Systems with Specified Output Characteristics. *DSMIE 2020: Advances in Design, Simulation and Manufacturing III*. LNME. Springer, Cham, 2020. 42–51, https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_5
19. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Milaeva I., Pastushenko A. Prediction of Changes in the Output Characteristics of the Planetary Hydraulic Motor. *InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II*. LNME. Springer, Cham, 2021. 744–754. https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_72
20. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ. Мелітополь : ТДАТУ*, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30–49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>
21. Biernacki K. Analysis of the Material and Design Modifications Influence on Strength of the Cycloidal Gear System. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2015. 3(16). 537–546.
22. Kiurchev S., Luzan P., Zasiadko A., Radionov H., Boltianska N. Influence of the flow area of distribution systems on changing the operating parameters of planetary hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012037. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037>
23. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Panchenko I. Changes in the dynamics of the output characteristics of mechatronic systems with planetary hydraulic motors. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741. 012045. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012045>
24. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Pashchenko, V., Zasiadko A. Influence of the Shape of Windows on the Throughput of the Planetary Hydraulic Motor's Distribution System. In: Ivanov V. et al. (eds) *DSMIE 2021: Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV*. LNME. Springer, Cham, 2021. 2. 146–155. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_15
25. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ. Мелітополь : ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68–85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>
26. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A. Geometrical parameters for distribution systems of hydraulic machines. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019. 323–336, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_34
27. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Pashchenko V., Zasiadko A. Experimental studies of a throughput of the distribution systems of planetary hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012054, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012054>
28. Voloshina A., Panchenko A., Boltiansky O., Zasiadko A., Verkholtantseva V. Improvement of the Angular Arrangement of Distribution System Windows When Designing Planetary Hydraulic Machines. *InterPartner 2021: Advanced Manufacturing Processes III*. LNME. Springer, Cham, 2022. 53–63. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_6
29. Ding H., Lu J., Jiang B. A CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012. 15 (6). 062006. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/6/062006>
30. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I., Zasiadko A. The Study of Dynamic Processes of Mechatronic Systems with Planetary Hydraulic Motors. *InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II*. LNME. Springer, Cham, 2021. 704–713. https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68
31. Панченко А. І., Волошина А. А., Мітков В. Б., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей планетарних гідромоторів на зміну динамічних характеристик гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки. *Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ*, 2023. Вип. 23. Т. 1. С. 6–26. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2023-23-1-6-26>

32. Furustig J., Almqvist A., Pelcastre L., Bates C. A., Ennemark, P., Larsson, R. A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2016. 230. 2086–2097. <https://doi.org/10.1177/0954406215590168>
33. Bates C. A., Broe-Richter H. W., Bendlin C. R., Ennemark P. The effect of an amorphous hydrogenated carbon-coated gear-wheel on a hydraulic orbital motor's efficiency over time. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2018. 1–14. <https://doi.org/10.1177/1350650117752610>
34. Strmčnik E., Majdič F. The improvement of the total efficiency of the gerotor orbital hydraulic motor. In *Proceedings of the 11th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany (19–21 March 2018)*. <https://doi.org/10.18154/RWTH-2018-224639>
35. Kiurchev S., Abdullo M.A., Vlasenko T., Prasol S., Verkholtantseva, V. Automated Control of the Gear Profile for the Gerotor Hydraulic Machine. *InterPartner 2022: Advanced Manufacturing Processes IV. LNME*. Springer, Cham, 2023. 32–43. https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4
36. Panchenko A., Voloshina A., Boltianska N., Pashchenko V., Volkov S. Manufacturing Error of the Toothed Profile of Rotors for an Orbital Hydraulic Motor. *InterPartner 2021: Advanced Manufacturing Processes III. LNME*. Springer, Cham, 2022. 22–32. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_3
37. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I. The influence of the design parameters of the rotors of the planetary hydraulic motor on the change in the output characteristics of the mechatronic system. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741. 012027. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012027>
38. Gamez-Montero P. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12(12). 2423. <https://doi.org/10.3390/en121224232019>

Стаття надійшла до редакції 25.10.2025

Стаття прийнята 12.11.2025

Статтю опубліковано 22.12.2025



A. Panchenko¹, A. Voloshina¹, I. Panchenko¹, I. Kholod¹, A. Voloshin²

¹**Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University**

²**Melitopol Vocational College of TSATU**

INFLUENCE OF DESIGN FEATURES OF CYCLOIDAL ENGAGEMENT ON THE GEOMETRIC AND FUNCTIONAL PARAMETERS OF A PLANETARY HYDRAULIC MOTOR

Summary

Today, planetary (orbital) hydraulic motors are used in various areas of mechanical engineering, in mechanisms with low-speed, high-torque rotary drives. During operation of a planetary hydraulic machine, rotors wear causes the diametrical clearance to continually increase due to changes in the rotors tooth curvature radii caused by wear on their working surfaces. Therefore, studying the influence of tooth curvature radii on changes in the geometric and functional parameters of planetary hydraulic machine rotors is a pressing issue in order to stabilize the output characteristics of planetary hydraulic motors.

As a result of the conducted research, a calculation scheme and mathematical apparatus were developed that make it possible to determine the change in the geometric and functional parameters of an planetary hydraulic motor depending on wear (increase in diametrical clearance) and to carry out mathematical modeling of the change in the geometric parameters of cycloidal engagement elements under operating conditions (during wear).

The conducted research has established that the primary functionally justified indicator determining the technical condition of the cycloidal gearing and the planetary hydraulic machine as a whole is the diametrical clearance. The resulting patterns of influence of the rotor tooth curvature radius of a planetary hydraulic motor on changes in its geometric and functional parameters will ensure the stabilization of the planetary hydraulic motor's output characteristics during its design.

Keywords: cycloidal engagement, diametral clearance, contact clearance, tooth curvature radius, pitch circle radius.