

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-2>  
УДК 621.225.001.4

## МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КОНТРОЛЮ ЗУБЧАСТОГО ПРОФІЛЮ РОТОРІВ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН

## METHODS AND MEANS OF AUTOMATED CONTROL OF THE TOOTHED PROFILE OF ROTORS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES

А. І. Панченко<sup>1</sup>, д-р техн. наук, професор  
А. А. Волошина<sup>1\*</sup>, д-р техн. наук, професор  
І. А. Панченко<sup>1</sup>, асистент  
О. С. Ковязін<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доцент  
А. А. Волошин<sup>2</sup>, викладач спец. дисциплін

ORCID: 0000-0002-1230-1463  
ORCID: 0000-0003-4052-2674  
ORCID: 0000-0003-2150-4278  
ORCID: 0000-0002-3027-872X  
ORCID: 0009-0004-3850-7613

<sup>1</sup> Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,

<sup>2</sup> ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»

\*e-mail: [voloshinaa2012@gmail.com](mailto:voloshinaa2012@gmail.com)

**Анотація.** У гідроприводах сучасної самохідної техніки все більше застосування знаходять гідравлічні машини планетарного типу. Одним з основних вузлів цих гідромашин є система роторів із зубчастими поверхнями. Точність виготовлення геометрії зубчастого профілю роторів визначає працездатність планетарної гідромашини. В результаті проведених досліджень обґрунтовано методологічну можливість автоматизації контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин. З метою визначення контрольованих параметрів розроблено розрахункову схему системи роторів планетарної гідромашини та отримано математичні залежності, що описують елементи конструкції вимірювальних пристроїв. Виробнича перевірка розроблених засобів автоматизованого контролю роторів показала, що запропонований метод контролю дозволяє здійснити прецизійне складання системи роторів планетарних гідромашин шляхом селективного підбору відповідних пар.

**Ключові слова:** система роторів, зубчастий профіль, автоматизований контроль, вимірювальні пристрої, селективний підбір.

### Постановка проблеми.

В даний час у гідроприводах будівельної, залізничної, сільськогосподарської, бурової, комунальної, будівельної, лісозаготівельної та іншої самохідної техніки, переважно, використовуються гідромашини об'ємної дії – шестеренні [1–3] та аксіально-поршневі [5, 6]. Проте дедалі більше застосування знаходять гідравлічні машини (як насоси, так і гідромотори) планетарного типу [7].

Гідромашина планетарного типу, як і будь-яка гідравлічна машина об'ємної дії, є досить складним механізмом з деталями, що є прецизійним з'єднанням. Тому однією з проблем, що зумовлюють нормальне функціонування планетарних гідромашин загалом, є контроль точності виготовлення оригінальних деталей [8, 9] у таких основних вузлах, як система роторів та розподільча системи, що потребують розробки методів та засобів контролю.

Одним із основних вузлів гідромашин планетарного типу є система роторів, представлена зовнішнім та внутрішнім роторами [10]. Конструктивно зовнішній та внутрішній ротора являють собою зубчасту пару з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням [10], еквідистантний контур якого апроксимований дугами кіл [11]. В

процесі роботи внутрішній ротор, обкочуючись всередині зовнішнього ротора, витісняє робочу рідину та водночас розділяє (герметизує) зони високого та низького тисків [12, 13]. Таким чином, система роторів є рухомою прецизійною парою зі складною зубчастою поверхнею, а точність виготовлення геометрії зубчастого профілю роторів визначає працездатність планетарної гідromашини в цілому. Забезпечення необхідної герметизації в системі роторів планетарної гідromашини, для розподілу зон високого та низького тисків здійснюється шляхом селективного підбору роторів, для чого необхідно розробити відповідні методи та засоби автоматизованого контролю відхилень вимірюваних параметрів, що визначаються зубчастими поверхнями внутрішнього та зовнішнього роторів.

Тому питання, пов'язані з розробкою методів та засобів автоматизованого контролю зубчастого профілю роторів планетарної гідromашини, з метою забезпечення прецизійної точності складання системи роторів, є актуальним напрямком досліджень.

### **Аналіз останніх досліджень.**

Досліджено характеристики потоку [14] та проведено моделювання потоку [15], визначено зміни динамічного відгуку [16] та гідродинамічні умови, що викликають вібрації [17]. Запропоновано математичну [18] та чисельну [19] моделі для визначення робочих характеристик та розрахунку ККД [20]. Оптимізовано геометричні параметри проточних частин вихрокамерних [21] та лабіринтно-гвинтових [22] насосів, визначено діапазони працездатності вихрокамерних нагнітачів [23]. Запропоновано обчислювальну модель [24] та експериментальну систему [6] втрат енергії в гідравлічних ланцюгах. Для економії енергії запропоновано використання конфузору [25]. Проведено оцінку впливу кавітації пари [26] та газоутримання робочої рідини [27] на параметри аксіально-поршневих машин. Аналіз літературних джерел показує [28], що дуже мало опублікованої літератури з методології проектування та виробництва героторних насосів та планетарних (орбітальних) двигунів.

Представлена систематизація планетарних роторно-гідравлічних машин з плаваючими роликами [29], двома центральними зубчастими колесами [30], з хвилеподібними зубчастими колесами [31]. Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми [32] та геометричні параметри елементів розподільних систем [33] планетарних гідромоторів [34] з різною формою розподільчих вікон [35]. Робочі процеси, що відбуваються в планетарних гідromашинах, не досліджувалися.

Розроблено математичну модель [36], розглянуто сили та моменти, що діють у зубчастому зачепленні героторних насосів [37], досліджено вплив геометричних параметрів проточних частин героторного насоса на його вихідні характеристики [38]. Розроблено кінематична схема переміщення роторів орбітального гідромотора [12, 13], запропоновано метод визначення надійності орбітального гідромотора шляхом моделювання змін технічного стану роторів [10], проведені параметричні [11] і динамічні [39] дослідження процесів, що відбуваються в системі роторів планетарного гідромотора. Обґрунтовано контрольовані параметри, що визначають похибку виготовлення цих роторів [9, 40]. Недоліком способів та засобів контролю точності виготовлення роторів [40] є те, що при вимірюванні відхилень параметрів зубчастої поверхні роторів його необхідно встановлювати на вимірювальну позицію стільки разів, скільки в ньому зубів. Необхідно відзначити, що розглянуті схеми та пристрої для контролю точності виготовлення роторів досить добре реалізуються при їх вибіркового контролю (у момент виготовлення), але, на жаль, не можуть бути використані при автоматизованому контролі роторів.

Проведений аналіз виконаних досліджень показує, що питання автоматизації контролю зубчастих поверхонь роторів планетарних гідromашин, в даний час залишається мало вивченим, а методи та засоби автоматизованого контролю відсутні. Тому розробка методів та засобів автоматизованого контролю зубчастої поверхні

роторів планетарних гідромашин, що забезпечують можливість прецизійного складання шляхом селективного підбору відповідних пар, є на сьогодні актуальним завданням.

### Методологія дослідження.

Для розробки методів та засобів автоматизованого контролю зубчастої поверхні роторів гідромашин планетарного типу, з метою забезпечення їхнього прецизійного складання шляхом селективного підбору відповідних пар роторів необхідно:

- розробити розрахункову схему системи роторів планетарної гідравлічної машини для визначення контрольованих параметрів;
- обґрунтувати методологічну можливість автоматизації контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин;
- розробити методи та засоби автоматизованого контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин;
- провести аналіз результатів вимірювань.

Відомо [9–13], що основним робочим вузлом планетарної гідромашини є її система роторів (рис. 1). Зубчасті поверхні внутрішнього (рис. 1, а) та зовнішнього (рис. 1, б) роторів утворюють робочі камери, що взаємодіють із робочою рідиною (рис. 1, в).

Робочі камери розташовані симетрично щодо вертикальної осі та утворюють зони високого та низького тиску (рис. 1, в). Герметизація цих зон здійснюється в точках контакту зубчастих поверхонь внутрішнього та зовнішнього роторів, що знаходяться на нормалях, утворених кутом «контакту»  $k$  та в точках, що лежать на лінії радіусу «контакту»  $R_0$  [40].

Зовнішній профіль внутрішнього ротора 1 (рис. 1, в) являє собою зубчасту поверхню з кількістю зубів  $z_1$ , а контур зубів апроксимований дугами кола радіусом  $r_1$ . Центри кіл зубів внутрішнього ротора 1 розташовані на колі радіусом  $R_1$ . Зуби зовнішнього ротора 2 (рис. 1, в) виконані у вигляді вставних роликів 3 радіусом  $r_2$ , а їх центри розташовані на колі радіусом  $R_2$ . Відомо [11–13], що в гіпоциклоїдальних зубчастих передачах з внутрішнім зачепленням зв'язок між кількістю зубів зовнішнього  $z_2$  і внутрішнього  $z_1$  роторів визначається залежністю  $z_2 = z_1 + 1$ . Центр внутрішнього ротора 1 зміщений щодо центру зовнішнього ротора 2 на величину ексцентриситету  $e$ .

Зовнішній ротор являє собою складальну одиницю, у якій внутрішня зубчаста поверхня (рис. 1, г) утворена вставними роликами 3. Така конструкція зовнішнього ротора 2 дозволяє ролику 3 провертатися в отворі 5 при роботі гідромашини. При цьому існує тертя ковзання між зубчастими поверхностями роторів замінюється на тертя кочення. Для забезпечення цілісності такої конструкції зовнішнього ротора його отвори 5 («гнізда»), виконані діаметром  $D_{2h}$  і «розкриті» на величину  $L$ .

Номінальні значення діаметра  $D_{2r}$  ролика 3 та діаметра  $D_{2h}$  отвору 5 під ролики чисельно рівні (рис. 1, г). Можливість прокручуватися ролику 3 в отворі 5 під навантаженням забезпечується посадкою  $H7/g6$ . Відповідно до конструкторської документації, різниця між діаметром отвору  $D_{2h}$  та розміром  $L$  дорівнює  $D_{2h} - L = 0.2 \dots 0.3$  мм. Краї отвору 5, розташовані на висоті  $h$ , утримують ролик 3 у робочому положенні, не дозволяючи йому випадати. Така цілісна конструкція зовнішнього ротора 2 з роликом 3 дозволяє автоматизувати операції контролю його параметра  $P_k$ . Обкатка одного ротора всередині іншого з герметизацією робочих зон гіпоциклоїдального зубчастого зачеплення, що розглядається, забезпечується відповідною посадкою  $H7/f7$ . Номінальні значення контрольованих параметрів  $P_k$  для внутрішнього та зовнішнього роторів (рис. 1, г) планетарної гідромашини рівні та визначаються з розрахункової схеми згідно з рівнянням:

$$P_k = (2R_1 - r_1) \cdot \cos \frac{\pi}{2z_1} + r_1 \cdot \sin \left( \arccos \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \right). \quad (1)$$

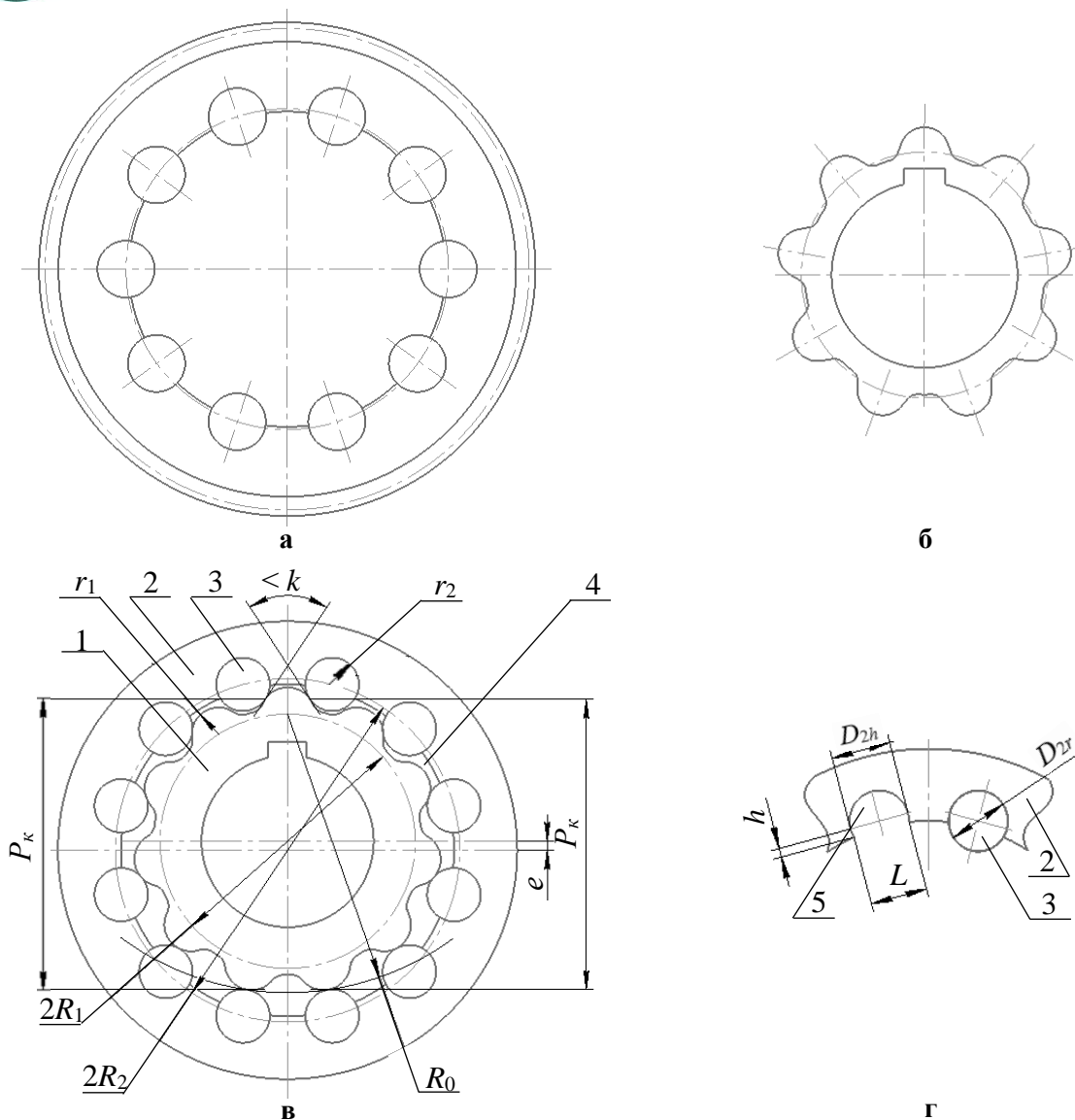
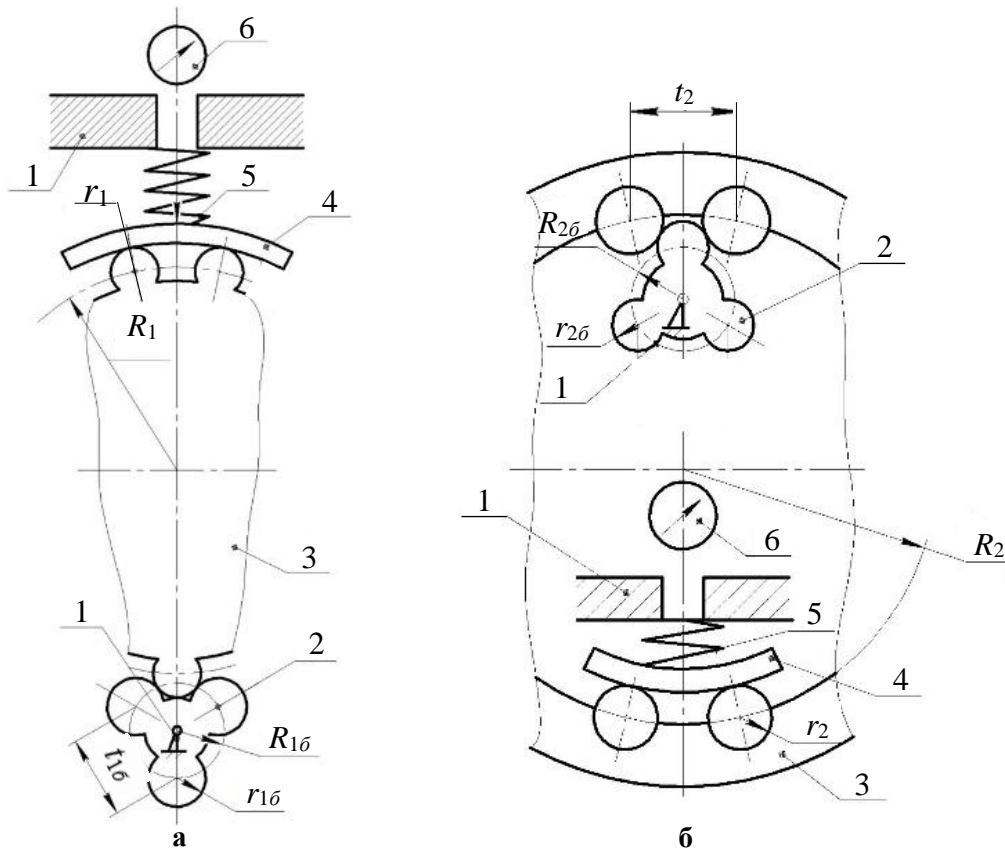


Рис. 1. Елементи системи роторів планетарного гідромотора:

а – зовнішній ротор зі вставними зубцями (роликами); б – внутрішній ротор; в – розрахункова схема системи роторів; г – утворення зубчастої поверхні зовнішнього ротора: 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зуб зовнішнього ротора (ролик); 4 – робоча камера, утворена зубчастим профілем внутрішнього та зовнішнього роторів; 5 – гніздо (отвір) під ролик;  $R_1$  і  $R_2$  – радіуси розташування центрів зубів внутрішнього та зовнішнього роторів відповідно;  $r_1$  і  $r_2$  – радіуси зубів внутрішнього та зовнішнього роторів відповідно;  $e$  – ексцентриситет;  $\angle k$  – кут «контакту»;  $R_0$  – радіус «контакту»;  $P_k$  – контрольований параметр

Значення технологічного зазору  $G$ , що забезпечує герметичність системи роторів при складанні визначається конструкторською документацією і визначається різницею значень розмірів контрольованих параметрів  $P_{2k}$  зовнішнього ротора і  $P_{1k}$  внутрішнього ротора, тобто  $G = P_{2k} - P_{1k}$ . Залежно від геометричних розмірів роторів значення технологічного зазору  $G$  між зубами внутрішнього та зовнішнього роторів планетарної гідромашини знаходиться в межах 0,02...0,04 мм. Забезпечити таке (задане) значення зазору технологічно, під час виготовлення роторів, досить проблематично, тому що граничні відхилення номінальних розмірів контрольованих параметрів  $P_k$  кожного ротора практично сумірні з величиною технологічного зазору  $G$ . Тому, необхідний зазор між зубчастими поверхнями роторів забезпечується шляхом селективного підбору відповідних пар зубів, що вказує на необхідність автоматизації процесу вимірювання контрольованих параметрів  $P_k$ .

Імітація принципу роботи системи роторів планетарної гідромашини при вимірі контрольованих параметрів для кожного ротора дозволила реалізувати розроблений спосіб автоматизованого процесу контролю роторів (рис. 2).



**Рис. 2. Схеми пристроїв автоматизованого контролю роторів:**  
**а – внутрішнього; б – зовнішнього; 1 – стійка; 2 – базова шестерня; 3 – контрольований ротор; 4 – вимірювальний наконечник; 5 – пружина; 6 – індикатор**

Так як умови контролю максимально наближені до умов роботи системи роторів, то крок між зубами базової шестерні 2 повинен дорівнювати кроку між зубами сполучаємого ротора (рис. 2). Отже, при контролі внутрішнього ротора для визначення параметрів базової шестерні 2 (рис. 2, а), з урахуванням, що  $t_{1б} = t_2$  використовують геометричні параметри зовнішнього ротора 3 (рис. 2, б), як сполучаємого. Тоді, радіус зуба базової шестерні  $r_{1б}$  дорівнює радіусу зуба  $r_2$  зовнішнього ротора (ролика), тобто  $r_{1б} = r_2$ , а радіус ділильного кола базової шестерні 2 визначається рівнянням:

$$R_{1б} = \frac{R_c \cdot \sin \frac{\pi}{z_c}}{\sin \frac{\pi}{z_б}}, \quad (2)$$

де  $R_{1б}$  – радіус ділильного кола базової шестерні;  $R_c$  – радіус ділильного кола сполучаємого ротора;  $z_б$  – кількість зубів базової шестерні;  $z_c$  – кількість зубів сполучаємого ротора.

При цьому необхідно враховувати, що при контролі внутрішнього ротора для визначення параметрів базової шестерні використовують геометричні параметри зовнішнього ротора (як сполучаємого), тобто

$$R_c = R_2, r_c = r_2, z_c = z_2, \quad (3)$$

де  $R_2$  – радіус ділильного кола зовнішнього ротора;  $r_2$  – радіус зуба (ролика) зовнішнього ротора;  $z_2$  – кількість зубів зовнішнього ротора.

Аналогічно проводиться розрахунок параметрів базової шестерні при контролі зовнішнього ротора.

Вимірювальні пристрої для автоматизованого контролю внутрішнього і зовнішнього роторів виконані за однією кінематичною схемою, що реалізує запропонований спосіб (рис. 2) і включають однотипні базові елементи. Основою вимірювальних пристроїв (рис. 2) служать їх стійки 1, на яких жорстко закріплені приводи, що обертаються навколо осі базових шестерень 2. При вимірі, базові шестерні 2 кінематично пов'язані з контрольованими роторами 3 і тому, в процесі контролю, ротора 3 обертаються. Ротора 3 при контролі здійснюють не менше одного повного обороту, що дозволяє провести вимірювання по всьому зубчастому контуру за одну установку. Рухливі наконечники 4 мають вимірювальні поверхні, описані радіусом «контакту»  $R_0$  і під дією пружин 5 знаходяться в постійному контакті з контрольованими роторами 3. Відхилення від номінального розміру контрольованого параметра  $P_k$  визначають з допомогою індикаторів 6, встановлених на стойках 1 і кінематично пов'язаних з вимірювальними наконечниками 4.

Таким чином, розроблені методи та засоби автоматизованого контролю зубчастих поверхонь внутрішнього та зовнішнього роторів планетарних гідромашин, дозволяють забезпечити можливість прецизійного складання системи роторів цих гідромашин, шляхом селективного підбору відповідних пар.

### Результати дослідження.

Для виробничої перевірки розроблених засобів контролю обрано зубчасту пару з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням. Кінематичні та геометричні параметри внутрішнього та зовнішнього роторів відповідно рівні: кількість зубів –  $z_1 = 11$  та  $z_2 = 12$ ; радіуси закруглення зубів –  $r_1 = r_2 = 7,0\text{мм}$ ; радіуси розташування центрів зубів –  $R_1 = 33,35\text{мм}$  та  $R_2 = 45,0\text{мм}$ ; ексцентриситет –  $e = 2,35\text{ мм}$ . Номінальний розмір контрольованого параметра  $P_k$  для обох роторів становить  $P_k = 76,22\text{ мм}$ , а обрана посадка  $H7/f7$  гарантує працездатність досліджуваної зубчастої пари, забезпечуючи мінімальний технологічний зазор  $G = 0,03\text{ мм}$ . Максимальний зазор при вибраній посадці становить  $G = 0,09\text{ мм}$ .

Аналіз результатів вимірювань (рис. 3) відхилень внутрішнього ротора показує, що відхилення його зубчастої поверхні від номінального розміру мають незначні коливання, викликані похибкою форми зубчастого контуру [11–13]. Коливання похибки форми зубчастого контуру знаходяться в межах, заданих відповідним квалітетом  $f7_{-0.06}^{-0.03}$ , що забезпечує розсіювання розмірів в діапазоні  $0,03\text{ мм}$ . Розкид виміряних значень відхилень від номінального розміру контрольованого параметра  $P_k$  становить  $0,009\text{ мм}$  та знаходиться в межах  $-0,048\dots-0,039\text{ мм}$ , що відповідає заданому квалітету.

Аналіз результатів вимірювань відхилень зовнішнього ротора показує (рис. 3), що відхилення його зубчастої поверхні від номінального розміру мають більш значні коливання, викликані похибкою форми зубчастого контуру [11–13]. Коливання похибки форми зубчастого контуру зовнішнього ротора знаходяться в межах, заданих відповідним квалітетом  $H7_0^{+0.03}$ , що забезпечує розсіювання розмірів в діапазоні  $0,03\text{ мм}$ . Для зовнішнього ротора розкид виміряних значень відхилень від номінального розміру контрольованого параметра  $P_k$  становить  $0,019\text{ мм}$  та знаходиться в межах  $0,006\dots0,025\text{ мм}$ , що також відповідає заданому квалітету.

Реальний мінімальний зазор для досліджуваної контрольної пари становить  $G_{\min} = 0,045\text{ мм}$ , а максимальний  $G_{\max} = 0,073\text{ мм}$ , що відповідає обраній посадці  $H7/f7$  і, отже, забезпечує працездатність системи роторів (обкатування та герметизацію).

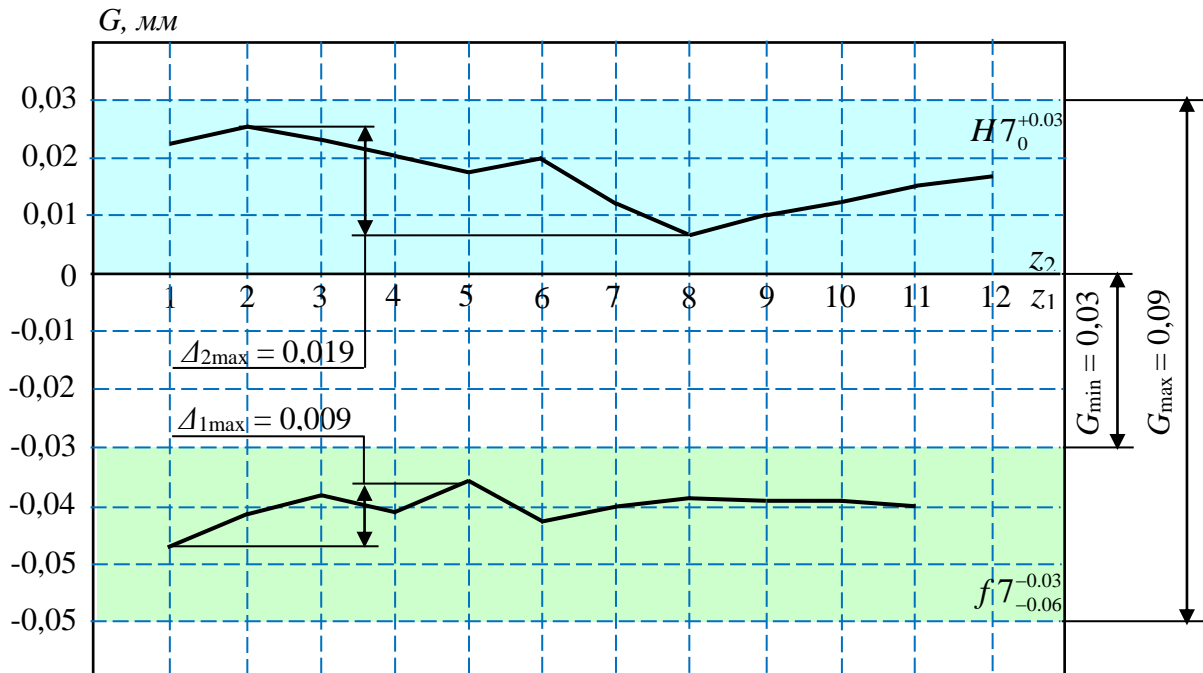


Рис. 3. Результати вимірювань відхилень контрольованих параметрів  $P_k$  для зовнішнього та внутрішнього роторів

Виробнича перевірка показала, що запропоновані метод та засоби автоматизованого контролю відхилень зубчастих поверхонь роторів планетарних гідромашин дозволяють здійснювати прецизійне складання їхньої системи роторів, шляхом селективного підбору відповідних пар.

### Висновки.

В результаті проведених досліджень обґрунтовано методологічну можливість автоматизації контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин. З метою визначення контрольованих параметрів розроблено розрахункову схему системи роторів планетарної гідравлічної машини та отримано математичні залежності, що описують конструктивні елементи засобів контролю.

Дослідженнями встановлено, що реальний мінімальний зазор для досліджуваної контрольної пари становить  $G_{\min} = 0,045$  мм, а максимальний  $G_{\max} = 0,073$  мм, що відповідає обраній посадці  $H7/f7$  і, отже, забезпечує працездатність системи роторів (обкатування та герметизацію).

Виробнича перевірка дослідних зразків розроблених засобів автоматизованого контролю зубчастих поверхонь роторів показала, що запропонований метод контролю дозволяє здійснити прецизійне складання системи роторів планетарних гідромашин шляхом селективного підбору відповідних пар.

### 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](https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18)
2. Rundo M. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. *Energies*. 2017. 9 (10). No: 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>
3. Choi, T.H., Kim, M.S., Lee, G.S., Jung, S.Y., Bae, J.H., Kim, C. 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>

4. Онопрейчук Д.В., Мірієв К.І. Визначення ресурсу аксіально-поршневих насосів гідроприводів будівельних машин. *Збірник наукових праць УкрДАЗТ*, 2014. Вип. 147. С. 177-180.
5. Michael, P., Burgess, K., Kimball, A., Wanke, T. Hydraulic Fluid Efficiency Studies in Low-Speed High-Torque Motors. SAE Technical Papers 2009-01-2848; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2009. 1–7. <https://doi.org/10.4271/2009-01-2848>
6. Van de Ven, J. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. – Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2012. 135 (2). 021014-021014-7, <https://doi.org/10.1115/1.4023063>
7. 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](https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18)
8. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А., Нестеренко К.В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61-77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>
9. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33-48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>
10. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Titova, O., Pastushenko, A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2019. 708(1). 012017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012017>
11. 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>
12. Panchenko, A., Voloshina A., Luzan P., Panchenko I., Volkov, S: Kinematics of motion of rotors of an orbital hydraulic machine. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>
13. 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*, 2023. Вип. 13. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>
14. González, J., Oro, J., Argüelles-Díaz, K. Flow analysis for a double suction centrifugal machine in the pump and turbine operation modes. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 2009. 61(2). 220-236. <https://doi.org/10.1002/flid.1951>
15. Gentner, Ch., Sallaberger, M., Widmer, Ch., Braun, O., Staubli, T. Numerical and experimental analysis of instability phenomena in pump turbines. IOP Conference Series: *Earth and Environmental Science*, 2012. 15(3). 0320422. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/3/032042>
16. Egusquiza, E., Valero, C., Presas, A., Huang, X., Guardo, A., Seidel, U.: Analysis of the dynamic response of pump-turbine impellers. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016. 68-69. 330-341. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.05.034>
17. Mao, X., Dal Monte, A., Benini, E., Zheng, Y. Numerical study on the internal flow field of a reversible turbine during continuous guide vane closing. *Energies*, 2017. 10(7). 988. <https://doi.org/10.3390/en10070988>.
18. Makarov, V., Rezvaya, K., Drankovskiy, V., Mikhaylo, C. Determination of the main parameters of the pump-turbine using the block-hierarchical approach. *IEEE KhPI*, 2020. 9250164. 536-540. <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250164>
19. Barrio, R., Fernández, J., Blanco, E., Parrondo, J. Performance characteristics and internal flow patterns in a reverse-running pump-turbine. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012. 226(3). 695-708. <https://doi.org/10.1177/0954406211416304>
20. Amelio, M., Barbarelli, S.: A one-dimensional numerical model for calculating the efficiency of pumps as turbines for implementation in micro-hydro power plants. Proceedings of the 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 2004. 1. 65-72. <https://doi.org/10.1115/esda2004-58080>
21. Rogovyi, A., Korohodskiy, V., Khovanskyi, S., Hrechka, I., Medvediev, Y. Optimal design

- of vortex chamber pump. In *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741, 012018. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012018>
22. Andrenko, P., Rogovyi, A., Hrechka, I., Khovanskyi, S., Svyarenko, M.: Characteristics improvement of labyrinth screw pump using design modification in screw. In *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741. 012024. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012024>
23. Rogovyi, A., Korohodskiy V., Medvediev Y.: Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*, 2021. 218. 119432. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119432>
24. Van de Ven, J. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2012. 135 (2). 021013-021013-13. <https://doi.org/10.1115/1.4023062>
25. Rogovyi, A., Khovanskyi, S., Hrechka, I., Gaydamaka, A. Studies of the Swirling Submerged Flow Through a Confuser. In *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. Springer, Cham, 2020. 85–94. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5\\_9](https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_9)
26. 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. 11(1). 33-45. <https://doi.org/10.1080/14399776.2010.10780996>
27. Andrenko, P., Rogovyi, A., Hrechka, I., Khovanskyi, S., Svyarenko, M.: The Influence of the Gas Content in the Working Fluid on Parameters of the the Hydraulic Motor's Axial Piston. In *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. Springer, Cham, 2021. 97–106. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1\\_10](https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_10)
28. Gamez-Montero, P., Codina, E., Castilla, R.: A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12. 2423 (2019). <https://doi.org/10.3390/en12122423>
29. Volkov, G., Smirnov, V. Systematization and comparative scheme analysis of mechanisms of planetary rotary hydraulic machines. *MATEC Web of Conferences*, 2018. 224, <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402083>
30. Volkov, G., Kurasov, D. Planetary Rotor Hydraulic Machine with Two Central Gearwheels Having Similar Tooth Number. *Mechanisms and Machine Science*, 2018. 51. 435–446. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5\\_21](https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5_21)
31. Volkov, G., Smirnov, V. Computation and structural methods to expand feed channels in planetary hydraulic machines. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019. 1210. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012131>
32. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип.18. Т. 2. С. 30–49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>
33. 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>
34. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип.20. Т. 4. С. 18–35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35>
35. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 2. С.68–85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>
36. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki, K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14(4). 647–660. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>
37. Ivanovic, L., Miric, N., Devedzic, G., Ćuković, S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2010. 224(10). 2257-2269. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2041>
38. Chiu-Fan, H.: Flow Characteristics of Gerotor Pumps with Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. 137(4). FE-14-1137. <https://doi.org/10.1115/1.4029274>
39. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А., Нестеренко К.В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61-77.

<https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>

40. 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](https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_3)*

Стаття надійшла до редакції 15.05.2025

Стаття прийнята 21.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



## METHODS AND MEANS OF AUTOMATED CONTROL OF THE TOOTHED PROFILE OF ROTORS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES

A. Panchenko<sup>1</sup>, A. Voloshina<sup>1</sup>, O. Koviazin<sup>1</sup>, I. Panchenko<sup>1</sup>, A. Voloshin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*

<sup>2</sup>*Melitopol Vocational College of TSATU*

### Summary

Planetary hydraulic machines are increasingly used in hydraulic drives for construction, railway, drilling, and other self-propelled equipment. One of the key components of these hydraulic machines is the rotor system, which is a precision pair of rotors with toothed surfaces. Thus, the rotor system is a moving precision pair with a complex toothed surface, and the manufacturing accuracy of the rotor tooth profile geometry determines the performance of the planetary hydraulic machine as a whole. Ensuring the necessary sealing in the planetary hydraulic machine rotor system for distributing high and low pressure zones is achieved through selective rotor selection. This requires the development of appropriate methods and tools for automated monitoring of deviations in measured parameters determined by the toothed surfaces of the inner and outer rotors. Therefore, issues related to the development of methods and tools for automated testing of the toothed profile of planetary hydraulic machine rotors to ensure precision assembly of the rotor system are a relevant area of research. This paper substantiates the methodological feasibility of automating the testing of the toothed surface of planetary hydraulic machine rotors. To determine the controlled parameters, a design scheme for the rotor system of a planetary hydraulic machine was developed, and mathematical relationships were derived describing the design elements of the measuring devices. A gear pair with internal hypocycloidal engagement was selected for production testing of the developed testing tools. The kinematic and geometric parameters of the inner and outer rotors are, respectively, equal to: number of teeth –  $z_1 = 11$  and  $z_2 = 12$ ; tooth curvature radii –  $r_1 = r_2 = 7.0 \text{ mm}$ ; tooth center radii –  $R_1 = 33.35 \text{ mm}$  and  $R_2 = 45.0 \text{ mm}$ ; eccentricity –  $e = 2.35 \text{ mm}$ . A production test of the developed automated rotor testing tools demonstrated that the proposed testing method enables the precise assembly of planetary hydraulic machine rotor systems through the selective selection of appropriate pairs.

**Keywords:** rotor system, toothed profile, automated control, measuring devices, selective selection.