


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

ПАНЧЕНКО ІГОР АНАТОЛІЙОВИЧ



УДК 621.225.001.1

**ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЄКТУВАННЯ
СИСТЕМ РОТОРІВ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2025

Дисертація є кваліфікаційною науковою працею на правах рукопису.

Робота виконана на кафедрі мехатронних систем тракторів та сільськогосподарських машин Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник

доктор технічних наук, професор
Волошина Анжела Анатоліївна,
Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного Міністерства освіти і науки України, в.о. завідувача кафедри мехатронних систем тракторів та сільськогосподарських машин, м. Запоріжжя.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Роговий Андрій Сергійович,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри гідравлічних машин імені Г. Ф. Проскури, м. Харків;

кандидат технічних наук, доцент
Кондусь Владислав Юрійович,
Сумський державний університет Міністерства освіти і науки України, начальник науково-дослідної частини, м. Суми.

Захист відбудеться «18» вересня 2025 року о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2, Ректорський корпус (ауд. 38).

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2 та за покликанням:

<https://blogs.kpi.kharkov.ua/v2/vr/archives/6447>

Автореферат розісланий « 7 » серпня_2025 року

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11



Юрій ЮДІН

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Найпоширенішими гідромашинами, що застосовуються у силових гідроприводах самохідної техніки, є планетарні гідромашини. Планетарні гідромотори з циклоїдальним зачепленням знайшли широке застосування в системах приводу мобільної, транспортної, дорожньо-будівельної, комунальної техніки, а також у спеціальних машинах, роботизованих платформах і техніці подвійного призначення. Їх популярність обумовлена компактністю, високим питомим крутним моментом, стійкістю до перевантажень та здатністю працювати у важких умовах експлуатації.

Одним з основних конструктивних вузлів планетарних гідромашин є система роторів, яка утворює робочі камери. Саме геометрія, точність виготовлення, знос та взаємне розташування роторів визначають об'ємний ККД, стабільність крутного моменту, частоту обертання, рівномірність потоку рідини та вібраційні характеристики. Визначальним фактором є величина діаметрального зазору між роторами – зазору між протилежними парами зубців, що перебувають у кінематичному зчепленні. Зміна цього зазору у процесі експлуатації (внаслідок технологічного відхилення або зносу) спричиняє коливання об'єму робочих камер, зміну контактної геометрії, нестабільність навантаження, що в цілому знижує ефективність гідромотора.

Разом з тим, у більшості відомих моделей, які описують роботу планетарних гідромашин, ці ефекти враховані лише частково або наближено. Більшість досліджень зосереджена на загальній оцінці ККД, не враховуючи вплив зазорів, похибок профілю зубців і фазових зсувів. Існує потреба у створенні уточненої математичної моделі, яка б дозволяла кількісно оцінювати вплив кожного з цих факторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Таким чином, науково-практична проблема полягає у відсутності ефективних методик оцінювання та прогнозування технічного стану систем роторів планетарних гідромашин в умовах експлуатації з урахуванням зносу, похибки форми виготовлення зубчастого профілю роторів та змінного діаметрального зазору, що призводить до зниження надійності та ресурсу гідромашин.

Отже, тематика дослідження, що стосується уточнення моделей силової взаємодії роторів, врахування діаметрального зазору, зносу, похибки форми виготовлення зубчастого профілю, а також варіаційного аналізу та оптимізації конструкції, є актуальною задачею з позицій як теорії гідромеханіки, так і практики проєктування та експлуатації сучасних гідромашин з планетарною передачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась на кафедрі мехатронних систем тракторів та сільськогосподарських машин Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного. Результати, отримані в процесі виконання дисертації, є складовою комплексу досліджень, проведених у рамках держбюджетних науково-дослідних робіт Міністерства аграрної політики та продовольства України: «Удосконалення і розробка наукових основ підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки» (ДР № 0111U002558, 2011–2015 рр.), де здобувач був співвиконавцем НДР, а також держбюджетних науково-дослідних робіт

Міністерства освіти і науки України «Удосконалення і розробка наукових основ підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки» (ДР № 0116U002719, 2015–2020 рр.), де здобувач був співвиконавцем НДР та «Удосконалення і розробка наукових основ підвищення експлуатаційної ефективності гідроприводів мехатронних систем сучасної самохідної техніки» (ДР № 0121U109974, 2021–2025 рр.), де здобувач був виконавцем окремих етапів.

Мета та завдання досліджень. Метою дисертаційної роботи є покращення вихідних характеристик планетарних гідромоторів шляхом удосконалення розрахунку та проектування їх систем роторів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- провести аналіз сучасного стану гідравлічних машин планетарного типу, зокрема конструкцій систем роторів, похибок виготовлення їх зубчатого контуру, зносу і діаметрального зазору та систематизувати кінематичну схему планетарного гідромотора, включно зі взаємодією системи роторів і розподільної системи;

- розробити аналітичні залежності між геометричними, кінематичними та силовими параметрами роторів і функціональними характеристиками планетарного гідромотора та побудувати уточнену математичну модель взаємодії роторів з урахуванням похибок виготовлення зубчатого контуру роторів, діаметрального зазору та зносу;

- провести параметричні дослідження і аналіз впливу вхідних параметрів (діаметральний зазор, похибка виготовлення зубчатого контуру роторів) на ККД, крутний момент і частоту обертання та розробити методику оптимізації конструкції системи роторів з урахуванням експлуатаційних умов;

- розробити експериментальну установку і програму досліджень для верифікації моделей та провести порівняльний аналіз серійних і модернізованих зразків планетарних гідромоторів, використовуючи методи індикаторної діагностики;

- сформулювати науково-обґрунтовані рекомендації щодо проектування, виготовлення, контролю технічного стану та експлуатації планетарних гідромоторів із удосконаленою системою роторів.

Об'єкт дослідження: процеси, що відбуваються в системах роторів планетарних гідромоторів при їх виготовленні та експлуатації.

Предмет дослідження: залежності кінематичних, силових та геометричних параметрів роторів планетарних гідромоторів, що впливають на їх функціональні характеристики (ККД, крутний момент та частоту обертання).

Методи дослідження: аналіз і узагальнення наукових джерел з теорії гідравлічних машин, кінематики та механіки зубчастих зачеплень – для формування теоретичних основ, обґрунтування теми, визначення мети, завдань і формулювання гіпотези дослідження; математичне моделювання взаємодії елементів системи роторів – для побудови уточненої моделі силової взаємодії роторів з урахуванням похибок виготовлення зубчатого профілю, діаметрального зазору та зносу на зміну частоти обертання і ККД гідромотора; методи варіаційного та параметричного аналізу – для дослідження впливу зміни геометричних і кінематичних параметрів на вихідні характеристики гідромотора; комп'ютерне моделювання гідромеханічних процесів у пакетах прикладних програм VisSim, MathCAD, ANSYS – для перевірки

аналітичних моделей та візуалізації динамічних процесів, що відбуваються в системі роторів планетарного гідромотору; фізичне моделювання та натурні експерименти – для підтвердження достовірності результатів теоретичних досліджень на стендовому обладнанні для модернізованих зразків гідромоторів; методи статистичної обробки даних – для перевірки точності вимірювань, побудови кореляційних залежностей між геометричними і функціональними параметрами та оцінки адекватності моделей; метод порівняльного аналізу – для оцінки ефективності запропонованих технічних рішень та конструктивних змін у системах роторів серійних і модернізованих конструкцій гідромоторів; методи інженерного експерименту (індикаторна діагностика, зворотний розрахунок тощо) – для встановлення функціональних залежностей між конструктивними параметрами системи роторів і технічним станом гідромотора в реальних умовах.

Наукова новизна одержаних результатів:

- вперше встановлено вплив діаметрального зазору на кінематику переміщення внутрішнього ротора та явище «спливання», що змінює вихідні характеристики планетарного гідромотора, це дає можливість прогнозувати зміну вихідних характеристик гідромотора ще на стадії проектування;

- вперше обґрунтовано можливості технічної діагностики систем роторів у натурних умовах, що дає можливість визначення моторесурсу безрозбірними методами;

- набула подальшого розвитку уточнена математична та фізична моделі взаємодії роторів планетарного гідромотора з урахуванням похибок виготовлення зубчатого циклоїдального профілю, наявності діаметрального зазору та зносу, що дозволяє прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора;

- удосконалено методику розрахунку гідромотора з урахуванням конструктивних похибок і реальних умов роботи, математичний апарат для оцінювання зміни кутової швидкості та ККД залежно від зносу та похибок профілю, що дозволяє визначити остаточний ресурс планетарного гідромотора;

- систематизовано вплив геометричних і кінематичних параметрів на ККД, крутний момент, частоту обертання, запропоновано критерії оптимізації геометрії роторної системи для підвищення стабільності функціональних характеристик планетарного гідромотора.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблені наукові підходи та математичні моделі використані при створенні нових конструкцій систем роторів планетарних гідромоторів, які дозволяють враховувати вплив похибки виготовлення зубчастого профілю, зносу та діаметрального зазору на кінематику і динаміку роботи. Запропоновані моделі можуть бути використані при проектуванні гідромоторів.

Розроблено регресійні моделі щодо прогнозування технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації. Експериментальні дослідження підтвердили адекватність запропонованих моделей, які описують процеси, що відбуваються в системі роторів планетарного гідромотора.

Розроблено рекомендації та запропоновано пристрої для контролю діаметрального зазору та точності виготовлення профілю зубців.

Вдосконалена методика розрахунку та контролю параметрів системи роторів реалізована в технічних рішеннях, які захищені патентами на корисні моделі України, зокрема: спосіб контролю зубчастих коліс (патент № 122059); прилади для контролю зубчастих коліс (патенти № 131510, № 131511); планетарно-роторний гідромотор (патент № 94047) – з удосконаленим фазорозподілом робочої рідини; (патент № 155350) – з удосконаленим зовнішнім ротором.

Результати роботи сформульовані у формі рекомендацій для розрахунку та проектування системи роторів планетарного гідромотора та передано АТ «Ямпільський приладобудівний завод» (м. Ямпіль, Україна) та АТ «Гідроінпекс» (м. Сорока, Молдова) для впровадження у виробництво.

Результати дослідження впроваджено в навчальний процес та науково-виробничу практику при підготовці здобувачів вищої освіти за спеціальностями 208 – Агроінженерія, 131 – Прикладна механіка, 133 – Галузеве машинобудування при вивченні дисциплін «Гідропривод мехатронних систем» та «Гідро-, пневмо- та електропривод» у Таврійському державному агротехнологічному університеті імені Дмитра Моторного, зокрема: у вигляді практичних курсів з експлуатації та діагностики гідравлічних машин; при підготовці дипломних та кваліфікаційних робіт; у науково-технічній співпраці з підприємствами, що займаються сервісом гідроприводів самохідної техніки.

Особистий внесок здобувача. Результати проведених досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно. Постановка мети і задач досліджень, аналіз і трактування результатів проведених досліджень виконані спільно з науковим керівником та частково зі співавторами публікацій. У наукових роботах, які опубліковано у співавторстві, здобувачу належать такі результати: розроблено та обґрунтовано кінематичні схеми переміщення роторів [3, 8] та обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем планетарного гідромотора [1]; розроблено математичний апарат, що описує взаємозв'язок конструктивних особливостей зовнішнього та внутрішнього роторів планетарного гідромотора з його вихідними характеристиками [4]; обґрунтовано вихідних даних та початкових умов моделювання перехідних процесів, що відбуваються в системі роторів планетарного гідромотора [2]; проведено моделювання процесу зміни геометричних і кінематичних параметрів зовнішнього і внутрішнього роторів планетарного гідромотора [5]; обґрунтовано розмірний ланцюг взаємодії роторів планетарного гідромотора [9]; обґрунтовано параметри варіювання при проведенні факторного експерименту [6]; розроблено принципову гідравлічну схему стенду для проведення порівняльних стендових випробувань планетарних гідромоторів [7].

Внесок автора в праці, опубліковані в співавторстві, наведений у списку праць за темою дисертації.

Апробація результатів досліджень. Основні положення дисертаційної роботи пройшли апробацію та отримали позитивні оцінки на міжнародних наукових конференціях: XVII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Черкаси, 2012 р.); XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Чернігів, 2012 р.); XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Одеса, 2013 р.); XIX Міжнародній науково-технічній конференції

«Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Кіровоград, 2014 р.); XV Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Мелітополь, 2014 р.); XX Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2015 р.); XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, 2015 р.); XXI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2016 р.); XVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця, 2017 р.); XIX Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Львів, 2018 р.); XX Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Київ, 2019 р.); XXI Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Київ, 2020 р.); XXVI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, м. Херсон 2021 р.); XXII Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Київ, 2021 р.); щорічних науково-технічних конференціях Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного (м. Мелітополь, 2011–2021 р., м. Запоріжжя, 2022-2025).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковано в 23 наукових працях, у тому числі: 3 публікації у періодичних наукових виданнях, які індексуються у міжнародній науково-метричній базі даних Scopus; 6 публікацій у наукових періодичних виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України; 9 – матеріали міжнародних науково-практичних конференцій, отримано 5 патентів.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг роботи складає 191 сторінку, з яких основного тексту 157 сторінок. Дисертаційна робота містить 57 рисунків, 4 таблиці, 111 найменувань списку використаних джерел, розміщених на 15 сторінках та 3 додатки – на 19 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність дисертаційної роботи, сформульовано мету та завдання дослідження, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, зазначено зв'язок роботи з науковими програмами і темами, наукову новизну та практичну значущість одержаних результатів, а також особистий внесок здобувача в проведені дослідження та відповідні наукові публікації.

У **першому розділі** проаналізовано класифікацію гідравлічних машин планетарного типу з циклоїдальним зачепленням. Встановлено, що такі машини характеризуються високим крутним моментом, компактністю, стійкістю до перевантажень і широким застосуванням у мобільній та промисловій техніці. Проведено аналіз конструкцій роторних систем і особливостей їх кінематичних схем. Визначено вплив похибок виготовлення зубчастого профілю, діаметрального зазору та зносу на зміну частоти обертання, крутного моменту і ККД гідромотора.

На основі проведеного аналізу конструкцій гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням, вивчення особливостей кінематики роботи системи

роторів, а також взаємодії з розподільною системою, було виявлено низку проблемних аспектів, що потребують наукового дослідження. Серед них – недостатнє врахування впливу похибок виготовлення зубчастого профілю, зносу та діаметрального зазору на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Проаналізовані технічні рішення і підходи, подані в сучасній науково-технічній літературі, свідчать про потребу в побудові уточнених математичних моделей взаємодії елементів системи роторів з урахуванням динамічних і геометричних параметрів.

Тому, для покращення вихідних характеристик планетарного гідромотора необхідно провести дослідження, що стосуються уточнення моделей силової взаємодії роторів, врахування діаметрального зазору, зносу, похибки форми виготовлення зубчастого профілю роторів, а також варіаційного аналізу та удосконалення конструкції системи роторів.

Одними зі шляхів рішення зазначеної проблеми можуть бути комплексні дослідження в області удосконалення розрахунку та проектування систем роторів планетарних гідромоторів.

У **другому розділі** досліджено вплив зносу в циклоїдальному зачепленні планетарного гідромотора на його технічний стан.

Основою планетарного гідромотора є система роторів (рис. 1) що складається із зовнішнього нерухомого 1 і внутрішнього рухомого 3 роторів. Для зниження контактних навантажень між відповідними зубцями роторів, зубці 2 зовнішнього ротора 1 виконують у вигляді вставних роликів. При роботі гідромотора, під дією тиску нагнітання p_1 робочої рідини внутрішній ротор 3 повертається на кут переміщення відносно зовнішнього ротора 1. При русі внутрішнього ротора 3 його центр описує коло радіусом e навколо центру зовнішнього ротора 1.

Похибки апроксимації гіпоциклоїдального контуру профілю зубців зовнішнього 1 та внутрішнього 3 роторів, допуски на їх виготовлення призводять до наявності початкового діаметрального зазору G у розташуванні роторів (рис. 1).

При роботі планетарного гідромотора, для забезпечення допуску на виготовлення та температурного розширення його роторів, між роторами існує діаметральний зазор, який в результаті зношування зубчастої поверхні його роторів постійно збільшується. Необхідно зазначити, що розглянута пара не має «жорсткого» кінематичного з'єднання, що дозволяє роторам мимоволі пересуватись між собою в процесі роботи. При дослідженні кінематики переміщення роторів будемо розрізняти два випадки розташування роторів: теоретичний – з «правильною» геометрією зубчастої поверхні та реальний – з наявністю похибки виготовлення та діаметрального зазору.

При теоретичному розташуванні роторів діаметральний зазор відсутній (рис. 1, а). Реальне розташування роторів (рис. 1, б) характеризується не тільки наявністю діаметрального зазору, але і відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між центрами внутрішнього і зовнішнього роторів.

Під дією результуючої сили P (рис. 1, в) внутрішній ротор буде переміщатися до дотику діаметрально протилежного зубця ротора з відповідним зубцем зовнішнього ротора в точці C . Переміщаючись, внутрішній ротор рухається поступово вгору за нормаллю, прикладеною в точці B .

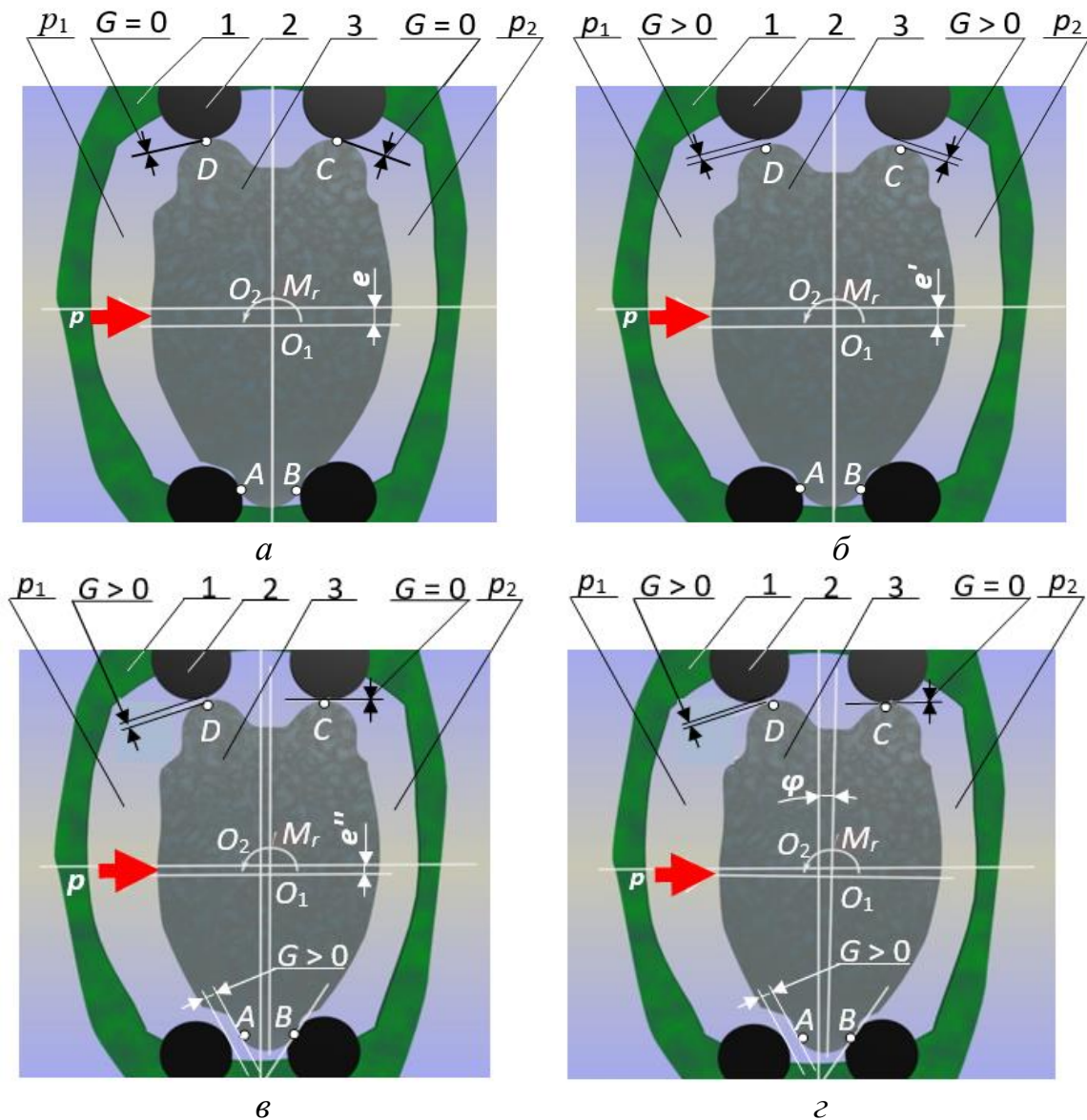


Рисунок 1 – Схема переміщення внутрішнього ротора при реальному розташуванні роторів: а – теоретичного розташування ($G = 0$); б – реального розташування ($G > 0$); в – «спливу» внутрішнього ротора; г – поворот внутрішнього ротора; e, e', e'' – ексцентриситет; φ – кут переміщення внутрішнього ротора; O_1 і O_2 – центри внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно; M_r – момент опорів навантаження; 1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик); 3 – внутрішній ротор.

При подальшому переміщенні внутрішній ротор «спливає» на величину діаметрального зазору G змінюючи відстань між центрами роторів (рис. 1, в). У цьому положенні відбувається «самогерметизація» роторів, оскільки точки торкання роторів B і C розділяють зони високого та низького тиску, усуваючи перетікання. Далі, під дією результуючої сили, внутрішній ротор повертається на кут φ (рис. 1, г), передаючи крутний момент. Отже, наявність діаметрального зазору G у реальному розташуванні роторів не викликає перетікань у радіальному напрямку, оскільки відсутність «жорсткого» кінематичного зв'язку між роторами дозволяє їм займати положення, при якому відбувається «самогерметизація». Тому можна стверджувати, що збільшення діаметрального зазору G в процесі зносу роторів не буде впливати на зменшення об'ємного ККД планетарного гідромотора.

При подальшому збільшенні діаметрального зазору настає його критичне значення (рис. 2, а), коли відбувається одночасне торкання зубців внутрішнього ротора із зубцями зовнішнього ротора у трьох точках B , C і E .

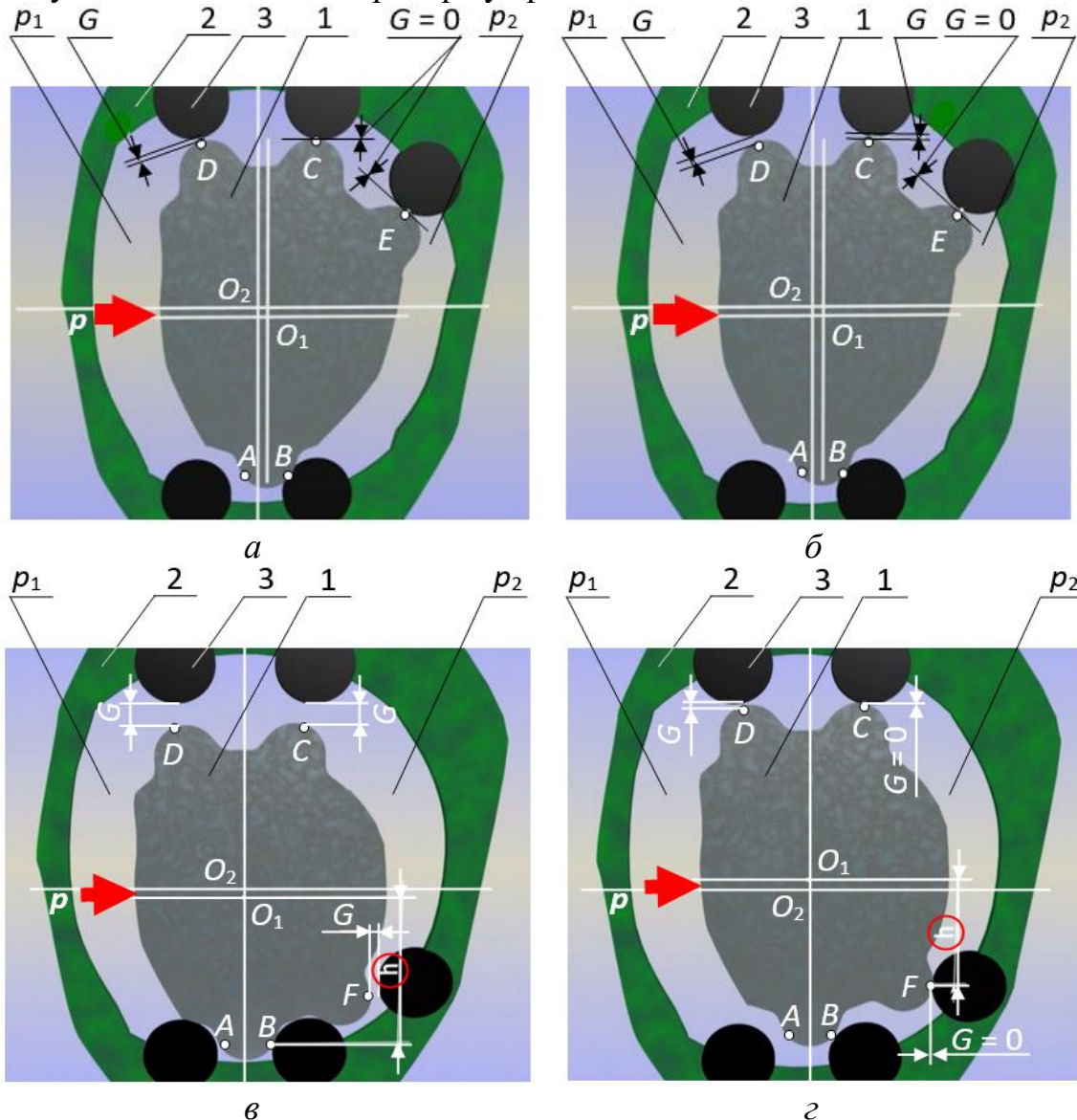


Рисунок 2 – Схема кінематики руху «спливання» внутрішнього ротора планетарного гідромотора зі збільшенням діаметрального зазору: а – при $G = G_{lim}$; б – при $G > G_{lim}$; в – плече h до «спливання» ротора; г – плече h після «спливання» ротора; p_1 – камера високого тиску; p_2 – камера низького тиску; 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зуб (ролик)

Коли діаметральний зазор перевищує своє критичне значення (рис. 2, б), переміщення внутрішнього ротора призводить до утворення зазору G в точці C при контакті зубців у точках B і E . Наявність зазору в точці C свідчить про відсутність ефекту «самогерметизації», отже, властивості планетарного гідромотора будуть змінюватися як і у звичайної гідромашини об'ємної дії.

Результуюча сила p тиску робочої рідини, яка прикладена на плечі h , створює крутний момент валу планетарного гідромотору (рис. 2, в), що забезпечує постійну працездатність гідромотора на протязі всього періоду його експлуатації. У зв'язку зі зносом роторів, при зростанні діаметрального зазору G та наявності похибки форми

зубчатого профілю його роторів, настає критичний зазор $G_{кр}$. Коли значення діаметрального зазору G менше критичного $G_{кр}$ ($G < G_{кр}$), то плече h прикладання результуючої сили тиску робочої рідини, що створює крутний момент, визначається як позначено на схемі (рис. 2, в). «Спливання» внутрішнього ротору 1, під дією результуючої сили тиску p робочої рідини призводить до контакту зубців роторів у точках B , F та C (рис. 2, г). У такому положенні взаємодії роторів значно зменшується плече h прикладання результуючої сили тиску p робочої рідини, і як наслідок, відбувається різке зменшення крутного моменту валу планетарного гідромотору.

Тому, для забезпечення постійної працездатності гідромотора протягом усього періоду експлуатації необхідно обирати (розраховувати) геометричні параметри роторів, які б забезпечували достатні зазори у відповідних парах зубців, щоб уникнути дотик зубців у точці F (рис. 2, г).

Представлена фізична модель (рис. 3) дозволяє визначити залежності зміни сталої кутової швидкості обертання при теоретичному і реальному положенні його роторів в залежності від діаметрального зазору.

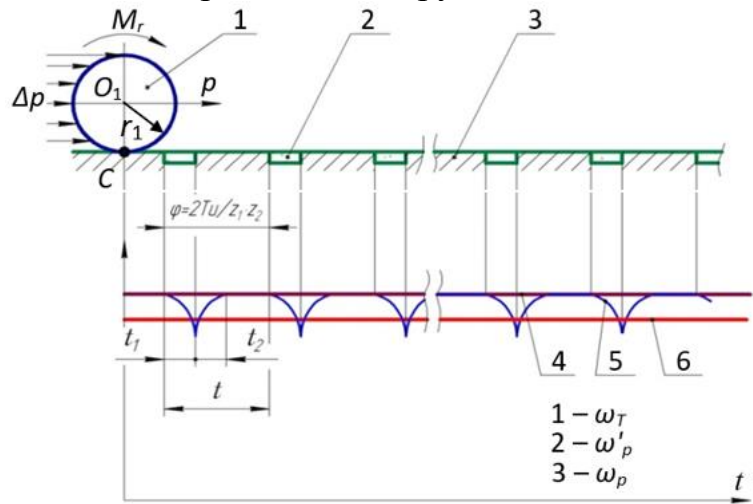


Рисунок 3 – Фізична модель переміщення внутрішнього ротора за наявності діаметрального зазору: 1 – внутрішній ротор; 2 – «нескінченна» розгортка зовнішнього ротора; 3 – зона «спливання» (уповільнення); 4 – теоретична кутова швидкість переміщення; 5 – реальна швидкість переміщення; 6 – середня швидкість переміщення внутрішнього ротора; t_1 – час «спливу»; t_2 – час розгону внутрішнього ротора; t – загальний час повороту внутрішнього ротора

У механізмі з горизонтальною віссю обертання (рис. 3) циліндр 1 (внутрішній ротор) радіусом r_1 котиться без ковзання по внутрішній поверхні нерухомого циліндра 3 (горизонтальна поверхня) під дією сили p тиску робочої рідини. До циліндра 1 прикладений момент опорів $M_r = \text{const}$, міжцентрова відстань r забезпечується безмасовим водилом.

Час «спливання» t_1 необхідний для переміщення внутрішнього ротора 1 (рис. 3) у зоні «спливання» 2 (довжина ділянки ковзання) визначається величиною діаметрального зазору. Під час «спливу» t_1 відбувається уповільнення кутової швидкості ω_p обертання внутрішнього ротора 1. Після «самогерметизації» роторів, під час повороту t_2 внутрішнього ротора 1, на початку спостерігається його розгін

протягом часу t . Тому реальне значення кутової швидкості ω_p , з урахуванням поступальних переміщень (ковзання) внутрішнього ротора 1 можна зобразити кривою 5, а середнє значення параметра ω_p – кривою 6 (рис. 3).

Так як під час «спливання» внутрішній ротор 1 переміщається поступально, на величину діаметрального зазору G , то з урахуванням геометричних параметрів внутрішнього ротора 1, час «спливання» t_1 можна визначити з рівняння:

$$t_1 = \frac{G \cdot D_{e1} \cdot b_1}{4Q \cdot \cos \delta}, \quad (1)$$

де D_{e1} – діаметр розташування центру зубів внутрішнього ротора 1; b_1 – ширина внутрішнього ротора 1; $\cos \delta$ – кут нормалі «спливання».

Звідси випливає, що зі збільшенням діаметрального зазору G (при зносі) час «спливу» t_1 зростає.

Кут повороту φ внутрішнього ротора 1, який здійснюється протягом часу t (рис. 5) залежить від кількості його зубців z_1 та дорівнює $\varphi = 2 \cdot \pi / z_1$.

Тоді, з урахуванням прийнятих припущень, маємо:

$$\omega_T = \frac{2\pi / z_1}{t - 2t_1}, \quad \omega_p = \frac{2\pi / z_1}{t}. \quad (2)$$

Прирівнявши рівняння за кутом повороту φ , отримаємо

$$\omega_T \cdot (t - 2t_1) = \omega_p \cdot t.$$

Звідки

$$\omega_p = \frac{\omega_T \cdot (t - 2t_1)}{t}. \quad (3)$$

З рівняння (2) визначаємо загальний час повороту t внутрішнього ротора, що характеризує швидкість повороту

$$t = \frac{2\pi}{\omega_T \cdot z_1} - 2t_1. \quad (4)$$

Дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора планетарного гідромотора за наявності діаметрального зазору G , дозволили отримати математичний апарат, що описує залежність зміни сталої кутової швидкості ω_p , яка визначається сукупністю рівнянь (2), (3) та (4).

Так як граничний стан циклоїдального зачеплення (та гідромотора в цілому) визначається зміною його геометричних параметрів (в результаті зношування), то при діагностиці планетарного гідромотора необхідно знати вплив цих параметрів на значення діаметрального зазору.

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 радіусу діляльного кола R_1 внутрішнього ротора; радіус діляльного кола R_2 зовнішнього ротора та радіуси закруглень зубів внутрішнього ротора r_1 та зовнішнього ротора r_2 – незмінні.

З урахуванням прийнятих допущень визначено основні геометричні параметри, що характеризують циклоїдальне зачеплення планетарного гідромотора.

Зазор, що характеризує взаємне положення сполучених зубців внутрішнього та зовнішнього роторів визначається з рівняння:

$$G_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2} - (r_1 + r_2), \quad (5)$$

де

$$A_i = 2R_2 \cdot \cos^2 \frac{\pi \cdot (2i-1)}{2z_2} - 2R_1 \cdot \cos^2 \frac{\pi \cdot (2i-1)}{2z_1} - F, \quad (6)$$

$$B_i = R_2 \cdot \sin \frac{\pi \cdot (2i-1)}{z_2} - R_1 \cdot \sin \frac{\pi \cdot (2i-1)}{z_1}, \quad (7)$$

$$F = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}} + 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}. \quad (8)$$

Контактний зазор між зубцями розглянутої i -ї пари в місці контакту j -тих зубців внутрішнього та зовнішнього роторів визначається з рівняння:

$$G_K(i, j) = \sqrt{M_i^2 + P_j^2 - 2M_i - P_j \cdot \cos \frac{\omega_j - \lambda_j + \delta - 2\varphi_i}{2}} - (r_1 + r_2). \quad (9)$$

Параметр, що характеризує величину паралельного переміщення внутрішнього ротора до моменту дотику i -го зубця зовнішнього ротора визначається з рівняння:

$$P_i = 2 \cdot (r_1 + r_2) \cdot \sin \frac{\omega_i \cdot \lambda_i \cdot \delta}{2}. \quad (10)$$

де

$$\omega_i = \arctg \frac{(r_1 + r_2) \cdot \sin \delta + A_i}{(r_1 + r_2) \cdot \cos \delta - B_i}, \quad (11)$$

$$\lambda_i = \arccos \frac{\sqrt{[(r_1 + r_2) \cdot \sin \delta + A_i]^2 + [(r_1 + r_2) \cdot \cos \delta - B_i]^2}}{2 \cdot (r_1 + r_2)}. \quad (12)$$

Так як в реальному з'єднанні діаметральний зазор існує як сукупність конструктивних параметрів R_1, R_2, r_1, r_2, z_1 і z_2 , всі розглянуті геометричні параметри (G_i, P_i і G_K) були досліджені як функція від конструктивних параметрів та визначені рівняннями (5), (10), (9).

Оскільки в процесі експлуатації зміна діаметрального зазору впливає на зміну параметра F , то з урахуванням (8) міжцентрова відстань O_1O_2 (рис. 6), умовно позначимо її e_2 , визначається залежністю:

$$e = R_2 - R_1 - \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}} - 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}. \quad (14)$$

Отримані математична та фізична моделі взаємодії роторів планетарного гідромотора дозволяють визначити зміну його геометричних та функціональних параметрів від зносу (збільшення діаметрального зазору) та провести математичне імітаційне моделювання зміни геометричних параметрів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора в умовах експлуатації (при зносі).

У **третьому розділі** проведено математичне моделювання зміни технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації.

Для моделювання зміни технічного стану планетарного гідромотора від діаметрального зазору (зносу) розроблено структурно-функціональні схеми, що дозволяють моделювати зміну геометричних параметрів циклоїдального зачеплення, а також зміну технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації. Моделювання відбувалося за допомогою програмного комплексу VisSim.

Моделювання виконувалось на основі роторів планетарного гідромотору ПРГ-22, які мають наступні геометричні параметри: $z_1 = 9$; $z_2 = 10$; $r_1 = 6,0$ мм; $r_2 = 7,0$ мм; $R_1 = 29,77$ мм та $R_2 = 39,49$ мм. Відповідно до цих геометричних та кінематичних параметрів ексцентриситет (відстань між центрами роторів) дорівнює $e = 3,27$ мм.

При виборі відповідних кінематичних пар роторів для моделювання виконувалась умова щодо збереження габаритних розмірів зовнішнього ротора, які повинні бути незмінними (r_2 та $R_2 = \text{const}$), при цьому радіус впадин зовнішнього ротора не може перевищувати радіус його ділильної окружності R_2 . Таким вимогам відповідають чотири кінематичні пари роторів планетарного гідромотора (рис. 4, а–г) з відповідною кількістю зубців: 9/10; 11/12; 13/14 та 15/16.

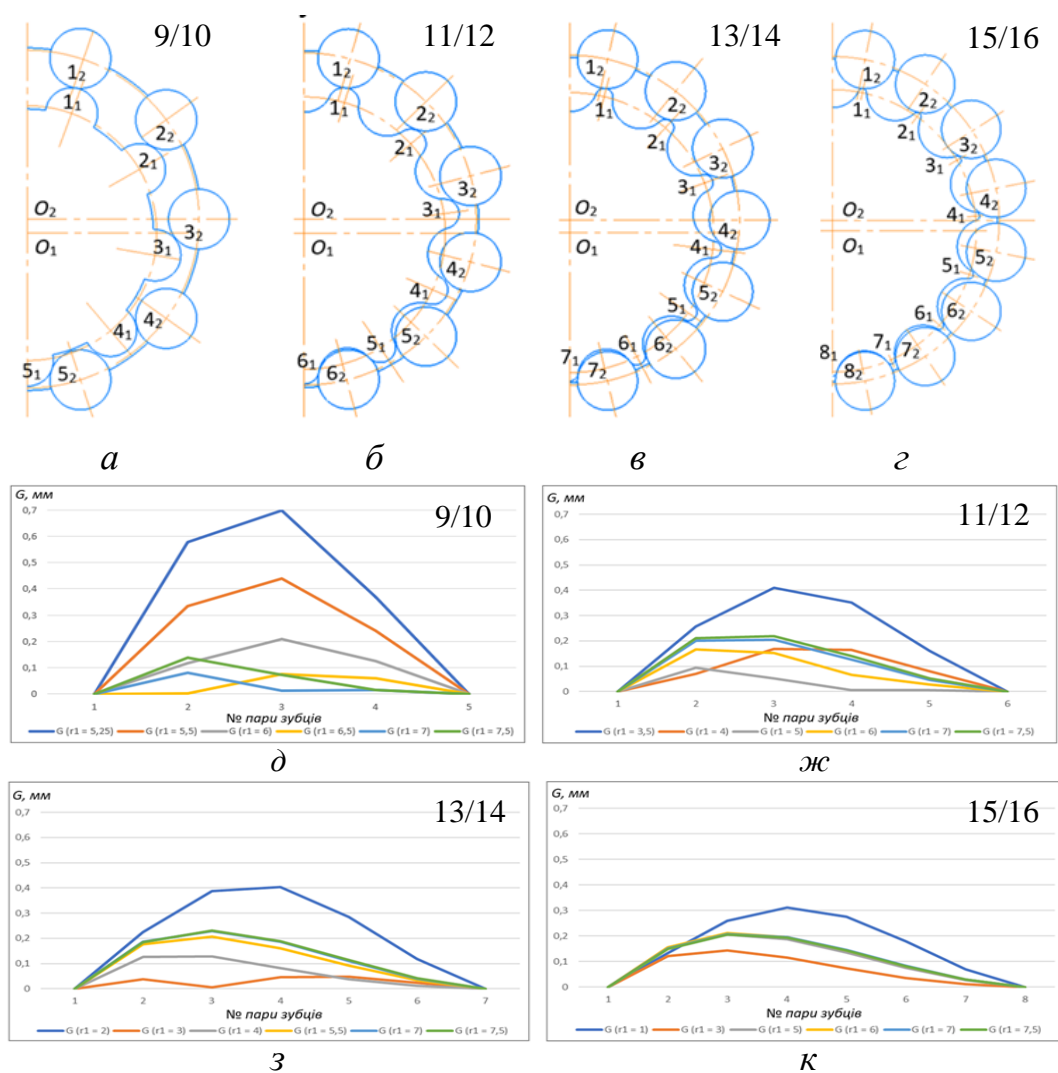


Рисунок 4 – Залежності зміни зазорів між відповідними кінематичними парами зубців циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора від значення радіусів r_1 закруглення зубців внутрішнього ротора

Проведеними дослідженнями встановлено (рис. 4, д–к), що зазор між відповідними парами зубців роторів покращує заповнення робочих камер, які утворені зубчастими профілями роторів, робочою рідиною за рахунок більш вільного перетікання рідини між робочими камерами. Зазор приймає своє максимальне значення при мінімальному значенні радіусів r_1 закруглення зубців внутрішнього ротора. Для кінематичної пари роторів 9/10 максимальний зазор складає $G = 0,69$ мм, для пари 11/12 – $G = 0,41$ мм, для пари 13/14 – $G = 0,40$ мм та для пари 15/16 – $G = 0,31$ мм. Мінімальне значення радіусів r_1 , забезпечує необхідний зазор у парах зубців, що впливають на зменшення плеча h прикладання результуючої сили тиску робочої рідини, який створює крутний момент $M_{кр}$ (рис. 2, в, г). При цьому значення зазору у відповідних парах зубців (пара № 4 для кінематичної пари роторів 9/10; пара № 5 – для 11/12; пара № 6 – для 13/14; пара № 7 – для 15/16) знаходиться у діапазоні $G = 0,1 \dots 0,2$ мм, що практично в 2...4 рази перевищує похибку форми виготовлення зубчастого профілю роторів планетарного гідромотора.

В результаті моделювання встановлено (рис. 5), що при значеннях діаметрального зазору від 0 до 0.4 мм, всі залежності зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора є паралельними осі абсцис, окрім кутової швидкості. Таке явище свідчить про наявність «самогерметизації» роторів. При цьому встановлено, що значне зменшення кутової швидкості від 34 до 27 рад/с спричинено додатковими спливаннями внутрішнього ротора.

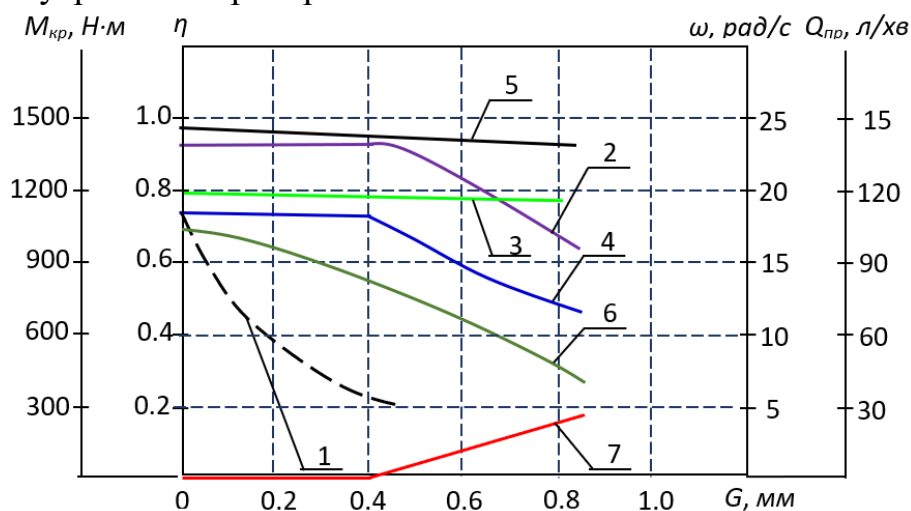


Рисунок 5 – Зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від діаметрального зазору (зносу): 1 – загального ККД аксіально-поршневого гідромотора; 2 – об'ємного ККД; 3 – гідромеханічного ККД; 4 – загального ККД; 5 – крутного моменту $M_{кр}$; 6 – кутової швидкості ω ; 7 – витрати перетікань $Q_{пр}$

При збільшенні діаметрального зазору від 0.4 до 0.8 мм, залежності зміни вихідних характеристик представлені двома групами: перша – це залежності зміни гідромеханічного ККД, крутного моменту та кутової швидкості, характер зміни яких залишився незмінним; друга – це залежності, що характеризують зменшення об'ємного ККД на 18%, загального ККД на 35% та збільшення витрати витоків від 0

до 17 л/хв, що пояснюється відсутністю «самогерметизації» роторів між камерами високого та низького тиску.

Моделюванням підтверджено результати теоретичних досліджень, отже, діаметральний зазор є ключовим функціонально обґрунтованим показником, який визначає технічний стан циклоїдального зачеплення та гідромотора в цілому.

У **четвертому розділі** представлено розроблені способи та пристрої для контролю точності виготовлення зубчастого профілю внутрішнього та зовнішнього роторів (рис. 6), що дозволяють оцінювати похибку форми їх зубчастого профілю.

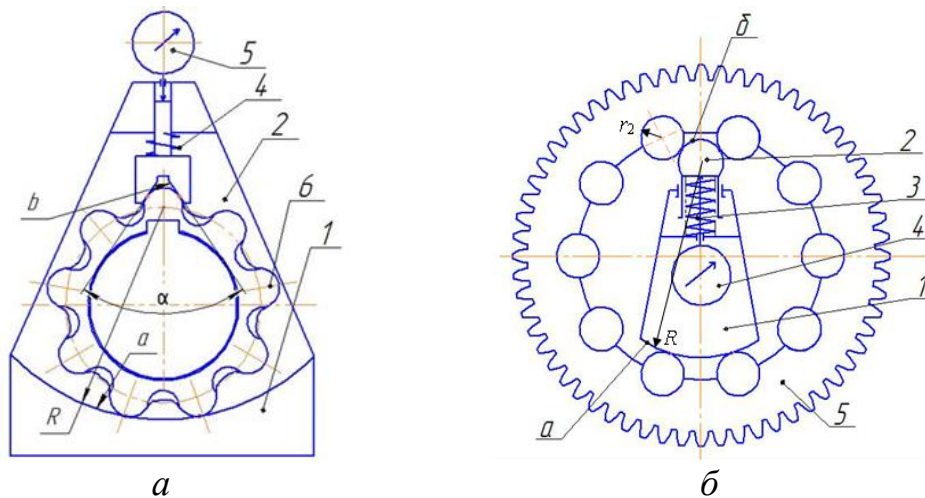


Рисунок 6 – Схема пристроїв для контролю зубчастого контуру:
а – внутрішнього ротора; б – зовнішнього ротора

Розроблені прилади дозволяють контролювати точність виготовлення зубчастого профілю роторів з використанням комплексного параметру, що підвищує якість виготовлення планетарних гідромоторів. Розроблено метод безрозбірної діагностики на основі трьох параметрів: частоти обертання, витрати робочої рідини та перепаду тиску, що зменшує час та вартість діагностики.

Вдосконалена методика розрахунку та контролю параметрів системи роторів реалізована в технічних рішеннях, які захищені патентами на корисні моделі України, зокрема: спосіб контролю зубчастих коліс (патент № 122059); прилади для контролю зубчастих коліс (патенти № 131510, № 131511); планетарно-роторний гідромотор (патент № 94047) – з удосконаленим фазорозподілом робочої рідини; (патент № 155350) – з удосконаленим зовнішнім ротором.

У **п'ятому розділі** представлені результати експериментальних досліджень, які проводились на спеціальному випробувальному стенді, розробленому відповідно до нормативної документації. Дослідження зміни вихідних характеристик серійного та модернізованого гідромоторів з робочим об'ємом 630 см^3 оцінювалися за результатами порівняльних випробувань.

Експериментальні дослідження зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора проводилися для чотирьох фіксованих значень витрати Q робочої рідини (110 л/хв – рис. 7, а; 90 л/хв – рис. 7, б; 70 л/хв – рис. 7, в; 50 л/хв – рис. 7, г). Для кожного з чотирьох значень витрати Q робочої рідини наведено залежності зміни функціональних параметрів від навантаження M (крутного моменту) при різних вихідних значеннях діаметрального зазору G (0,02; 0,09; 0,16 та

0,23 мм). Для оцінки технічного стану планетарного гідромотора визначалися залежності зміни перепаду тиску Δp , частоти обертання валу гідромотора та його загального ККД η .

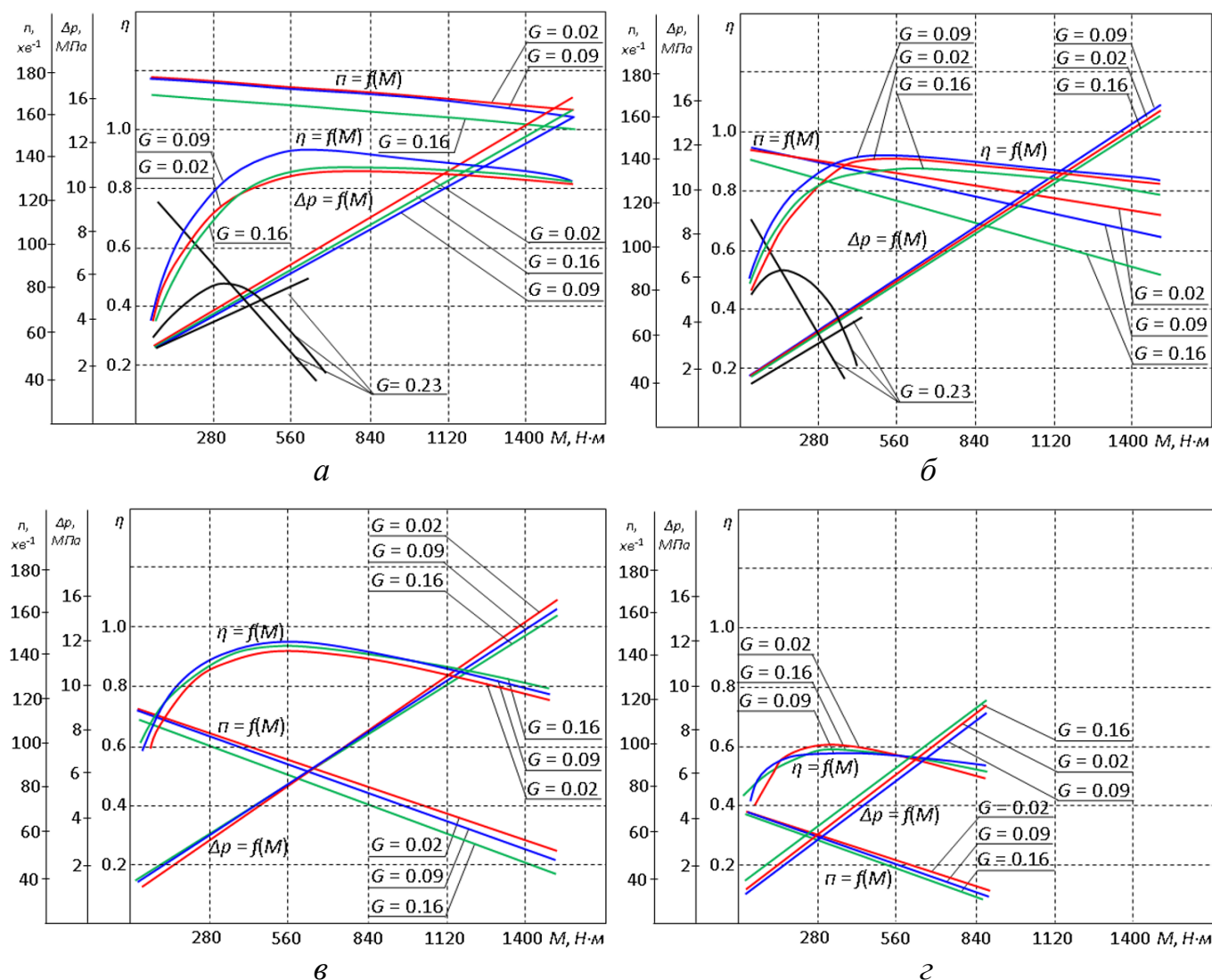


Рисунок 7 – Зміна функціональних параметрів гідромотора при вихідних витратах робочої рідини: *a* – $Q = 110$ л/хв; *б* – $Q = 90$ л/хв, *в* – $Q = 70$ л/хв; *г* – $Q = 50$ л/хв

У результаті проведених експериментальних досліджень впливу діаметрального зазору між роторами на зміну технічного стану планетарного гідромотора у всьому діапазоні зміни навантаження та витрати робочої рідини встановлено, що зміни діаметрального зазору в діапазоні 0,02...0,16 мм практично не впливають на зміну перепаду тисків і загальний ККД гідромотора при зміні навантаження в діапазоні 120...1500 Н·м та витраті робочої рідини – 50...110 л/хв. При цьому частота обертання валу планетарного гідромотора дуже «чутлива» до змін діаметрального зазору між його роторами. Це пояснюється конструктивними особливостями взаємодії внутрішнього та зовнішнього роторів, що підтверджується зміною витрати робочої рідини. Збільшення діаметрального зазору до 0,23 мм викликає різке падіння частоти обертання валу гідромотора, і як наслідок, – його загального ККД.

Аналіз залежності зміни ККД від діаметрального зазору $\eta = f(G)$ показує (рис. 8), що: ККД гідромотора (при навантаженні як $M_{кр} = 700$ Н·м, так і $M_{кр} = 1440$ Н·м) практично не змінюється при будь-яких значеннях зазору, аж до $G = 0,16$ мм; з подальшим збільшенням зазору G при навантаженні $M_{кр} > 700$ Н·м гідромотор зупиняється, а при $M_{кр} \leq 700$ Н·м спостерігається різке падіння ККД гідромотора аж до його зупинки.

Аналіз залежності зміни ККД від діаметрального зазору показує, що криві 1 та 2 відображають залежність ККД гідромотора від зносу, а криві 3 та 4 – залежність витрати перетікань від зносу (рис. 8). Причому криві 1 і 3 відповідають 50 % навантаження, а криві 2 і 4 – 100 % навантаження.

Порівняльний аналіз експериментальних залежностей (рис. 8, криві 1 і 3) та відповідних теоретичних залежностей (рис. 7, криві 2 і 4) свідчить про ідентичність характеру зміни досліджуваних процесів, причому чітко простежуються ділянки, паралельні осі абсцис, а також місця різкого спаду (росту).

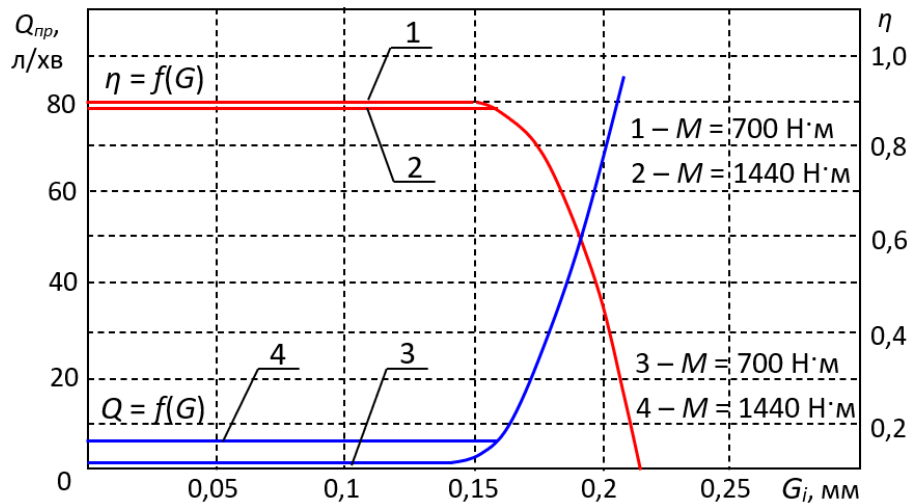


Рисунок 8 – Залежність зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора від діаметрального зазору

Встановлено, що при 100% навантаженні гідромотор, з досягненням критичного зносу $G_{кр}$ (у циклоїдальному зачепленні), різко втрачає працездатність (гідромотор зупиняється, коли навантаження перевищує $M_{кр} > 700$ Н·м), і те, що експериментальне критичне значення зносу $G_{крЕ} = 0,18$, відрізняється від теоретичного $G_{крТ} = 0,42$ мм. Це пояснюється двома причинами: перша, і найістотніша – велика похибка форми виготовлення зубчастого контуру, друга – невдалий конструктивний вибір поєднання геометричних параметрів у циклоїдальному зачепленні гідромотора.

Методика визначення номінальних значень функціональних параметрів планетарного гідромотора для діагностики його технічного стану в умовах експлуатації дає змогу виявити найбільше значення зазору $G_{сп} = 0,16$ мм (зокрема, для планетарного гідромотора ПРГ-22), при якому планетарний гідромотор працездатний на номінальних режимах роботи в умовах зміни крутного моменту від 700 до 1440 Н·м та витрати робочої рідини від 70 до 110 л/хв, що може бути закладено в основу нормування геометричних параметрів циклоїдального зачеплення планетарних гідромоторів ПРГ-22.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-практичної проблеми підвищення ефективності та надійності планетарних гідромоторів шляхом удосконалення розрахунків та проєктування їх роторних систем з урахуванням геометричних похибок, зносу та величини діаметрального зазору. Сформульовано, обґрунтовано та реалізовано комплексний підхід до дослідження впливу зазначених чинників на функціональні характеристики гідромотора, що дозволило досягти поставленої мети та вирішити всі завдання дисертації. У результаті проведених досліджень отримано наступні результати, що мають як наукову, так і практичну цінність:

1. Проведено поглиблений аналіз конструкцій планетарних гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням. Установлено, що основними параметрами, які визначають їх працездатність, є кутова швидкість, крутний момент, ККД та величина діаметрального зазору між роторами. Виявлено, що при збільшенні діаметрального зазору понад критичне значення ($G_{кр} \approx 0,4$ мм) функціональні характеристики суттєво погіршуються. Зокрема, загальний ККД зменшується з $\eta = 0,73$ до $\eta = 0,48$, а витрати робочої рідини на перетікання зростають до 22,5 л/хв.

2. Вперше експериментально обґрунтовано ефект «самогерметизації» у системі роторів планетарного гідромотора. Встановлено, що за умов наявності змінного діаметрального зазору в межах $G = 0 \dots 0,4$ мм та відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між роторами спостерігається явище «самогерметизації» робочих камер. Це дозволяє зберігати стабільний об'ємний ККД ($\eta_{об} \approx 0,92 \dots 0,94$) на початкових етапах зносу, що виключає внутрішні перетікання.

3. Розроблено уточнені математичні та фізичні моделі взаємодії роторів планетарного гідромотора. Моделі враховують вплив діаметрального зазору, зносу, геометричних і кінематичних параметрів зубчастого профілю роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Отримано рівняння регресійного типу, які дозволяють адекватно описати зміну частоти обертання, перепаду тиску, витрати робочої рідини та оцінити значення діаметрального зазору без розборки гідромотора.

4. Визначено оптимальні геометричні параметри роторів для забезпечення максимального моменту. З'ясовано, що ексцентриситет (міжцентрова відстань) прямопропорційно впливає на величину крутного моменту. При зменшенні радіуса закруглення зубця внутрішнього ротора від 5,25 до 1,0 мм крутний момент збільшується в 1,93...3,48 рази залежно до відповідної кінематичної пари роторів. Це дозволяє оптимізувати геометрію роторів для конкретних умов навантаження.

5. Встановлено граничні (критичні) значення діаметрального зазору. При значеннях діаметрального зазору $G_{кр} \leq 0,4$ мм об'ємний ККД зменшується з 0,94 до 0,68, що складає 18%, а загальний ККД – з 0,73 до 0,48, що складає 35%. Водночас частота обертання знижується з 17,5 до 6,0 рад/с, а витрати на перетікання зростають з 0 до 22,5 л/хв, що свідчить про значне погіршення функціональних параметрів.

6. Розроблена методика визначення номінальних значень функціональних параметрів планетарного гідромотора для діагностики його технічного стану в умовах експлуатації, яка дає змогу виявити найбільше значення діаметрального зазору (зокрема $G_{кр} = 0,16$ мм для планетарного гідромотора ПРГ–22), при якому планетарний гідромотор працездатний на номінальних режимах роботи в умовах зміни крутного моменту від 700 до 1440 Н·м та витрати робочої рідини від 70 до 110 л/хв.

7. Експериментально доведено, що ККД, рекомендований для діагностики технічного стану гідромоторів, не завжди прийнятний, зокрема, для планетарного гідромотора, а для характеристики залишкового ресурсу взагалі не прийнятний. Встановлено, що у діапазоні зміни діаметрального зазору від 0,02 до 0,16 мм при зміні навантаження від 700 до 1440 Н·м та витрати робочої рідини 70 до 110 л/хв загальний ККД знижується лише на 2...5%. Тому, кращим параметром для діагностування технічного стану планетарного гідромотора є діаметральний зазор між роторами в циклоїдальному зачепленні.

8. Розроблено прилади для контролю точності виготовлення внутрішнього та зовнішнього роторів, що дозволяють оцінювати похибку форми їх зубчастого профілю. Створені прилади дозволяють контролювати точність виготовлення зубчастого профілю роторів з використанням комплексного параметру, що підвищує якість виготовлення планетарних гідромоторів. Розроблено метод безрозбірного діагностування на основі трьох параметрів: частоти обертання, витрати робочої рідини та перепаду тиску, що зменшує час та вартість діагностики.

9. Запропоновані технічні рішення захищені патентами України (№ 122059, № 131510, № 131511, № 94047, № 155350) та впроваджені у виробництво на підприємствах АТ «Ямпільський приладобудівний завод» (Україна) та АТ «Гідроінпекс» (Молдова). Методики, прилади та моделі використовуються також у навчальному процесі за спеціальностями 208, 131, 133 у Таврійському державному агротехнологічному університеті імені Дмитра Моторного.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

Публікації у періодичних наукових виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science Core Collection та/або Scopus:

1. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., **Panchenko I.**, Titova O. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor. International Journal of Engineering and Technology. ISSN 2227524X. 2018. Vol. 7 (4.3). P. 6–11. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19544> (Входить до наукометричної бази Scopus).

Здобувачем обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем планетарного гідромотора.

2. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., **Panchenko I.**, Zasiadko A. (2021) The Study of Dynamic Processes of Mechatronic Systems with Planetary Hydraulic Motors. InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. Lecture Notes in

Mechanical Engineering. Springer. ISSN 21954356. 2021. P. 704–713. https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68 (Входить до наукометричної бази Scopus).

Здобувачем обґрунтовано вихідні дані та початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в системі роторів планетарного гідромотора.

3. 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. ISSN 17578981. 2021. 1021 (1). 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045> (Входить до наукометричної бази Scopus).

Здобувачем обґрунтовано кінематичних схем переміщення роторів планетарного гідромотора.

Публікації у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України та у інших наукових виданнях:

4. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь : ТДАТУ. 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>

Здобувачем розроблено математичний апарат, що описує взаємозв'язок конструктивних особливостей зовнішнього та внутрішнього роторів планетарного гідромотора з його вихідними характеристиками.

5. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.** Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь : ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>

Здобувачем проведено моделювання процесу зміни геометричних і кінематичних параметрів зовнішнього і внутрішнього роторів планетарного гідромотора.

6. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Засядько А.І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь : ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>

Здобувачем обґрунтовано параметри варіювання при проведенні факторного експерименту.

7. 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 Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь : ТДАТУ. 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61–77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>

Здобувачем розроблено принципову гідравлічну схему стенду для проведення порівняльних стендових випробувань планетарних гідромоторів.

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 Таврійського державного агротехнологічного університету. Запоріжжя : ТДАТУ. 2023. Вип. 13. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>

Здобувачем обґрунтовано кінематику переміщення внутрішнього ротора планетарного гідромотора.

9. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Холод І.М., Волошин А.А. Вплив похибки зубчастого профілю роторів планетарного гідромотора на його технічний стан. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Запоріжжя : ТДАТУ. 2025. Вип. 25. Т. 1. С. 36–44. <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-1-5>

Здобувачем обґрунтовано розмірний ланцюг взаємодії роторів планетарного гідромотора.

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

Тези та матеріали конференцій:

10. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.** Дослідження впливу геометричних параметрів витискувальних систем на вихідні характеристики гідрообертачів планетарного типу. Промислова гідравліка і пневматика : матеріали XV Міжнародної науково-технічної конференції (Мелітополь, 17–19 вересня 2014 року). Мелітополь, 2014. С. 95.

Здобувачем описано взаємозв'язку геометричних і функціональних параметрів витискувальної системи.

11. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.** Методологія проектування елементів витискувальних систем гідрообертачів планетарного типу. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці : матеріали XX Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 26–29 травня 2015 року). Київ, 2015. С. 133–134.

Здобувачем розроблено схему визначення міжцентрових відстаней.

12. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.** Стенд для випробувань уніфікованого ряду гідравлічних обертачів планетарного типу. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці : матеріали XXI Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 24–27 травня 2016 року). Київ, 2016. С. 147–149.

Здобувачем розроблено принципову гідравлічну схему експериментального стенду.

13. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.** Особливості моделювання робочих процесів, що відбуваються в гідрообертачах планетарного типу, які працюють у складі гідроагрегату. Промислова гідравліка і пневматика: Промислова гідравліка і пневматика : матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції (Вінниця, 3–6 жовтня 2017 року). Вінниця, 2017. С. 45–47.

Здобувачем обґрунтовано початкові умови і вихідні дані для моделювання роботи витискувальної системи серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу.

14. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.** Універсальна модель мехатронної системи з гідравлічним приводом. Промислова гідравліка і пневматика : матеріали XIX Міжнародної науково-технічної конференції (Львів, 25–28 вересня 2018 року). Львів, 2018. С. 57–59.

Здобувачем проведено моделювання експлуатаційних умов.

15. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.** Покращення функціональних параметрів планетарного гідромотора шляхом удосконалення його витискувальної системи. Промислова гідравліка і пневматика : матеріали XX Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 22–25 жовтня 2019 року). Київ, 2019. С. 77–78.

Здобувачем проведено кінематичний аналіз переміщення елементів системи роторів.

16. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.** Дослідження впливу виготовлення роторів на вихідні характеристики орбітального гідромотора. Промислова гідравліка і пневматика : матеріали XXI Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 30 листопада – 2 грудня жовтня 2020 року). Київ, 2020. С. 46–47.

Здобувачем обґрунтовано граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь роторів орбітального гідромотора.

17. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Шепель А. Математична модель робочих процесів, що відбуваються в мехатронній системі з гідравлічним приводом. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці : матеріали XXVI Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, Херсон 7–10 вересня 2021 року). Херсон, 2021. С. 312–315.

Здобувачем розроблено розрахункову модель мехатронної системи з гідравлічним приводом.

18. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Дроздов О. Динаміка зміни функціональних параметрів мехатронної системи з гідравлічним приводом з урахуванням експлуатаційних умов. Промислова гідравліка та пневматика : матеріали XXII Міжнародної науково-технічної конференції АСПГП (Київ, 17–18 листопада 2021 року). Київ, 2021. С. 89–93.

Здобувачем обґрунтовано статичні та динамічні параметри гідромоторів.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації:

Патенти України:

19. Панченко А.І., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Засядько А.І., Оберніхін Ю.П., Гуйва С.Д. Планетарно-роторний гідромотор : патент на корисну модель 94047 Україна, F04C 2/08; u201405340; заяв. 19.05.2014; опубл. 27.10.2014; Бюл. № 20. 5 с.

Здобувачем запропоновано регулювання фазорозподілу робочої рідини у робочій камері.

20. Панченко А.І., Гуйва С.Д., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Леус Г.В. Спосіб контролю зубчастих коліс планетарних гідромашин : патент на корисну модель 122059 Україна, F04C 2/08; u201706639; заяв. 27.06.2017; опубл. 26.12.2017; Бюл. № 24. 5 с.

Здобувачем розроблено схему способу контролю гіпоциклоїдальних зубчастих коліс.

21. Панченко А.І., Гуйва С.Д., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Мілаєва І.І. Прилад для контролю зубчастих коліс планетарних гідромашин : патент на корисну модель 131510 Україна, F04C 2/08; и201803759; заяв. 06.04.2018; опубл. 25.01.2019; Бюл. № 2. 6 с.

Здобувачем розроблено схему пристрою для контролю зубчастого контуру внутрішнього ротора планетарного гідромотора.

22. Панченко А.І., Гуйва С.Д., Волошина А.А., **Панченко І.А.**, Болтянський О.В. Прилад для контролю зубчастих коліс планетарних гідромашин : патент на корисну модель 131511 Україна, F04C 2/08; и201803763; заяв. 06.04.2018; опубл. 25.01.2019; Бюл. № 2. 4 с.

Здобувачем розроблено схему пристрою для контролю зубчастого контуру зовнішнього ротора планетарного гідромотора.

23. Панченко А.І., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Кюрчев В.М., Тітова О.А., **Панченко І.А.** Планетарно-роторний гідромотор : патент на корисну модель 155350 Україна, F04C 2/08; и202204504; заяв. 30.11.2022; опубл. 21.02.2024; Бюл. № 8. 6 с.

Здобувачем обґрунтовано конструктивні особливості системи роторів.

АНОТАЦІЯ

Панченко І.А.. Особливості розрахунку та проєктування систем роторів планетарних гідромоторів – кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати». – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України, Харків, 2025. Спеціалізована вчена рада Д 64.050.11.

Дисертацію присвячено вирішенню актуального науково-практичного завдання покращення вихідних характеристик планетарних гідромоторів шляхом удосконалення розрахунку та проєктування їх систем роторів.

У роботі проведено аналіз конструктивних особливостей планетарних гідромашин, з акцентом на виявленні ключових елементів, що впливають на їх вихідні характеристики. Досліджено кінематику циклоїдального зачеплення, розроблено математичні моделі, що описують взаємозв'язок між геометричними параметрами системи роторів та функціональними характеристиками планетарних гідромоторів. Обґрунтовано вибір діаметрального зазору як основного діагностичного параметра, визначено критичні значення діаметрального зазору.

Створено структурно-функціональні схеми для моделювання зміни технічного стану планетарних гідромоторів в умовах експлуатації. Розроблено математичні моделі для оцінки впливу зносу (збільшення діаметрального зазору) на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Результати математичного моделювання підтвердили теоретичні передумови, що діаметральний зазор є ключовим функціонально обґрунтованим показником, що визначає технічний стан циклоїдального зачеплення та планетарного гідромотора в цілому.

Розроблено методи та засоби діагностики планетарних гідромоторів, що дозволяють контролювати їх технічний стан. Розроблено прилади для комплексного контролю точності виготовлення деталей циклоїдального зачеплення, що дозволяють виявляти відхилення від проєктних параметрів на ранніх стадіях виробництва, що суттєво підвищує надійність гідромоторів.

Експериментальні дослідження зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора оцінювались за результатами порівняльних випробувань планетарних гідромоторів з серійною та модернізованою системами роторів. Проведені експериментальні дослідження підтвердили теоретичні висновки та результати математичного моделювання.

Проведені дослідження направлені на вирішення важливої науково-практичної проблеми прогнозування технічного стану планетарних гідромашин з урахуванням зносу, похибки форми виготовлення зубчастого профілю роторів та діаметрального зазору. Розроблені математичні моделі, експериментально підтверджені результати та запропоновані методи контролю і діагностики становлять наукову цінність та мають практичне значення. Результати дослідження дозволяють покращити вихідні характеристики планетарних гідромоторів шляхом удосконалення розрахунку та проєктування їх систем роторів.

Ключові слова: планетарний гідромотор, циклоїдальне зачеплення, зовнішній ротор, внутрішній ротор, діаметральний зазор, знос, похибка виготовлення, технічний стан.

ABSTRACT

Panchenko I. A. Peculiarities of calculation and design of rotor systems of planetary hydraulic motors – a qualifying scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.05.17 “Hydraulic machines and hydropneumatic units”. – National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute» of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2025. Specialized Academic Council D 64.050.11.

The dissertation is devoted to solving the current scientific and practical problem of improving the output characteristics of planetary hydraulic motors by improving the calculation and design of their rotor systems.

The work analyzes the design features of planetary hydraulic machines, with an emphasis on identifying key elements that affect their output characteristics. The kinematics of the cycloidal gearing are studied, mathematical models are developed that describe the relationship between the geometric parameters of the rotor system and the functional characteristics of planetary hydraulic motors. The choice of the diametrical gap as the main diagnostic parameter is justified, and the critical values of the diametrical gap are determined.

Structural-functional schemes are created for modeling changes in the technical condition of planetary hydraulic motors under operating conditions. Mathematical models are developed to assess the impact of wear (increase in the diametrical gap) on the output characteristics of the planetary hydraulic motor. The results of mathematical modeling confirmed the theoretical premises that the diametrical gap is a key functionally justified

indicator that determines the technical condition of the cycloidal gearing and the planetary hydraulic motor as a whole.

Methods and tools for diagnosing planetary hydraulic motors have been developed, allowing for monitoring their technical condition. Devices have been developed for comprehensive monitoring of the manufacturing accuracy of cycloidal gear parts, allowing for the detection of deviations from design parameters at the early stages of production, which significantly increases the reliability of hydraulic motors.

Experimental studies of changes in the initial characteristics of a planetary hydraulic motor were evaluated based on the results of comparative tests of planetary hydraulic motors with serial and modernized rotor systems. The conducted experimental studies confirmed the theoretical conclusions and results of mathematical modeling.

The conducted research is aimed at solving an important scientific and practical problem of predicting the technical condition of planetary hydraulic machines, taking into account wear, errors in the shape of the rotor gear profile and diametrical gap. The developed mathematical models, experimentally confirmed results and proposed control and diagnostic methods are of scientific value and have practical significance. The research results allow improving the initial characteristics of planetary hydraulic motors by improving the calculation and design of their rotor systems.

Keywords: planetary hydraulic motor, outer rotor, cycloidal gearing, outer rotor, inner rotor, diametrical gap, wear, manufacturing error, technical condition.



Підписано до друку 23.07.2025 р. Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 1,63. Цифровий друк. Наклад 100 прим. Зам. № 0725/623

Видавництво і друкарня – Видавничий дім «Гельветика»
65101, Україна, м. Одеса, вул. Інглєзі, 6/1
E-mail: mailbox@helvetica.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 7623 від 22.06.2022