

ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Панченко Ігор Анатолійович**

УДК 621.225.001.1

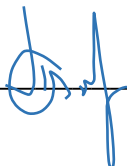
**ДИСЕРТАЦІЯ**

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

05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати  
13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 І. А. Панченко

Науковий керівник:  
Волошина Анжела Анатоліївна  
доктор технічних наук, професор

Запоріжжя – 2025

## 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.

Представлений всебічний аналіз гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням, починаючи з історичного огляду, аналізу сучасних тенденцій та конструктивних особливостей планетарних гідромоторів. Детально розглянуто принцип роботи циклоїдального зачеплення, що характеризується обертанням внутрішнього ротора всередині зовнішнього з використанням циклоїдальних профілів. Проведено порівняльний аналіз конструкцій гідромашин Danfoss серії OMS та GPR-F (Молдова), виявлено їх переваги та недоліки. Відмічено роль діаметрального зазору між роторами, як ключового фактора, що впливає на ефективність роботи планетарного гідромотора. Окреслено основні вузли, що визначають технічний стан планетарного гідромотора: система роторів, розподільна система та механізм, що компенсує планетарний рух.

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 зачепленні. 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 планетарних гідромоторів.

Разом з тим, у більшості відомих математичних 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.

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

Проведеними теоретичними дослідженнями підтверджено важливість діаметрального зазору як ключового параметра, що характеризує технічний стан планетарного гідромотора. Досліджено вплив діаметрального зазору в циклоїдальному зачепленні на кінематику руху роторів, а також на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Встановлено вплив відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між роторами на процес “самогерметизації”. Підтверджено, що за певних умов відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами дозволяє досягти “самогерметизації”, що зменшує перетікання та стабілізує об'ємний ККД при значеннях діаметрального зазору менших за критичні. Однак, при збільшенні зазору до критичного значення та більше, ефект “самогерметизації” зникає,

що призводить до різкого погіршення функціональних параметрів планетарного гідромотора.

Розроблено та верифіковано математичні моделі, що описують зв'язок між діаметральним зазором між роторами, геометричними параметрами системи роторів та функціональними характеристиками планетарного гідромотора. Створені моделі дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик гідромотора (кутова швидкість, крутний момент, ККД) в залежності від величини діаметрального зазору та умов експлуатації. Ці моделі можуть бути використані для розробки методів діагностики та прогнозування технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації.

Обґрунтовано вибір діаметрального зазору як основного діагностичного параметра для планетарних гідромоторів. Встановлено, що діаметральний зазор є найбільш чутливим параметром, що характеризує технічний стан планетарного гідромотора, та тісно пов'язаний з його функціональними характеристиками.

Отримані математична та фізична моделі 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 результаті математичного моделювання зміни технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації розроблено три структурно-функціональні схеми: моделювання зміни геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при відновленні, оптимізація геометричних параметрів при розробці технологічного процесу відновлення та моделювання змін технічного стану в умовах експлуатації. На основі цих схем розроблено моделі для опису взаємозв'язків між геометричними параметрами системи роторів, особливостями зачеплення роторів та

основними функціональними параметрами планетарного гідромотора. Проаналізовано вплив навантаження, витрати робочої рідини та діаметрального зазору на зміну крутного моменту, кутової швидкості та загального ККД.

Обґрунтовано необхідність контролю похибки форми контуру роторів для забезпечення нормальної роботи циклоїдального зачеплення. Встановлено, що похибки форми контуру роторів можуть призводити до контакту між зубцями в певних положеннях, що негативно впливає на роботу гідромотора. Тому необхідно забезпечити контроль точності виготовлення зубчастого профілю роторів.

Підтверджено можливість моделювання зносу циклоїдального зачеплення зміною радіусу ділильного кола внутрішнього ротора. Показано, що зміна геометричних та функціональних параметрів при зносі, що може моделюватися як зміною радіусу заокруглення зуба внутрішнього ротора, так і зміною радіусу ділильного кола, є ідентичними. Тому, при експериментальних дослідженнях знос силового з'єднання доцільно моделювати зміною радіусу ділильного кола внутрішнього ротора, що є більш простим з точки зору експерименту.

Результати математичного моделювання дозволили встановити граничні значення діаметрального зазору, при яких відбувається суттєве погіршення характеристик планетарного гідромотора. Визначено, що при діаметральному зазорі більше 0.4 мм суттєво збільшуються перетікання робочої рідини та зменшується об'ємний ККД, що свідчить про порушення "самогерметизації" та різке погіршення функціональних параметрів планетарного гідромотора.

Розроблено методи та прилади для контролю точності виготовлення внутрішнього та зовнішнього роторів, що дозволяють оцінювати похибку форми їх зубчастого профілю. Створені прилади дозволяють контролювати точність виготовлення (відновлення) зубчастого профілю роторів з використанням комплексного параметру, що підвищує якість виготовлення

та ремонту планетарних гідромоторів.

Представлено можливість ефективного контролю технічного стану планетарного гідромотора як в стаціонарних, так і в експлуатаційних умовах за рахунок застосування розроблених методів та засобів. Створені методи та засоби дозволяють контролювати технічний стан гідромотора на різних етапах його життєвого циклу, що сприяє підвищенню надійності та ефективності його використання.

Результати експериментальних досліджень спрямовані на перевірку та уточнення теоретичних досліджень та математичного моделювання. Описано методику визначення необхідної кількості повторності дослідів, а також методику визначення номінальних значень функціональних параметрів.

Експериментальні дослідження зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора з модернізованою системою роторів оцінюється за результатами його порівняльних випробувань із гідромотором з серійною системою роторів. Для проведення стендових випробувань серійного та модернізованого планетарних гідромоторів розроблено стенд та принципову гідравлічну схему стенду, яка показує розташування, взаємозв'язок та роботу основних елементів гідросистеми.

Обґрунтовано вибір діаметрального зазору в циклоїдальному зачепленні як більш інформативного та достовірного діагностичного параметра для планетарних гідромоторів. Встановлено, що діаметральний зазор тісно пов'язаний з вихідними характеристиками гідромотора (частота обертання, крутний момент) та дозволяє більш точно оцінити його технічний стан.

Отримано математичні моделі, що описують вплив навантаження, витрати та діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора. Встановлено, що отримані математичні моделі адекватно описують вплив навантаження, витрати робочої рідини та діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора. Підтверджено статистичну значущість отриманих рівнянь регресії та їхню придатність для

прогнозування зміни технічного стану гідромотора

Проведено експериментальні дослідження на стенді, що дозволили встановити залежності зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора. Експериментально визначено залежності між частотою обертання валу гідромотора, перепадом тиску, витратою робочої рідини та діаметральним зазором, які дозволяють розраховувати значення діаметрального зазору на основі вимірювання трьох основних параметрів, що робить метод діагностики доступним для широкого кола користувачів.

В результаті проведених досліджень виявлено, що похибка форми виготовлення зубчастого контуру роторів суттєво впливає на точність діагностики технічного стану планетарних гідромоторів. Доведена необхідність врахування похибки форми виготовлення зубчастого профілю роторів планетарного гідромотора при оцінці його технічного стану.

Проведені дослідження підтверджують важливість комплексної діагностики планетарних гідромоторів для забезпечення їхньої надійності та довговічності. Розроблені математичні моделі, експериментально підтверджені результати та запропоновані методи контролю та діагностики становлять наукову цінність та мають практичне значення. Результати дослідження дозволяють покращити вихідні характеристики планетарних гідромоторів шляхом удосконалення розрахунку та проектування їх систем роторів.

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

## 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](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> (Наказ МОН України №1523 від 29.12.2014 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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 кінематичномі 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; u201803763; 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; u202204504; заяв. 30.11.2022; опубл. 21.02.2024; Бюл. № 8. 6 с.

*Здобувачем обґрунтовано конструктивні особливості системи роторів.*

## 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.

A comprehensive analysis of hydraulic machines with cycloidal gearing is presented, starting with a historical overview, analysis of modern trends and design features of planetary hydraulic motors. The principle of operation of cycloidal gearing, characterized by the rotation of the inner rotor inside the outer one using cycloidal profiles, is considered in detail. A comparative analysis of the designs of Danfoss hydraulic machines of the OMS and GPR-F series (Moldova) is carried out, their advantages and disadvantages are identified. The role of the diametrical gap between the rotors is noted as a key factor affecting the efficiency of the planetary hydraulic motor. The main components that determine the technical condition of the planetary hydraulic motor are outlined: the rotor system, the distribution system and the mechanism that compensates for planetary motion.

One of the main structural units of planetary hydraulic machines is the rotor system, which forms the working chambers. It is the geometry, manufacturing accuracy, wear and mutual arrangement of the rotors that determine the volumetric efficiency, torque stability, speed, fluid flow uniformity and vibration characteristics. The determining factor is the size of the diametrical gap between the rotors – the gap between opposing pairs of teeth that are in kinematic engagement. Changing this gap during operation (due to technological deviation or

wear) causes fluctuations in the volume of the working chambers, changes in contact geometry, load instability, which generally reduces the efficiency of the hydraulic motor.

However, in most known models describing the operation of planetary hydraulic machines, these effects are taken into account only partially or approximately. Most of the research is focused on the overall efficiency assessment, not taking into account the effects of gaps, tooth profile errors and phase shifts. There is a need to create a refined mathematical model that would allow quantitatively assessing the impact of each of these factors on the output characteristics of a planetary hydraulic motor.

Therefore, the research topic, which concerns the refinement of models of force interaction of rotors, taking into account the diametrical gap, wear, error in the manufacturing of the gear profile, as well as variational analysis, calculation and design of the rotor system of a planetary hydraulic motor, is a relevant task from the standpoint of both the theory of hydromechanics and the practice of designing and operating modern hydraulic machines with planetary transmission.

The conducted theoretical studies confirmed the importance of the diametrical clearance as a key parameter characterizing the technical condition of a planetary hydraulic motor. The influence of the diametrical clearance in the cycloidal gearing on the kinematics of the rotors' motion, as well as on the output characteristics of the planetary hydraulic motor, was investigated.

The influence of the absence of a rigid kinematic connection between the rotors on the process of “self-sealing” has been established. It has been confirmed that under certain conditions the absence of a rigid kinematic connection between the rotors allows for “self-sealing”, which reduces overflow and stabilizes volumetric efficiency at diametrical clearance values less than critical. However, when the clearance increases to a critical value and more, the effect of “self-sealing” disappears, which leads to a sharp deterioration in the functional parameters of the planetary hydraulic motor.

Mathematical models describing the relationship between the diametrical

gap between the rotors, the geometric parameters of the rotor system and the functional characteristics of the planetary hydraulic motor have been developed and verified. The created models allow predicting the change in the output characteristics of the hydraulic motor (angular velocity, torque, efficiency) depending on the size of the diametrical gap and operating conditions. These models can be used to develop methods for diagnosing and predicting the technical condition of the planetary hydraulic motor under operating conditions.

The choice of diametrical clearance as the main diagnostic parameter for planetary hydraulic motors is justified. It is established that diametrical clearance is the most sensitive parameter characterizing the technical condition of a planetary hydraulic motor and is closely related to its functional characteristics.

The obtained mathematical and physical models of the planetary hydraulic motor allow us to determine the change in its geometric and functional parameters due to wear (increase in the diametrical gap) and to conduct mathematical simulation modeling of the change in the geometric parameters of the cycloidal gear of the planetary hydraulic motor under operating conditions (during wear).

Based on the results of mathematical modeling of changes in the technical condition of a planetary hydraulic motor under operating conditions, three structural and functional schemes have been developed: modeling of changes in the geometric parameters of the cycloidal gear during restoration, optimization of geometric parameters when developing the technological process of restoration, and modeling of changes in the technical condition under operating conditions. Based on these schemes, models have been developed to describe the relationships between the geometric parameters of the rotor system, the features of the rotor engagement, and the main functional parameters of the planetary hydraulic motor. The influence of the load, working fluid flow rate, and diametrical clearance on the change in torque, angular velocity, and overall efficiency has been analyzed.

The necessity of controlling the error of the rotor contour shape to ensure the normal operation of the cycloidal gearing is substantiated. It is established that errors of the rotor contour shape can lead to contact between the teeth in certain



positions, which negatively affects the operation of the hydraulic motor. Therefore, it is necessary to ensure control of the manufacturing accuracy of the rotor tooth profile.

The possibility of modeling the wear of the cycloidal gear by changing the radius of the pitch circle of the inner rotor has been confirmed. It has been shown that the change in geometric and functional parameters during wear, which can be modeled both by changing the radius of the rounding of the tooth of the inner rotor and by changing the radius of the pitch circle, are identical. Therefore, in experimental studies, it is advisable to model the wear of the power connection by changing the radius of the pitch circle of the inner rotor, which is simpler from the point of view of the experiment.

The results of mathematical modeling allowed us to establish the limit values of the diametrical gap, at which there is a significant deterioration in the characteristics of the planetary hydraulic motor. It was determined that with a diametrical gap of more than 0.4 mm, the flow of the working fluid increases significantly and the volumetric efficiency decreases, which indicates a violation of “self-sealing” and a sharp deterioration in the functional parameters of the planetary hydraulic motor.

Methods and devices have been developed to control the manufacturing accuracy of internal and external rotors, allowing to estimate the error of the shape of their tooth profile. The created devices allow to control the manufacturing accuracy (restoration) of the tooth profile of rotors using a complex parameter, which improves the quality of manufacturing and repair of planetary hydraulic motors.

The possibility of effective control of the technical condition of a planetary hydraulic motor both in stationary and in operational conditions is presented by applying the developed methods and means. The created methods and means allow to control the technical condition of the hydraulic motor at different stages of its life cycle, which contributes to increasing the reliability and efficiency of its use.

The results of experimental studies are aimed at verifying and refining

theoretical studies and mathematical modeling. The methodology for determining the required number of repetitions of experiments, as well as the methodology for determining the nominal values of functional parameters, is described.

Experimental studies of changes in the output characteristics of a planetary hydraulic motor with a modernized rotor system are evaluated based on the results of its comparative tests with a hydraulic motor with a serial rotor system. To conduct bench tests of serial and modernized planetary hydraulic motors, a stand and a basic hydraulic diagram of the stand have been developed, which shows the location, interconnection and operation of the main elements of the hydraulic system.

The choice of the diametrical clearance in the cycloidal gearing as a more informative and reliable diagnostic parameter for planetary hydraulic motors is justified. It is established that the diametrical clearance is closely related to the output characteristics of the hydraulic motor (speed, torque) and allows for a more accurate assessment of its technical condition.

Mathematical models describing the influence of load, flow rate and diametrical clearance on the technical condition of a planetary hydraulic motor have been obtained. It has been established that the obtained mathematical models adequately describe the influence of load, flow rate of working fluid and diametrical clearance on the technical condition of a planetary hydraulic motor. The statistical significance of the obtained regression equations and their suitability for predicting changes in the technical condition of a hydraulic motor have been confirmed.

Experimental studies were conducted on the stand, which allowed us to establish the dependences of changes in the functional parameters of the planetary hydraulic motor. The dependences between the frequency of rotation of the hydraulic motor shaft, pressure drop, working fluid flow rate and diametrical clearance were experimentally determined, which allow us to calculate the value of the diametrical clearance based on the measurement of three main parameters, which makes the diagnostic method available to a wide range of user.

As a result of the conducted research, it was found that the error in the shape of the toothed contour of the rotors significantly affects the accuracy of diagnostics of the technical condition of planetary hydraulic motors. The need to take into account the error in the shape of the toothed profile of the rotors of a planetary hydraulic motor when assessing its technical condition has been proven.

The conducted research confirms the importance of comprehensive diagnostics of planetary hydraulic motors to ensure their reliability and durability. 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 to improve 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 clearance, wear, manufacturing error, technical condition.

## LIST OF PUBLISHED WORKS ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION

Publications in which the main scientific results of the dissertation were published:

*Publications in scientific periodicals indexed in the Web of Science Core Collection and/or Scopus databases:*

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> (Vkhodyt' do naukometrychnoyi bazy Scopus).

*Zdobuvachem obgruntovano kinematychni skhemy rozpodil'nykh system planetarnoho hidromotora.*

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](https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68) (Vkhodyt' do naukometrychnoyi bazy Scopus).

*Zdobuvachem obgruntovano vykhidni dani ta pochatkovi umovy modelyuvannya perekhidnykh protsesiv, shcho vidbuvayut'sya v systemi rotoriv planetarnoho hidromotora.*

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> (Vkhodyt' do naukometrychnoyi bazy Scopus).

*Zdobuvachem obgruntovano kinematychnykh skhem peremishchennya rotoriv planetarnoho hidromotora.*

*Publications in scientific publications included in the list of scientific professional publications of Ukraine and in other scientific publications:*

4. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Pastushenko S.I. Doslidzhennya vplyvu pokhybky formy vyhotovlennya rotoriv na vykhidni kharakterystyky planetarnykh hidromotoriv. Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. Melitopol': TDATU. 2019. Vyp. 19. T. 4. S. 33-48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48> (Nakaz MON Ukrainy № 1523 vid 29.12.2014).

*Zdobuvachem rozrobleno matematychnyy aparat, shcho opysuye vzayemozv'yazok konstruktyvnykh osoblyvostey zovnishn'oho ta vnutrishn'oho rotoriv planetarnoho hidromotora z yoho vykhidnyimi kharakterystykamy.*

5. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A. Nadiynist' konstruktsiyi rotoriv planetarnoho hidromotora. Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. Melitopol': TDATU. 2020. Vyp. 20. T. 1. S. 82-92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92> (Nakaz MON Ukrainy № 409 vid 17.03.2020).

*Zdobuvachem provedeno modelyuvannya protsesu zminy heometrychnykh i kinematychnykh parametriv zovnishn'oho i vnutrishn'oho rotoriv planetarnoho hidromotora.*

6. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Zasyad'ko A.I. Prohnozuvannya zminy vykhidnykh kharakterystyk pry proektuvanni planetarnoho hidromotora. Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. Melitopol': TDATU. 2020. Vyp. 20. T. 4. S. 91-105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105> (Nakaz MON Ukrainy № 409 vid 17.03.2020).

*Zdobuvachem obgruntovano parametry varyyuvannya pry provedenni faktornoho eksperymentu.*

7. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Voloshyn A.A., Nesterenko K.V. Vplyv konstruktyvnykh osoblyvostey systemy rotoriv planetarnoho hidromotoru na zminu yoho vykhidnykh kharakterystyk. Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. Melitopol':

TDATU. 2021. Vyp. 21. T. 4. S. 61-77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77> (Nakaz MON Ukrainy № 409 vid 17.03.2020).

*Zdobuvachem rozrobleno pryntsypovu hidravlichnu skhemu stendu dlya provedennya porivnyal'nykh stendovykh vyprobuvan' planetarnykh hidromotoriv.*

8. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Voloshyn A.A. Vplyv velychyny diametral'noho zazoru na kinematyku rukhu vnutrishn'oho rotora orbital'noho hidromotora. Naukovyy visnyk Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. Zaporizhzhya: TDATU. 2023. Vyp. 13. T. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3> (Nakaz MON Ukrainy № 409 vid 17.03.2020).

*Zdobuvachem obgruntovano kinematyku peremishchennya vnutrishn'oho rotora planetarnoho hidromotora.*

9. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Kholod I.M., Voloshyn A.A. Vplyv pokhybky zubchastoho profilyu rotoriv planetarnoho hidromotora na yoho tekhnichnyy stan. Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. Zaporizhzhya: TDATU. 2025. Vyp. 25. T. 1. S. 36-44. <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-1-5> (Nakaz MON Ukrainy № 409 vid 17.03.2020).

*Zdobuvachem obgruntovano rozmirnyy lantsyuh vzayemodiyi rotoriv planetarnoho hidromotora.*

Publications that confirm the approval of the dissertation materials:

*Abstracts and conference materials:*

10. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A. Doslidzhennya vplyvu heometrychnykh parametriv vytyskuval'nykh system na vykhidni kharakterystyky hidroobertachiv planetarnoho typu. Promyslova hidravlika i pnevmatyka: Materialy XV Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (Melitopol', 17-19 veresnya 2014 roku). Melitopol'. 2014. S. 95.

*Zdobuvachem opysano vzayemozv'yazku heometrychnykh i funktsional'nykh parametriv vytyskuval'noyi systemy.*

11. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A. Metodolohiya

proektuvannya elementiv vytysskuval'nykh system hidroobertachiv planetarnoho typu. Hidroaeromekhanika v inzhenerniy praktytsi: Materialy XX Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (Kyyiv, 26-29 travnya 2015 roku). Kyyiv. 2015. S. 133-134.

*Zdobuvachem rozrobleno skhemu vyznachennya mizhtsentrovnykh vidstaney.*

12. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A. Stend dlya vyprobuvan' unifikovanoho ryadu hidravlichnykh obertachiv planetarnoho typu. Hidroaeromekhanika v inzhenerniy praktytsi: Materialy XXI Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (Kyyiv, 24-27 travnya 2016 roku). Kyyiv. 2016. S. 147-149.

*Zdobuvachem rozrobleno pryntsypovu hidravlichnu skhemu eksperymental'noho stendu.*

13. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A. Osoblyvosti modelyuvannya robochykh protsesiv, shcho vidbuvayut'sya v hidroobertachakh planetarnoho typu, yaki pratsyuyut' u skladi hidroahrehatu. Promyslova hidravlika i pnevmatyka: Promyslova hidravlika i pnevmatyka: Materialy XVIII Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (Vinnytsya, 3-6 zhovtnya 2017 roku). Vinnytsya. 2017. S. 45-47.

*Zdobuvachem obgruntovano pochatkovi umovy i vykhidni dani dlya modelyuvannya roboty vytysskuval'noyi systemy seriynoho i modernizovanoho hidroobertachiv planetarnoho typu.*

14. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A. Universal'na model' mekhatronnoyi systemy z hidravlichnym pryvodom. Promyslova hidravlika i pnevmatyka: Materialy XIX Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (L'viv, 25-28 veresnya 2018 roku). L'viv. 2018. S. 57-59.

*Zdobuvachem provedeno modelyuvannya ekspluatatsiynykh umov.*

15. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A. Pokrashchennya funktsional'nykh parametriv planetarnoho hidromotora shlyakhom udoskonalennya yoho vytysskuval'noyi systemy. Promyslova hidravlika i pnevmatyka: Materialy XX Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (Kyyiv, 22-25 zhovtnya 2019 roku). Kyyiv. 2019. S. 77-78.

*Zdobuvachem provedeno kinematychnyy analiz peremishchennya elementiv systemy rotoriv.*

16. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A. Doslidzhennya vplyvu vyhotovlennya rotoriv na vykhidni kharakterystyky orbital'noho hidromotora. Promyslova hidravlika i pnevmatyka: Materialy XKHI Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (Kyyiv, 30 lystopada – 2 hrudnya zhovtnya 2020 roku). Kyyiv. 2020. S. 46-47.

*Zdobuvachem obgruntovano hranychni vidkhylennta pokhybky formy zubchastykh poverkhon' rotoriv orbital'noho hidromotora.*

17. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Shepel' A. Matematychna model' robochykh protsesiv, shcho vidbuvayut'sya v mekhatronniy systemi z hidravlichnym pryvodom. Hidroaeromekhanika v inzhenerniy praktytsi: Materialy XXVI Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (Kyyiv, Kherson 7-10 veresnya 2021 roku). Kherson. 2021. S. 312-315.

*Zdobuvachem rozrobleno rozrakhunkovu model' mekhatronnoyi systemy z hidravlichnym pryvodom.*

18. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Drozdov O. Dynamika zminy funktsional'nykh parametriv mekhatronnoyi systemy z hidravlichnym pryvodom z urakhuvanniam ekspluatatsiynykh umov. Promyslova hidravlika ta pnevmatyka: Materialy XXII Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi ASPHP (Kyyiv, 17-18 lystopada 2021 roku). Kyyiv. 2021. S. 89-93.

*Zdobuvachem obgruntovano statychni ta dynamichni parametry hidromotoriv.*

Publications that additionally reflect the scientific results of the dissertation:

*Patents of Ukraine:*

19. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Zasyad'ko A.I., Obernikhin YU.P., Huyva S.D. Planetarno-rotorny hidromotor : patent na korysnu model' 94047 Ukrayina, F04C 2/08; u201405340; zayav. 19.05.2014; opubl. 27.10.2014; Byul. № 20. 5 s.

*Zdobuvachem zaproponovano rehulyuvannya fazorozpodilu robochoyi ridyny*



*u robochiy kameri.*

20. Panchenko A.I., Huyva S.D., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Leus H.V. Sposib kontrolyu zubchastykh kolis planetarnykh hidromashyn : patent na korysnu model' 122059 Ukrayina, F04C 2/08; u201706639; zayav. 27.06.2017; opubl. 26.12.2017; Byul. № 24. 5 s.

*Zdobuvachem rozrobleno skhemu sposobu kontrolyu hipotsykloyidal'nykh zubchastykh kolis.*

21. Panchenko A.I., Huyva S.D., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Milayeva I.I. Prylad dlya kontrolyu zubchastykh kolis planetarnykh hidromashyn : patent na korysnu model' 131510 Ukrayina, F04C 2/08; y201803759; zayav. 06.04.2018; opubl. 25.01.2019; Byul. № 2. 6 s.

*Zdobuvachem rozrobleno skhemu prystroyu dlya kontrolyu zubchastoho konturu vnutrishn'oho rotora planetarnoho hidromotora.*

22. Panchenko A.I., Huyva S.D., Voloshyna A.A., Panchenko I.A., Boltyans'ky O.V. Prylad dlya kontrolyu zubchastykh kolis planetarnykh hidromashyn : patent na korysnu model' 131511 Ukrayina, F04C 2/08; u201803763; zayav. 06.04.2018; opubl. 25.01.2019; Byul. № 2. 4 s.

*Zdobuvachem rozrobleno skhemu prystroyu dlya kontrolyu zubchastoho konturu zovnishn'oho rotora planetarnoho hidromotora.*

23. Panchenko A.I., Voloshyna A.A., Kyurchev S.V., Kyurchev V.M., Titova O.A., Panchenko I.A. Planetarno-rotornyy hidromotor : patent na korysnu model' 155350 Ukrayina, F04C 2/08; u202204504; zayav. 30.11.2022; opubl. 21.02.2024; Byul. № 8. 6 s.

*Zdobuvachem obgruntovano konstruktyvni osoblyvosti systemy rotoriv.*

## ЗМІСТ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ	5
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН ЦИКЛОЇДАЛЬНИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ	3
1.1 Конструктивні особливості гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням	17
1.2 Конструктивні особливості гідравлічних машин планетарного типу	17
1.3 Аналіз конструкцій систем роторів та основних похибок виготовлення їх зубчастого профілю	29
1.4 Вплив зазорів між роторами та їх зносу на технічний стан гідромотора	35
1.5 Взаємодія системи роторів і розподільної системи: кінематичний зв'язок	37
1.6 Висновки по розділу, мета і завдання дослідження	38
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗНОСУ В ЦИКЛОЇДАЛЬНОМУ ЗАЧЕПЛЕННІ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА НА ЙОГО ТЕХНІЧНИЙ СТАН	39
2.1 Дослідження кінематики та динаміки циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора	42
2.1.1 Кінематичний аналіз переміщення роторів з циклоїдальним зачепленням при роботі планетарного гідромотора	42
2.1.2 Визначення середнього значення сталої кутової швидкості вихідного валу планетарного гідромотора	45
2.2 Дослідження функціонального взаємозв'язку діаметрального зазору з геометричними параметрами роторів з циклоїдальним зачепленням	52
2.3 Дослідження впливу діаметрального зазору на	58

функціональні параметри планетарного гідромотора	65
2.4 Висновки по розділу	70
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	72
3.1 Розробка структурно-функціональних схем для математичного моделювання досліджуваних процесів	72
3.1.1 Структурно-функціональна схема моделювання зміни геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при відновленні (ремонті)	73
3.1.2 Структурно-функціональна схема оптимізації геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при розробці технологічного процесу відновлення (виготовлення)	77
3.1.3 Структурно-функціональна схема моделювання змін технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації	80
3.2 Результати математичного моделювання	85
3.3 Висновки по розділу	95
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ КОНТРОЛЮ ТА ДІАГНОСТИКИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА	99
4.1 Розробка методу контролю технічного стану циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора	99
4.1.1 Розробка методу контролю діаметрального зазору перед складанням циклоїдального зачеплення	99
4.1.2 Обґрунтування основних параметрів точності циклоїдального зачеплення	106
4.2 Розробка методів і засобів контролю точності виготовлення (відновлення) деталей планетарного гідромотора	109
4.2.1 Схема способу контролю внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора	109
4.2.2 Схема вимірювань і конструкція приладу для контролю	

точності виготовлення зубчастого профіля внутрішнього ротора	111
4.2.3 Схема вимірювань і конструкція приладу для контролю точності виготовлення зубчастого профіля зовнішнього ротора	116
4.3 Розробка методів і засобів діагностики планетарного гідромотора	119
4.3.1 Метод безрозбірного контролю технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації	119
4.3.2 Стендова діагностика планетарного гідромотора	121
4.4 Висновки по розділу	124
РОЗДІЛ 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА	126
5.1 Методика визначення кількості повторності дослідів	126
5.2 Методика визначення номінальних значень функціональних параметрів планетарного гідромотора для діагностики його технічного стану в умовах експлуатації	129
5.3 Методика дослідження впливу навантаження, витрати робочої рідини і діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора	135
5.4 Визначення номінальних значень функціональних параметрів планетарного гідромотора в умовах експлуатації	143
5.5 Висновки по розділу	152
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	154
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	157
ДОДАТКИ	172
ДОДАТОК А	173
ДОДАТОК Б	179
ДОДАТОК В	183

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- $z_1$  – кількість зубців внутрішнього ротора;  
 $z_2$  – кількість зубців зовнішнього ротора;  
 $O_1$  – центр внутрішнього ротора;  
 $O_2$  – центр зовнішнього ротора;  
 $e$  – міжцентрова відстань між центрами внутрішнього і зовнішнього роторів, *мм*;  
 $R_1$  – радіус центрів зубців (ділильне коло) внутрішнього ротора, *мм*;  
 $R_2$  – радіус центрів зубців (ділильне коло) зовнішнього ротора, *мм*;  
 $r_1$  – радіус закруглення зубців внутрішнього ротора;  
 $r_2$  – радіус закруглення зубців зовнішнього ротора;  
 $\Delta r_1$  – крок зміни радіуса закруглення зубця внутрішнього ротора;  
 $r_{1\min}$  – мінімальне значення радіуса закруглення зубця внутрішнього ротора при відновленні;  
 $r_{1\max}$  – максимальне значення радіуса закруглення зубця внутрішнього ротора (визначається з конструктивних міркувань);  
 $b_1$  – ширина внутрішнього ротора, *мм*;  
 $b_2$  – ширина зовнішнього ротора, *мм*;  
 $W$  – площа поперечного перерізу внутрішнього ротора, *мм<sup>2</sup>*;  
 $G$  – діаметральний зазор циклоїдального зачеплення, *мм*;  
 $G_{кр}$  – критичне значення діаметрального зазору, *мм*;  
 $R_1^0$  – параметр характеристики ступеня «повноти» внутрішнього та зовнішнього роторів;  
 $P$  – параметр, що характеризує величину паралельного переміщення внутрішнього ротора до торкання *i*-го зуба зовнішнього ротора;  
 $i$  – поточний номер зуба зовнішнього ротора;  
 $M_r$  – момент опору, *Н·м*;  
 $M_{кр}$  – крутний момент, *Н·м*;  
 $Q_u$  – відцентрова сила, *Н·м*;

- $m$  – маса внутрішнього ротора;  
 $r$  – радіус кола, що описується центром мас внутрішнього ротора;  
 $J_c$  – приведений момент інерції щодо миттєвої осі обертання;  
 $\omega_p$  – середнє значення сталої кутової швидкості,  $c^{-1}$ ;  
 $t$  – час, що характеризує сталу швидкість повороту;  
 $n$  – частота обертання валу (внутрішнього ротора) гідромотора,  $хв^{-1}$ ;  
 $Q$  – витрата робочої рідини, що пройшла через гідромотор,  $см^3/хв$ ;  
 $Q_T$  – теоретична витрата рідини, що пройшла через гідромотор,  $см^3/хв$ ;  
 $Q_d$  – дійсна витрата робочої рідини, що пройшла через гідромотор,  $см^3/хв$ ;  
 $Q_{np}$  – внутрішні перетікання гідромотора,  $см^3/мин$ ;  
 $Q_{np(p.m)}$  – перетікання в розподільному механізмі;  
 $Q_{np(m.z)}$  – перетікання по торцевому зазору;  
 $Q_{np(d.z)}$  – перетікання по діаметральному зазору в циклоїдальному зачепленні;  
 $\mu$  – коефіцієнт витрати;  
 $f$  – площа щілини,  $мм^2$ ;  
 $\rho$  – щільність робочої рідини;  
 $b$  – ширина щілини (внутрішнього ротора);  
 $S_h$  – висота щілини;  
 $V_0$  – робочий об'єм гідромотора,  $см^3$ ;  
 $N_n$  – корисна потужність,  $кВт$ ;  
 $N_z$  – потужність, що витрачається,  $кВт$ ;  
 $p_1$  – тиск на вході в гідромотор,  $МПа$ ;  
 $p_2$  – тиск на виході з гідромотора,  $МПа$ ;  
 $\Delta p$  – перепад тиску в гідромоторі,  $МПа$ ;  
 $\eta_m$  – механічний ККД гідромотора;  
 $\eta_{об}$  – об'ємний ККД гідромотора;  
 $\eta$  – загальний ККД гідромотора.

## ВСТУП

Актуальність теми. На сучасному етапі підвищення ефективності використання самохідної техніки значною мірою визначається гідрофікацією активних робочих органів та ходових систем. Тому, ведеться інтенсивний пошук конструктивних рішень нових об'ємних гідромашин та удосконалення існуючих конструкцій з метою створення гідромашин з максимально простою конструкцією і технологією виготовлення за мінімальної вартості; розробки високомоментних низькооберткових гідромоторів, робочі елементи яких мають низьку швидкість переміщення відносно один одного та характеризуються високою навантажувальною здатністю; створення гідромашин, надійних в експлуатації, з високим коефіцієнтом корисної дії, відносно невеликими габаритами і масою.

Найпоширенішими гідромашинами, що застосовуються у силових гідроприводах самохідної техніки, є планетарні гідромашини. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, які працюють за принципом планетарного редуктора, аналогічні орбітальним, героторним та геролерним гідромашинам. 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.

Гідромашини планетарного типу мають різні форми контуру робочої порожнини: епітрохоїдальну (епіциклоїдальну), гіпотрохоїдальну (гіпоциклоїдальну), шестірню з внутрішнім зубом різного профілю і конфігурації виступів (або зубців) ротора або статора, логарифмічну криву (відривки логарифмічної спіралі) і круговий профіль;

– види руху основних робочих органів: планетарний рух

внутрішнього ротора, планетарний рух зовнішнього ротора (інверсована машина) і обертання двох роторів навколо своїх центрів (біроторна машина) за допомогою жорсткого з'єднання – ексцентрика, зубчастого зачеплення та шарнірного або шліцьового з'єднання;

– способи розподілу робочої рідини: торцевий розподіл (за допомогою обертового або нерухомого торцевого розподільника), внутрішній розподіл (через отвори і канали внутрішнього ротора), зовнішній розподіл (через отвори і канали в корпусі статора або зовнішнього ротора) і комбінований розподіл.

Незважаючи на існуючі конструктивні відмінності, всі планетарні гідромашини можна об'єднати за трьома основними вузлами (з'єднаннями), які визначають технічний стан цих гідромашин: система роторів (зі спеціальним профілем зуба), розподільна система та механізм, що компенсує планетарний рух ротора.

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.

Окрім теоретичного обґрунтування, актуальним є завдання розроблення методик технічної діагностики стану роторів, визначення допустимих значень зазорів, розробка оптимізованих конструкцій роторної системи з урахуванням експлуатаційних відхилень. Наявні на сьогодні підходи до контролю технічного стану вимагають доопрацювання, зокрема для умов роботи у важких середовищах, високих частотах обертання або в умовах граничного змащування.

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 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 планетарних гідромашин, є актуальною задачею з позицій як теорії гідромеханіки, так і практики проектування 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 дослідження: покращення вихідних характеристик планетарних гідромоторів шляхом удосконалення розрахунку та проектування їх систем роторів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання дослідження:

- 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 проєктування, 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).

Гіпотеза дослідження: припускається, що відсутність «жорсткого» кінематичного з’єднання роторів створює специфічну кінематику їх руху в процесі роботи планетарного гідромотора в результаті чого суттєво змінюються його вихідні характеристики, які пов’язані з похибкою виготовлення зубчастого профілю, технологічними зазорами та зносом, що різко виділяє планетарні гідромотори із всієї гами гідромашин об’ємної дії.

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 зубчастого 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 отриманих 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].

Апробація результатів дисертації. 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 156 сторінок. Дисертаційна робота містить 57 рисунків, 4 таблиці, 111 найменувань списку використаних джерел, розміщених на 15 сторінках та 3 додатки – на 20 сторінках.



## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН З ЦИКЛОЇДАЛЬНИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

У межах цього розділу необхідно здійснити комплексний аналіз сучасного стану планетарних гідромоторів із циклоїдальним зачепленням, дослідити конструктивні особливості системи роторів, чинники, що впливають на точність виготовлення зубчастого профілю, знос і зміну діаметрального зазору. Особливу увагу слід приділити кінематичному зв'язку між системою роторів і розподільною системою гідромотора. На основі виявлених закономірностей сформулювати науково обґрунтовану мету та завдання дослідження.

#### 1.1 Конструктивні особливості гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням

В даний час підвищення ефективності використання самохідної техніки багато в чому визначається гідрофікацією її активних робочих органів та ходових систем. Сучасні тенденції гідрофікації самохідної техніки вимагають розробки нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідравлічних машин.

В останні роки ведеться інтенсивний пошук і вдосконалення використовуваних гідравлічних машин [14, 34, 83, 86, 97, 100] (насоси, гідромотори, підсилювачі крутного моменту і т.д.) з метою:

- створення гідравлічних машин з максимально простою конструкцією, технологією виготовлення та ремонту при найменших витратах;

- виробництво тихохідних гідравлічних двигунів, робочі органи яких повинні мати низьку швидкість руху та високу вантажопідйомність (тобто розвивати високі крутні моменти);

- отримання механізмів, які надійні в роботі, мають високий коефіцієнт корисної дії, порівняно невеликі розміри і вагу.

Протягом багатьох років проводилися численні дослідження гідромашин з циклоїдальним профілем робочих елементів. До 80-х років минулого століття ці роботи проводились дослідниками Одеської школи Бірюковим Б.М., Єрасовим Ф.Н., Шевцовим Є.М. та іншими. Після 80-х років цю естафету підхопили дослідники Мелітопольської школи Панченко А.І., який займався питаннями динаміки руху планетарних гідромашин, Волошина А.А., яка зробила великий вклад у розвиток системи розподілу робочої рідини планетарних гідромашин та інші. В результаті роботи вітчизняних та зарубіжних дослідників були встановлені основні принципи роботи гідромашин із циклоїдальним зачепленням, таких як героторні та орбітальні гідромашини.

У героторній технології використовується зміна об'єму робочих камер, утворених зубчастими поверхнями зовнішнього і внутрішнього роторів.. Класичним прикладом героторної технології є трехоїдальний насос (рисунок 1.1) [34]. Його основними перевагами є мінімальна кількість компонентів та відсутність ущільнювальних елементів, але водночас він відрізняється низькою ефективністю. Основними недоліками та предметом постійних досліджень є протікання та знос.

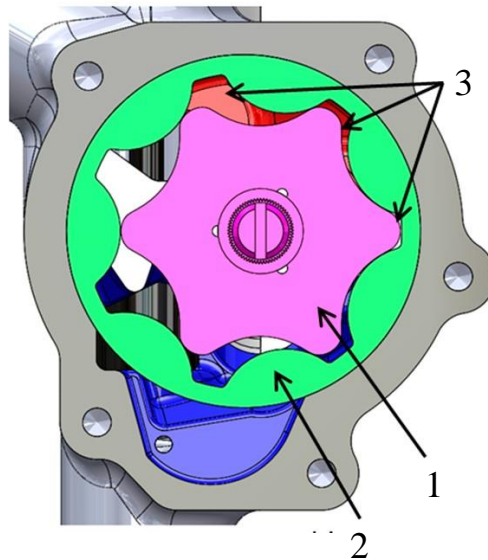


Рисунок 1.1 – Основні елементи героторного насоса:

1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – робочі камери

Принцип роботи героторного насоса аналогічний принципу роботи інших об'ємних гідромашин. Гідравлічні насоси перетворюють механічну енергію від первинного двигуна у вигляді крутного моменту і швидкості обертання валу в гідравлічну енергію у вигляді тиску і витрати.

Героторний насос заснований на зачепленні роторів із зубчастим профілем, від точності виготовлення якого залежать основні функціональні характеристики будь-якої гідромашини. Отже, геометрія зубчастого профілю має великий вплив на технічний стан гідромашин.

Проведено теоретичний аналіз внутрішніх епітрохоїдальних та гіпотрохоїдальних машин, а саме геометричні та кінематичні характеристики профілів ротора [7]. Представлений кінематичний аналіз враховує можливу наявність похибок зубчастої передачі та гарантує відсутність перешкод за допомогою аналізу контакту зубів. Отримана математична модель дозволяє отримати повне визначення профілів ротора у параметричній формі [6]. На основі чотирьох безрозмірних геометричних параметрів та за допомогою методу, заснованого на теорії зубчастих передач, було виведено триоїдальні синтетичні рівняння, а також проаналізовано показники ефективності (питома швидкість потоку, нерівномірність швидкості потоку, коефіцієнт об'ємного стиснення та кут тиску) для епітрохоїдальних протікань. Головний висновок полягав у тому, що цей новий зубчато-круговий профіль дозволяв уникнути контакту зубів там, де він не був необхідний, незважаючи на втрату безперервності зачеплення [6].

Робота [19] присвячена проектуванню профілю зовнішнього ротора, його розташуванню на однаковій відстані від гіпотрохоїдальної кривої. Пропонується конструкція героторного профілю [17], що ґрунтується на теорії зачеплення. Проведений аналіз оцінює здійсненність трьох різних розрахункових кривих: епітрохоїдальної кривої, гіпотрохоїдальної кривої та кривої, отриманої шляхом безперервної сполуки епіциклоїду та гіпоциклоїду. Пропонується геометричний підхід для профілю зовнішнього ротора пов'язаного з внутрішнім ротором у насосі з гіпотрохоїдальним ротором.

Причому профіль внутрішнього ротора визначається комбінацією двох дуг кола. Потім розраховується радіус кривизни зовнішнього ротора з урахуванням співвідношень трехоїдного співвідношення і співвідношення розмірів зубів внутрішнього ротора [23], взявши за основу гіпотрохоїдальну конфігурацію [19]. Наведено апріорну інформацію про вплив геометричної конфігурації у поєднанні з кінематичним аналізом на герметичність та зміну напруги, а також результати, що стосуються об'ємної ефективності та швидкості потоку [15, 16]. Результати імітаційного аналізу шляхом кінцевих елементів підтвердили теоретичні розрахунки напруг. А вже у роботі [25] запропоновано циклоїдний профіль роторів.

Згодом був представлений профіль внутрішнього ротора, розроблений шляхом вставки дугоподібної кривої між гіпоциклоїдною та епіциклоїдною кривими [9] та проведено розрахунок ротора з використанням циклоїди та кривої кругової дуги (рисунок 1.2).

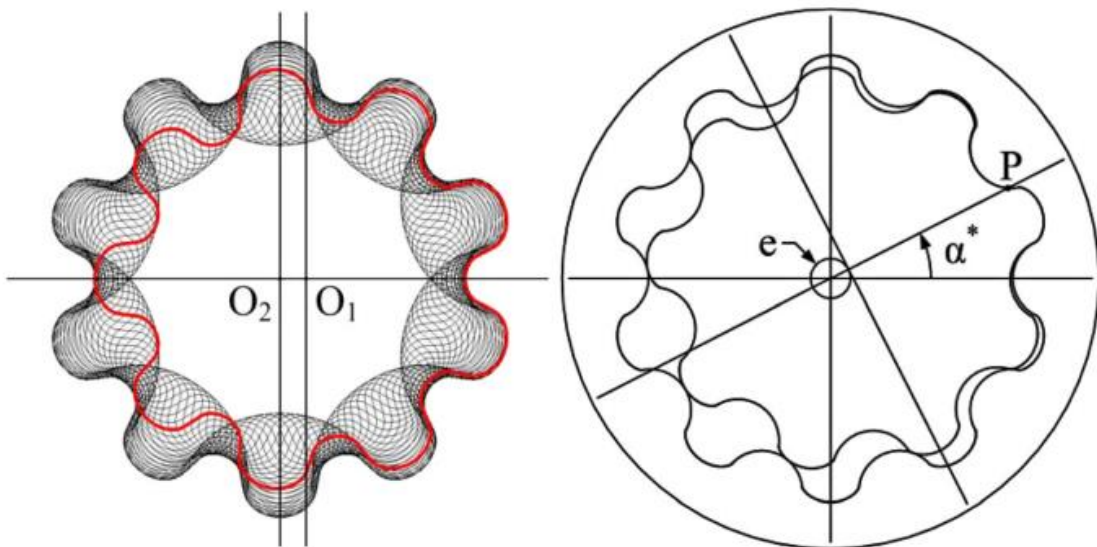


Рисунок 1.2 – Траєкторія внутрішнього ротора згідно з моделюванням обертання: а – крива траєкторії; б – моделювання обертання

Гідравлічний двигун орбітального типу перетворює перепад тиску, що впливає на ротор, в гідравлічний момент. Цей крутний момент на валу гідромотора збільшує об'єм камери, утвореної зовнішнім і внутрішнім роторами, та збільшує швидкість обертання вала (рисунок 1.3). В

орбітальному механізмі зовнішній ротор утримується нерухомо і обертається навколо своєї осі, змушуючи вал здійснювати циклоїдальний рух, а центр обертається одночасно по колу.

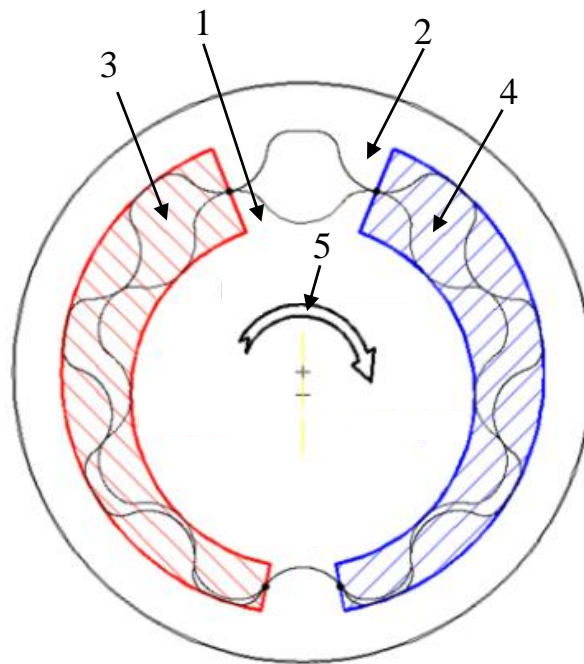


Рисунок 1.3 – Основні елементи орбітального гідромотора:

1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зона високого тиску; 4 – зона низького тиску; 5 – гідравлічний момент

Однією з ключових технологій для моделювання гідравлічної машини орбітального типу є обробка сітки для об'єму рідини, що динамічно змінюється [11]. Представлений та реалізований у програмному пакеті CFD алгоритм переміщення, заснований на геометрії та робочому механізмі орбітального геротора. Однак він не враховував механічні втрати та втрати на тертя.

Надано нову пропозицію, засновану на геометрії профілів та інтеграції підходів до геометричного проектування [27], спрямовану на об'єднання різних підходів до геометричного проектування. Уніфікація забезпечує впливання та інтеграцію трьох різних парадигм (рисунок 1.4).

На практиці формула обвідної взагалі не використовується для проектування профілю. Корисні дуги кола для активних контактних частин

або циліндричних роликів просто розміщуються на крунодах (точках самоперетину) внутрішньої та зовнішньої обвідної немодифікованої епітрохоїди (рисунок 1.4).

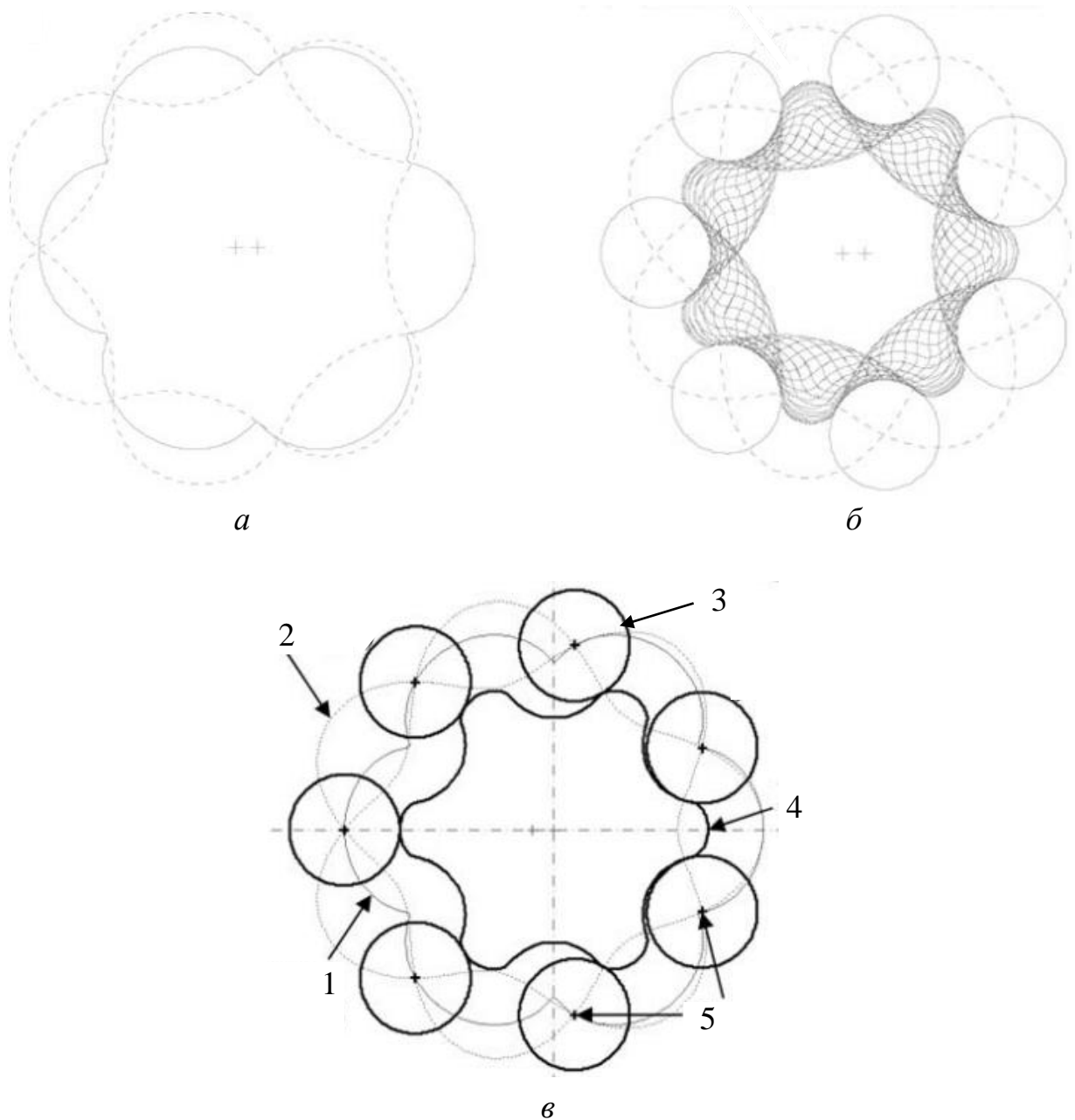


Рисунок 1.4 – Визначення профілів, згенерованих епітрохоїдами  
 а – епіциклоїдна зубчаста передача; б – бажана обвідна створена  
 модифікацією епіциклоїдної зубчастої передачі при циклоїдному русі;  
 в – генерація круглої штифтової передачі;  
 1 – немодифікований профіль (зірка); 2 – немодифікований профіль  
 (обвідна); 3 – ролик; 4 – модифікований профіль (зірка); 5 – точки  
 самоперетину

Ці точки самоперетину також розташовані на однаковій відстані по колу радіуса, що дорівнює відстані утворюючої точки від центру зовнішнього ротора, тобто основного кола кільця. Зіркоподібно-кільцеве з'єднання геротора та геролера має епіциклоїдну зубчасту передачу (рисунок 1.4, а) та може використовуватися для побудови системи роторів орбітального гідромотора. В роботах [2, 37] автори використовували метод проектування циклоїдного зубчастого колеса. Однак вони розглядали різні циклоїдні рухи. У їхньому підході утворююче коло котиться по зовнішній периферії фіксованого кола, генеруючи базову «епітрохоїду». Наведений метод [2, 37] використовується в проектуванні зубчастого колеса циклоїдального типу. Профіль зміщується на постійну відстань, а потім обвідна генерується модифікованою епітрохоїдою в циклоїдальному русі, щоб зробити їх придатними для машин героторного типу (рисунок 1.4, б).

На рисунку 1.4, в проаналізовано епітрохоїду та її обвідні профілі як зовнішнього та внутрішнього зубчастих коліс (роторів) [27], використовуючи метод генерації круглої штифтової передачі.

У роботі [26] проведено аналіз методом обчислювальної гідродинаміки за допомогою ANSYS FLUENT для вивчення характеру перебігу при витоках у гідромоторах орбітального типу. Для порівняння з результатами візуалізації були розглянуті геометрія зубчастого профіля, кінематика, контактні деформації та зворотний потік [37]. Проведені теоретичні дослідження та математичне моделювання підтверджені експериментальними результатами.

Представлено адаптовану комбіновану методологію, засновану як на 2D CFD, так і на чисельному моделюванні зосереджених параметрів [5], засновану на інтеграції стаціонарної форми рівняння Рейнольдса для визначення розподілу тиску. Визначено розподіл тиску, що діє на бічні поверхні статора, ротора та роликів. За допомогою комплексного методу та двовимірної моделі CFD-моделювання вивчено витоки в орбітальному гідромоторі [79].

Розглянуто проблему контакту та зносу в орбітальних гідромоторах [13] щодо впливу шорсткості поверхні на товщину мастильної плівки. Зношування у цих контактах досліджується експериментально і з чисельною реалізацією моделі зносу разом із концепцією розподілу навантаження. Модель використовує симетрію гідромотора та заснована на трирівневому підході для оцінки зносу роторів. Глобальна модель розраховує контактні сили, відносні поверхневі швидкості та радіуси контакту у зачепленні між внутрішнім та зовнішнім роторами. Розроблено стратегію аналізу зносу з використанням чисельних та експериментальних інструментів, що застосовується до гідромоторів орбітального типу [12]. Запропонована чисельна модель дозволяє кількісно оцінити зношування та врахувати вплив різної товщини мастильної плівки на величину цього зносу. Досліджено вплив зносу зубчастого колеса на ККД орбітального гідромотора [1]. Крім того, за допомогою SEM-аналізу були отримані експериментальні дані про механічні характеристики та місця зносу на контактних поверхнях.

Досліджено ефективність низькобортного високомоментного орбітального гідромотора [35, 36]. Описано роботу геротора (рисунок 1.5), а також наведені рівняння для визначення ефективності роботи.

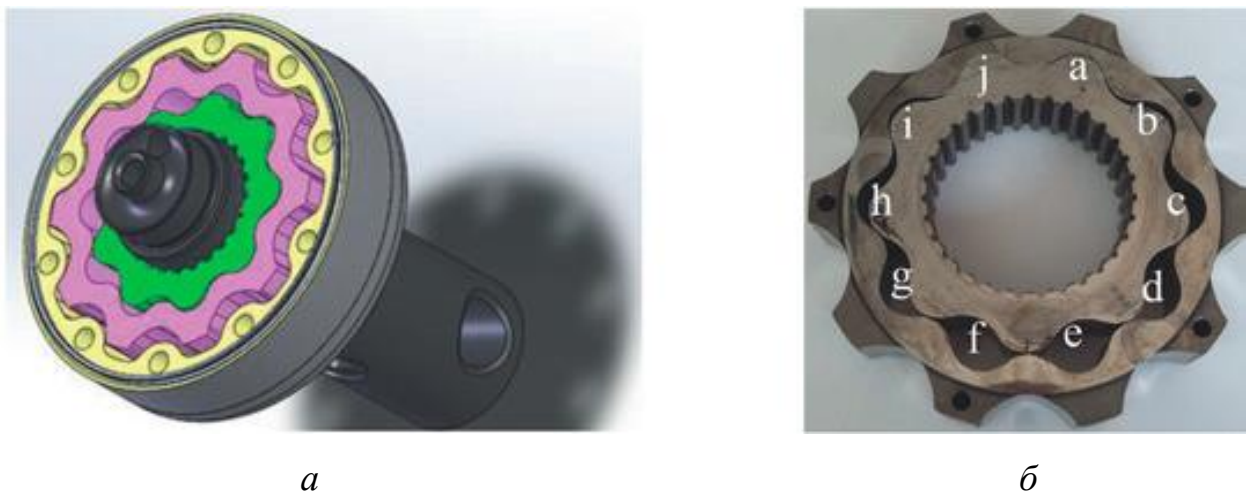


Рисунок 1.5 – Низькобортний високомоментний орбітальний гідромотор:  
а – конструкція гідромотора; б – зовнішній і внутрішній ротора, які утворюють робочі камери



Представлено випробувальний стенд з гідравлічними компонентами та датчиками. Досліджено взаємозв'язок між шорсткістю поверхні, контактною силою та тертям.

У підсумку можна зазначити, що гідравлічні машини з циклоїдальним зачепленням можуть мати різні контури робочої порожнини (рисунок 1.6): епітрохоїдний; гіпотрохоїдний; циклоїдний; логарифмічний; з круглою формою виступів одного з зубчастих профілів роторів, що сполучаються.

У гідравлічних машинах з круглою формою виступів одного з профілів, що сполучаються (рисунок 1.6, е), ротор 2 здійснює планетарний рух. Синхронізація його руху, як і в гідравлічних машинах зі спеціальним профілем (рисунок 1.6, а...г) здійснюється за рахунок силової взаємодії зубчастих профілів. Ці машини по суті бувають зубчастими (зі спеціальним профілем зубів [1, 2, 5, 12, 13, 35–37], з внутрішнім зачепленням зубчастих коліс (рис. 1.6), однак вони відрізняються від звичайних зубчастих гідравлічних машин з евольвентним зачепленням.

Аналіз об'ємних гідравлічних машин показав [83, 84, 86], що в самохідній техніці для приводу активних робочих органів найкраще використовувати планетарні гідромотори.

Такі гідромотори відрізняються відносно простотою конструкцією, високою питомою потужністю при низькій питомій металоемності, компактністю, хорошими енергетичними характеристиками. Великою перевагою даних гідромоторів є можливість установки їх безпосередньо в приводний механізм конвеєрів, лебідок, пивних виробів, маточини моторів і т.д.

Найбільш поширеним планетарним гідромотором, який застосовується в зарубіжній пересувній техніці для приводу робочих органів, є гідромотор Danfoss (рисунок 1.7), представлений різними типорозмірними рядами (серіями) та виробниками.

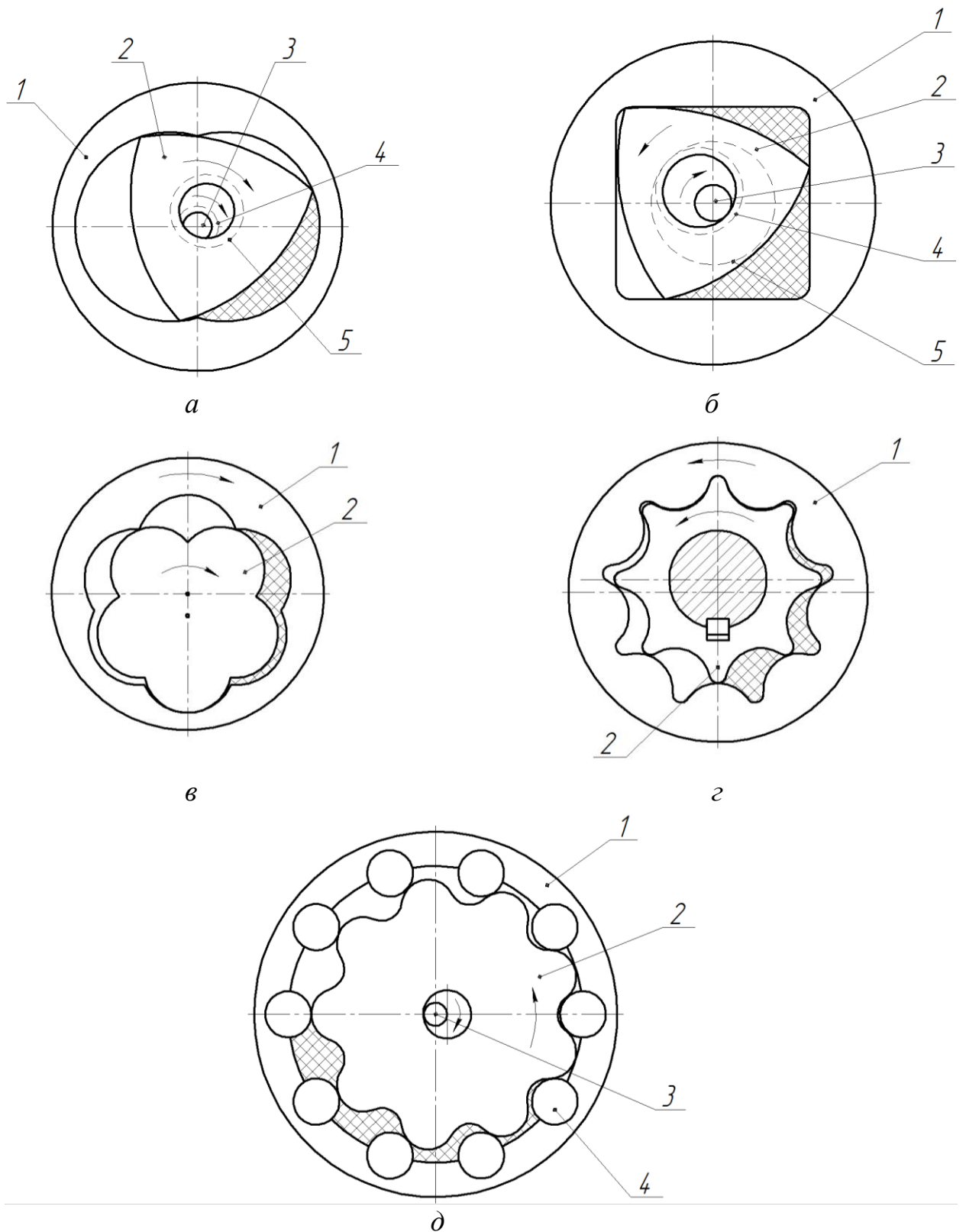


Рисунок 1.6 – Схеми гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням із різними контурами робочої порожнини: а – епітрохоїдним; б – гіпотрохоїдним; в – циклоїдним; г – логарифмічним; д – з круглою формою виступів одного з профілів, що сполучаються; 1... 5 – робочі інструменти

Гідромотор Danfoss серії OMS (рисунок 1.7) складається з корпусу 1, в якому вал гідромотора 2 встановлений на підшипниках, що приводяться в рух (за допомогою силового кардана 3) ротором 6, що переміщається в статорі, який утворений обоймою 4 і роликами 5. Подача робочої рідини до витискувачів здійснюється за допомогою розподільного пристрою, утвореного обертовим розподільником 8 і нерухомим золотником, встановленим в кришці 9. Обертання розподільника 8 гідромотора здійснюється через кардан 7.

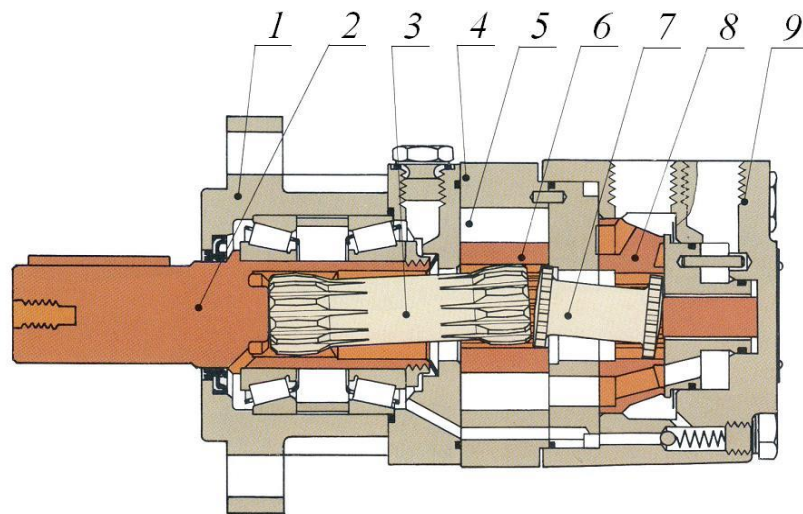


Рисунок 1.7 – Планетарний гідравлічний мотор Danfoss серії OMS:

- 1 – корпус; 2 – вал гідромотора; 3 – силовий кардан; 4 – обойма статора;  
 5 – ролик; 6 – ротор; 7 – кардан розподільника; 8 – розподільник;  
 9 – задня кришка.

До конструктивних недоліків таких гідромоторів можна віднести [83, 86] обов'язкову наявність силового кардана 3 (рисунок 1.7), який певною мірою обмежує крутний момент на валу гідромотора (2500...3000 Нм), і як наслідок – робочий об'єм (800... 1000см<sup>3</sup>) і потужність (25...30 кВт), а отже, і сферу його застосування.

На пострадянському просторі для приводу активних робочих органів самохідної техніки [83, 84, 86] широкого застосування отримав розроблений та вироблений в СНД (Молдова) планетарний гідромотор серії GPR-F, з

робочим об'ємом 160... 630 см<sup>3</sup> та потужністю 22 кВт (рисунок 1.8).

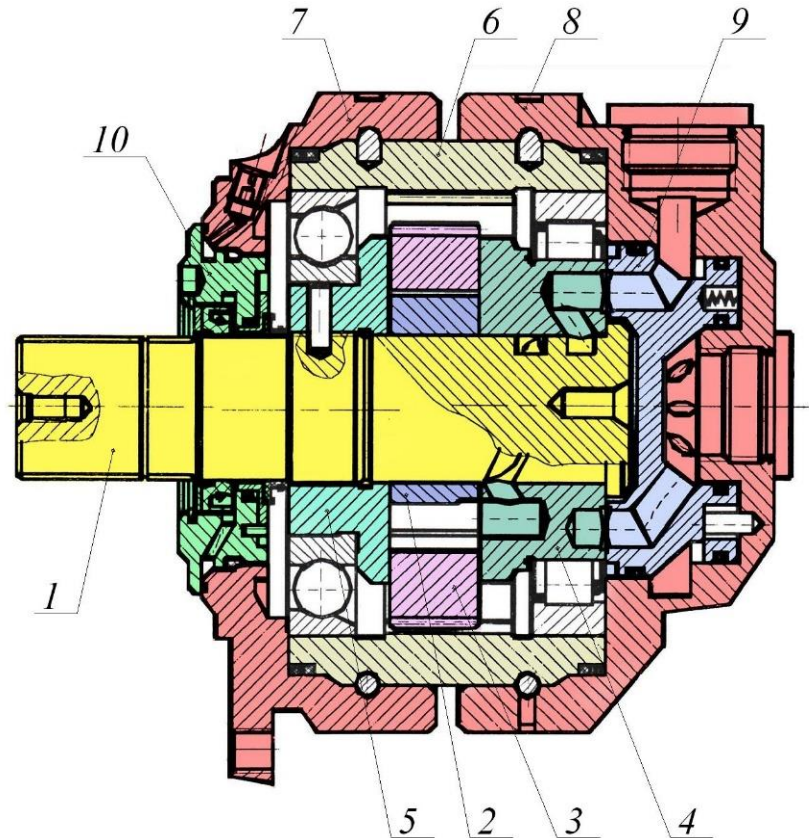


Рисунок 1.8 – Планетарний гідромотор серії GPR-F (Молдова):

1 – вал гідромотора; 2 – внутрішній ротор; 3 – зовнішній ротор;  
4 – рухомий розподільник; 5 – щока; 6 – тіло; 7 – передня кришка;  
8 – задня кришка; 9 – нерухомий розподільник; 10 – вузол ущільнення.

Основною складовою даного гідромотора є його силовий агрегат, що складається з (рисунок 1.7) валу 1, внутрішнього ротора 2, зовнішнього ротора 3 з роликами, рухомого розподільника 4 і щелепи 5. Силовий агрегат встановлюється в корпус 6 за допомогою шарикопідшипників, його осьове переміщення обмежується передньою 7 і задньою 8 кришками [101, 102, 104, 106, 108]. Для подачі (зливу) робочої рідини в задній кришці 8 встановлений нерухомий розподільник.

Конструктивною відмінністю розглянутого планетарного гідромотора є наявність високого тиску (нагнітання) між корпусом 6 і силовим агрегатом [87], що дозволяє досягти високих значень об'ємного ККД (0,95...0,98). У зв'язку з цим в передній кришці 7 встановлений оригінальний

ущільнювальний вузол 10, призначений для ущільнення обертового вихідного кінця валу 1 гідромотора від високого тиску в корпусі 6.

Відсутність карданної передачі між зовнішнім і внутрішнім роторами і валом гідромотора, в розглянутій конструкції, знімає всі обмеження, які наявні у гідромоторів Danfoss (рисунок 1.7).

Основним істотним недоліком розглянутої конструкції планетарного гідромотора (рисунок 1.8) є його ущільнювальний вузол 10, який в силу специфічних умов експлуатації (ущільнення обертового валу від тиску в корпусі гідромотора – 20...30 МПа) підлягає заміні кожні 100...150 мотогодин роботи, при загальному напрацюванні гідромотора - 6000 мотогодин.

Отже, основними причинами, що стримують широке застосування силового повнопотокового гідроприводу активних робочих органів самохідної техніки, є не тільки обмежена номенклатура існуючих гідравлічних машин, а й відсутність комплексних досліджень в області проектування гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням.

## 1.2 Конструктивні особливості гідравлічних машин планетарного типу

Найпоширенішими гідромашинами, що застосовуються у силових гідроприводах самохідної техніки, є гідромашини планетарного типу [84]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, які працюють за принципом планетарного редуктора, аналогічні орбітальним, героторним та геролерним гідромашинам. 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.

Принцип дії планетарної гідравлічної машини (показаної на рисунку 1.8) наочно представлений на рисунку 1.9 та полягає в наступному: уявімо барабан, розміщений на рухомій площині. При подачі робочої рідини під тиском з одного боку, на барабан починає діяти результуюча сила тиску  $P$ , що змушує його котитися. Обертання барабана відбувається навколо миттєвого центру  $C$ , а центр самого барабана  $O$  переміщається паралельно напрямній. Через таку особливість, коли вісь обертання барабана переміщається, ці гідравлічні машини інколи називають машинами з рухомою віссю [84].

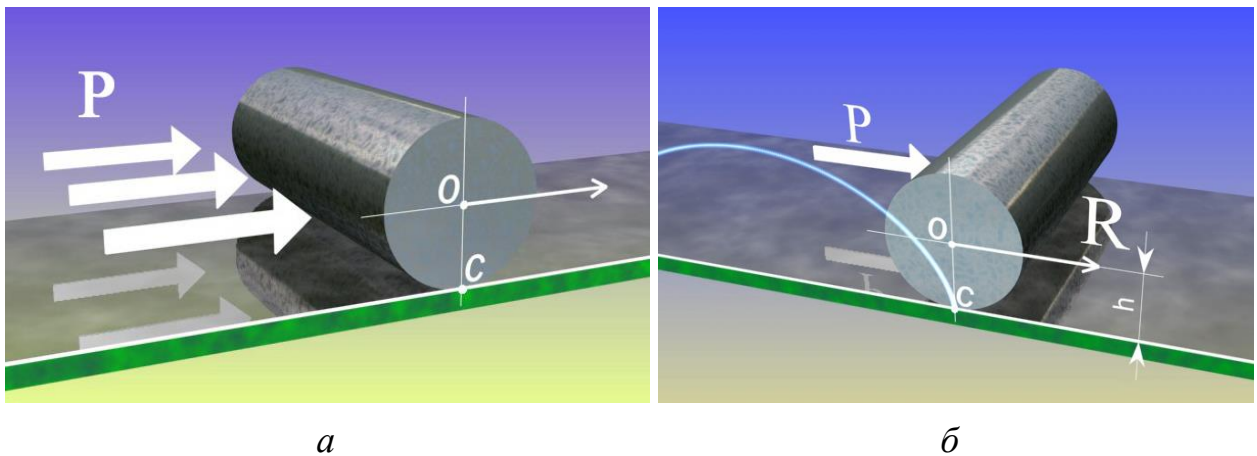


Рисунок 1.9 – Принцип роботи планетарної гідравлічної машини  
(плоска схема)

Корисний крутний момент такої гідравлічної машини дорівнює добутку ефективної результуючої сили тиску рідини  $P$  на важіль  $h$ , що дорівнює відстані від точки контакту  $C$  до центру барабана  $O$  (рисунок 1.9, б). Представлена схема не робоча. Для того щоб гідромотор працював, направляюча повинна бути нескінченною, тобто замкнутою в коло [84].

Коли направляюча замкнута в коло (рисунок 1.10, а), всередині якої котиться барабан, то робоча рідина, рухаючись паралельно направляючій, повинна вже обертатися по колу, змушуючи рухатися перед собою барабан, який таким чином також обертається. Така схема вже робоча, тому що в ній вже є зовнішній і внутрішній ротор, але для роботи вона ще не підходить, так як ця схема не герметизує зону нагнітання від зони зливу.

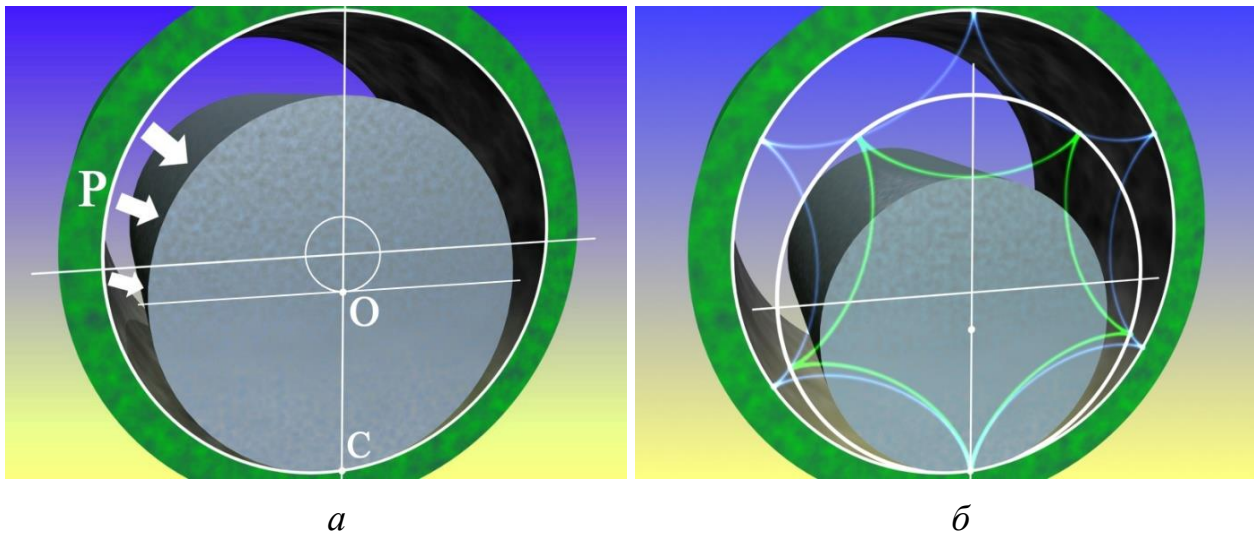


Рисунок 1.10 – Схема зубчатого зачеплення:

а – замкнута схема; б – зубчаста схема

З метою герметизації зони нагнітання і зону зливу, а також для усунення прослизання роторів, на їх поверхнях, що сполучаються, необхідно нарізати зубці.

У зубчастому зачепленні (рисунок 1.10, б), необхідному для даної конструкції повинні одночасно дотримуватися дві умови – обкатка та герметизація. Цим вимогам відповідає зубчаста пара з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням, в якій виконуються перераховані умови [84].

Однак виготовлення такого зачеплення досить складне з точки зору технології, тому з метою виготовлення цього зачеплення (рисунок 1.11) гіпоциклоїдальний профіль внутрішнього ротора (рисунок 1.11, а, крива 1) був апроксимований (замінений) на еквідистантну (рівновіддалену) криву (рисунок 1.11, а, крива 2).

З метою спрощення технології виготовлення еквідистантного профілю його робочі ділянки 1 (рисунок 1.11, б) апроксимували дугами кола, ділянки 2 являються неробочими [84].

Аналогічна еволюція відбулася і з зовнішнім ротором. Гіпоциклоїдний профіль апроксимували еквідистантною кривою 2 (рисунок 1.11, в, крива 1).

З метою спрощення технології виготовлення еквідистантного профілю зовнішнього ротора його робочі ділянки апроксимували дугами (западинами) кола (рисунок 1.11, г, крива 2), в яких були встановлені ролики 1, для заміни тертя ковзання тертям кочення ділянки 2 є неробочими.

Розглянутий робочий профіль поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів є найбільш поширеним при виготовленні гідравлічних машин з циклоїдальною формою роторів [84].

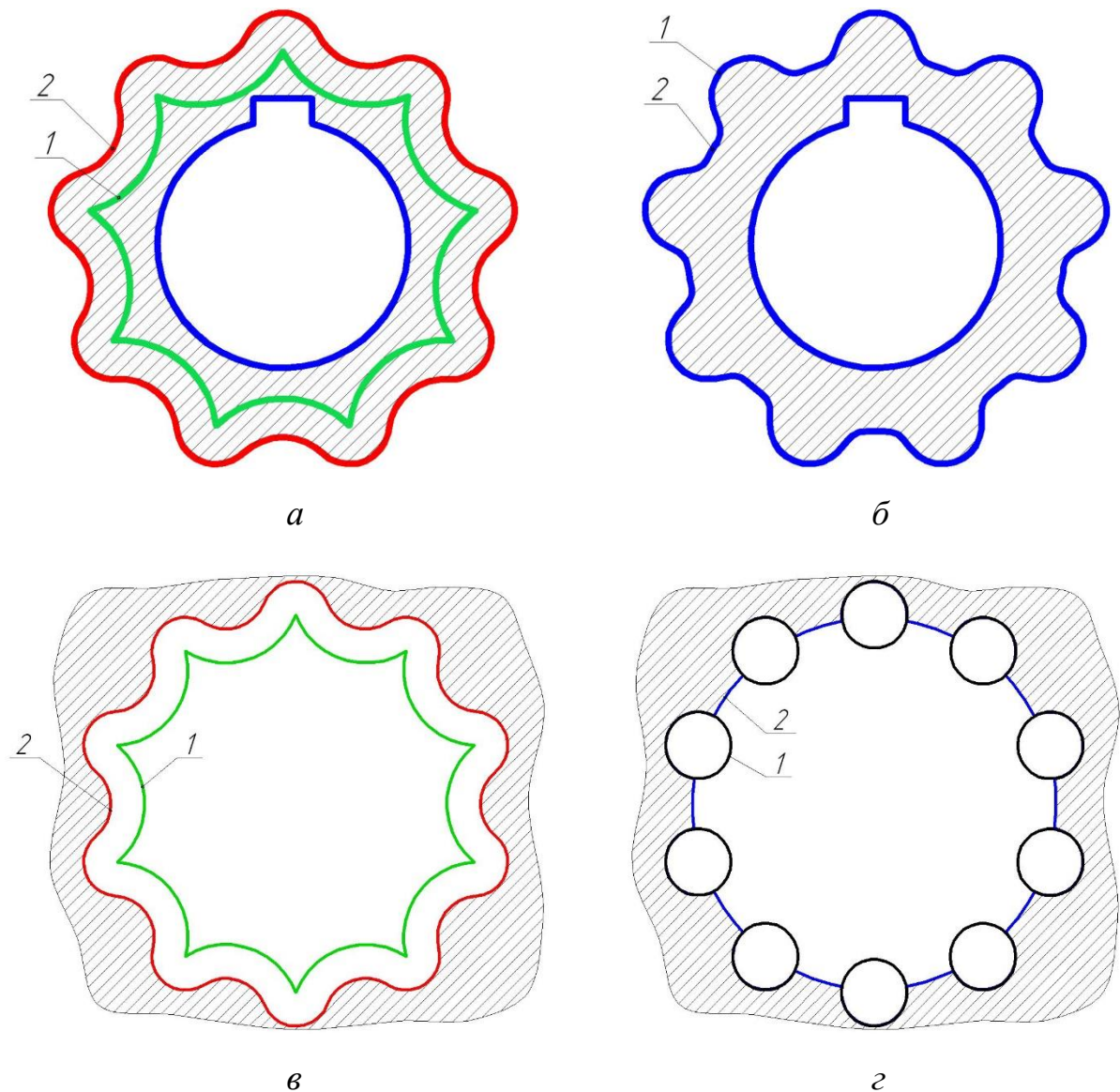


Рисунок 1.11 – Зачеплення:

а – еквідистентне (внутрішнє); б – з дугами кола (внутрішнє);

с – еквідистентне (зовнішнє); д – з дугами кола (зовнішнє)



Планетарний рух роторів гідравлічних машин, що розглядаються, характеризується обертанням внутрішнього ротора 3 (рисунок 1.12) всередині зовнішнього ротора 1 зі вставними зубцями 2 (роликами).

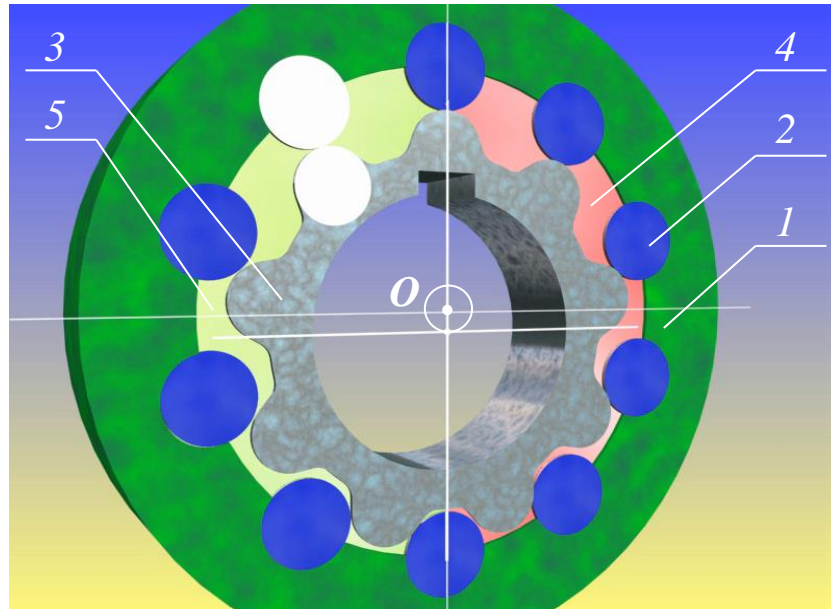


Рисунок 1.12 – Планетарний рух внутрішнього ротора:

1 – зовнішній ротор; 2 – зубці (ролики); 3 – внутрішній ротор;  
4 – зона нагнітання; 5 – зона зливу

Рух внутрішнього ротора 3 обумовлений обертовим гідравлічним полем, яке характеризується зоною нагнітання 4 та зоною зливу 5, що розташовані симетрично. Внутрішній ротор 3 обертається в напрямку, протилежному руху гідравлічного поля, при цьому центр внутрішнього ротора 3 рухається по колу щодо нерухомого центру  $O$  зовнішнього ротора 1.

Гідравлічні машини з таким рухом роторів називаються планетарними (орбітальними). За один оборот гідравлічного поля внутрішній ротор 3 повертається на один зуб, отже, вал гідромотора (внутрішній ротор) зробить повний оберт за кількість оборотів гідравлічного поля, що дорівнює кількості зубців внутрішнього ротора. У зв'язку з цим планетарні гідравлічні машини мають великий робочий об'єм, а значить, мають низьку частоту обертання та високий крутний момент. Тому, такі гідромашини використовуються, в основному, в якості гідромоторів [84].

Принцип компенсації планетарного руху роторів розглянутих гідравлічних машин відбувається за допомогою зовнішнього зачеплення та заснований на принципі роботи планетарного редуктора. Роль сонячної шестерні (рисунок 1.13) виконує внутрішній ротор 1. Він обертається концентрично до корпусу 3, який виконує роль коронної шестерні.

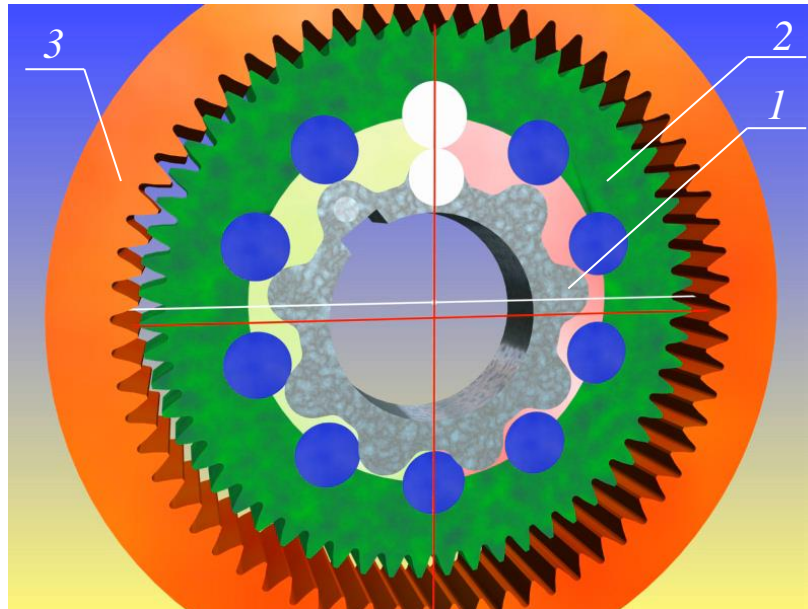


Рисунок 1.13 – Компенсація планетарного руху роторів за допомогою зовнішнього зубчастого зачеплення: 1 – внутрішній ротор (сонячна шестерня); 2 – зовнішній ротор (сателіт); 3 – корпус (коронна шестерня)

Роль сателіта в цьому гідромоторі виконує зовнішній ротор 2, який контактує своїми внутрішніми зубцями з внутрішнім ротором 1 (сонячною шестернею), утворюючи гіпоциклоїдальне зачеплення, а зовнішньою зубчастою поверхнею пов'язаний з корпусом 3 (коронною шестернею), тим самим компенсуючи його планетарний рух. Водилом у всіх гідравлічних машинах планетарного типу є робоча рідина, сформована розподільною системою в обертове гідравлічне поле [84].

Таким чином, основним вузлом планетарних гідравлічних машин є система роторів, утворена циклоїдальним зачепленням внутрішнього і зовнішнього роторів. При цьому кількість зубців зовнішнього ротора завжди

на 1 зуб більше, ніж кількість зубців внутрішнього ротора. У такій зубчастій парі дотримуються одночасно умови обкатки та безперервного контакту зубців, що забезпечує відділення зони нагнітання від зони зливу.

Планетарні гідравлічні машини мають різні:

- форми контуру робочої порожнини: епітрохоїдну (епіциклоїдну), гіпотрохоїдну (гіпоциклоїдну), зубчасту з внутрішнім зубом різного профілю і конфігурації виступів (або зубів) ротора або статора, логарифмічну криву (відрідки логарифмічної спіралі) і круговий профіль;

- види руху основних робочих органів: планетарний рух внутрішнього ротора, планетарний рух зовнішнього ротора (інверсована машина) і обертання двох роторів навколо своїх центрів (біроторна машина) за допомогою жорсткого з'єднання – ексцентрика, зубчастого зачеплення та шарнірного або шліцьового з'єднання;

- способи розподілу робочої рідини: торцевий розподіл (за допомогою обертового або нерухомого торцевого розподільника), внутрішній розподіл (через отвори і канали внутрішнього ротора), зовнішній розподіл (через отвори і канали в корпусі статора або зовнішнього ротора) і комбінований розподіл.

Незважаючи на існуючі конструктивні відмінності, всі планетарні гідравлічні машини можна об'єднати за трьома основними вузлами (з'єднаннями), які визначають технічний стан цих гідромашин: система роторів (зі спеціальним профілем зуба), розподільна система та механізм, що компенсує планетарний рух ротора.

### 1.3 Аналіз конструкцій систем роторів та основних похибок виготовлення їх зубчастого профілю

Система роторів планетарного гідромотора відіграє ключову роль у формуванні його функціональних характеристик. У більшості конструкцій такі системи складаються з внутрішнього ротора зі зовнішніми виступами та

зовнішнього ротора з внутрішніми западинами [90]. Геометрія та кінематична відповідність профілів є вирішальними для забезпечення рівномірності обертання, надійного зачеплення та зменшення гідравлічних втрат.

Похибки виготовлення профілю роторів можуть мати різну природу: геометричну (неточність обробки), установчу (зміщення осей), технологічну (деформації після термообробки тощо). Ці фактори призводять до нерівномірного розподілу контактних навантажень, збільшення зносу, вібрацій та зниження ефективності роботи гідромашини.

У практиці проектування використовуються різні методи апроксимації профілю зубців: епіциклоїдальні, гіпоциклоїдальні, логарифмічні. Кожна з форм забезпечує певну компромісну комбінацію показників, таких як рівномірність обертання, площа контакту, технологічна придатність до виготовлення. Найбільш поширеними є епіциклоїдальні профілі, які забезпечують відносно просту обробку та достатню плавність зачеплення [20, 45, 111].

Крім похибок форми виготовлення зубчастого профілю роторів, значний вплив на роботу гідромотора мають міжосьові та діаметральні зазори між роторами. Вони виникають як на стадії виготовлення, так і внаслідок експлуатаційного зносу. Збільшення зазорів спричиняє зменшення об'ємного ККД, втрати герметичності робочих камер та зміну траєкторій взаємодії профілів.

Узагальнений аналіз свідчить, що недотримання оптимальних значень геометричних і кінематичних параметрів роторів призводить до суттєвого зниження експлуатаційної надійності гідромашин, особливо в умовах змінних навантажень. Тому вже на етапі конструктивного проектування важливо враховувати характерні похибки виготовлення та компенсувати їх шляхом геометричної корекції профілю, прецизійної обробки або використання адаптивних схем ущільнення.

Таким чином, аналіз існуючих підходів до побудови профілю роторів вказує на необхідність розроблення уточнених залежностей між геометрією та функціональними характеристиками, що і визначає одне із ключових завдань цієї дисертаційної роботи.

#### 1.4 Вплив зазорів між роторами та їх зносу на технічний стан гідромотора

Однією з важливих характеристик конструкції планетарного гідромотора є наявність і значення зазорів між елементами системи роторів. Особливе значення має діаметральний зазор між профілями зубців роторів, які перебувають у зачепленні [29, 77, 80, 89, 96]. Цей зазор визначається точністю виготовлення зубчастого профілю роторів, типом профілю, методом складання та умовами експлуатації гідромоторів.

У початковий період експлуатації наявність мінімального технологічного зазору є необхідною умовою нормальної роботи гідромотора, оскільки забезпечує змазування та знижує імовірність заклинювання внаслідок теплового розширення. Проте в процесі тривалої експлуатації зазори збільшуються внаслідок зносу, який, у свою чергу, залежить від характеру навантажень, якості мастильного середовища та матеріалів роторів.

Збільшення зазорів призводить до зменшення герметичності між робочими камерами, втрат тиску та зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії (ККД). У крайніх випадках це може викликати пульсації тиску, нестабільність обертання, зниження крутного моменту та прискорене старіння елементів конструкції.

Також варто зазначити, що зазори можуть мати анізотропний характер, тобто бути різними у різних зонах контакту. Це ускладнює аналіз динаміки системи та потребує врахування при моделюванні роботи гідромотора.

Для оцінки технічного стану планетарного гідромотора використовуються індикаторні методи, зокрема індикаторна діагностика на холостому ходу або під навантаженням. Метод дозволяє визначити функціональні відхилення, пов'язані зі зносом роторів, шляхом аналізу траєкторії крутного моменту або частоти обертання. У поєднанні зі зворотним розрахунком це дозволяє встановити фактичні значення зазорів і оцінити залишковий ресурс гідромотора.

Таким чином, врахування зазорів і зносу роторів має бути важливою складовою діагностики та математичного моделювання, а також базою для оптимізації конструкції планетарного гідромотора.

### 1.5 Взаємодія системи роторів і розподільної системи: кінематичний зв'язок

Функціональна ефективність планетарного гідромотора визначається не лише параметрами системи роторів, а й характером їх взаємодії з розподільною системою. Основним завданням якої є забезпечення чергування подачі і зливу робочої рідини в робочі камери у відповідності до положення роторів, з метою створення обертального моменту.

Кінематичний зв'язок між системою роторів та розподільною системою [39, 42, 72, 73, 76] реалізується через геометричну узгодженість каналів, розташування отворів і фазове синхронізування [31, 33, 40, 81, 98]. Розподільна система зазвичай містить плоский або просторовий золотниковий вузол, який обертається або залишається нерухомим відносно корпусу.

Важливим фактором є відповідність кута повороту розподільного елемента до кута обертання ротора. При неточному узгодженні виникають втрати на перекриття отворів, гідравлічні удари або неефективне наповнення камер. Це впливає на стабільність крутного моменту, рівень пульсацій тиску та енергоефективність гідромотора.

Дослідження показали [98], що при зміні положення центру внутрішнього ротора унаслідок зносу або зміни діаметрального зазору відбувається порушення оптимальної фазової синхронізації. Це призводить до розбалансування подачі робочої рідини та погіршення характеристик обертання.

Таким чином, узгоджена робота системи роторів і розподільної системи є обов'язковою умовою надійного і ефективного функціонування гідромотора. Аналіз цього зв'язку дозволяє сформулювати підхід до оптимізації конструкції обох систем як єдиної динамічної структури.

### 1.6 Висновки по розділу, мета і завдання дослідження

1. 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.

2. 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.

3. Досліджено кінематичний зв'язок між роторною та розподільною системами. Показано, що ефективність гідромотора значною мірою залежить від фазової узгодженості між ротором і розподільником, що визначає якість подачі робочої рідини в робочі камери.

4. Обґрунтовано необхідність створення уточнених математичних моделей, які враховують реальні конструктивні та експлуатаційні відхилення в системі роторів. Такий підхід є передумовою підвищення точності розрахунку функціональних параметрів гідромотора на етапі проектування.

5. Наведена 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 науково-практичною задачею з позицій як теорії гідромеханіки, так і практики проєктування та експлуатації сучасних гідромашин з планетарною передачею.

6. 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 гідромотора. Крім того, актуальним залишається питання узгодження роботи роторної та розподільної систем з метою мінімізації втрат і забезпечення стабільної роботи.

7. 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.

На основі проведеного аналізу конструкцій гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням встановлено, що обмеженість досліджень які описують особливості кінематики руху роторів при наявності діаметрального зазору робить неможливим покращення вихідних характеристик планетарних гідромоторів при їх розрахунку та проєктуванні.

Вивчення стану питання дозволило сформулювати мету дослідження – покращення вихідних характеристик планетарних гідромоторів шляхом удосконалення розрахунку та проєктування їх систем роторів, яка узгоджується з виявленою науковою проблемою.

Для вирішення сформульованої мети повинні бути вирішені наступні завдання дослідження:

– 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 варіаційний 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 проєктування, виготовлення, контролю технічного стану та експлуатації планетарних гідромоторів із удосконаленою системою роторів.

Таким чином, результати аналізу слугують основою для формулювання мети і завдань дослідження, які узгоджуються з актуальністю роботи та спрямовані на вирішення важливої науково-практичної проблеми у галузі проєктування та експлуатації сучасних гідравлічних машин об'ємної дії.

## РОЗДІЛ 2

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗНОСУ В ЦИКЛОЇДАЛЬНОМУ ЗАЧЕПЛЕННІ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА НА ЙОГО ТЕХНІЧНИЙ СТАН

У межах цього розділу необхідно 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.

Визначити вплив діаметрального зазору на явище “самогерметизації” роторів: Дослідити детальніше механізм “самогерметизації” роторів в залежності від величини діаметрального зазору та умов експлуатації. Визначити граничні значення зазору, при яких ефект “самогерметизації” зникає, та оцінити вплив цього явища на об’ємний ККД гідромотора. Обґрунтувати допустимі значення діаметрального зазору для забезпечення ефективної роботи гідромотора.

Встановити функціональний взаємозв’язок між діаметральним зазором та геометричними параметрами роторів: Розширити аналітичну модель, що описує зв’язок між діаметральним зазором та геометричними параметрами роторів. Визначити параметри, які найбільше впливають на величину зазору.

Оцінити вплив діаметрального зазору на функціональні параметри планетарного гідромотора: Розробити аналітичні моделі для оцінки впливу діаметрального зазору на механічний та об’ємний ККД гідромотора.

#### 2.1 Дослідження кінематики та динаміки циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора

У роботах були розглянуті принципи дії і кінематика циклоїдального зачеплення планетарної гідравлічної машини [3, 4, 6, 8, 10, 38, 82]. У цих роботах розглядається взаємодія зовнішнього і внутрішнього роторів

теоретичного, «беззазорного» з'єднання. Різні похибки апроксимації циклоїдальних контурів зовнішнього і внутрішнього роторів (їх профілів зубів), технологічні труднощі, обумовлені конструктивними особливостями деталей циклоїдального зачеплення, визначають певний допуск на виготовлення зовнішнього і внутрішнього роторів і призводить до наявності початкового діаметрального зазору в реальному циклоїдальному зачепленні.

В процесі експлуатації в результаті розмірного зносу циклоїдальних деталей зубчастих передач діаметральний зазор постійно збільшується [28, 30, 32, 75, 80], досягаючи свого граничного значення. Реальне циклоїдальне зачеплення планетарного гідромотора відрізняється від теоретичної не тільки наявністю діаметрального зазору, але і відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між центрами внутрішнього  $O_1$  і зовнішнього  $O_2$  роторів.

Технологічні труднощі, пов'язані з виготовленням роторів планетарного гідромотора, викликані їх конструктивними особливостями [10, 14, 80], зумовлюють певну похибку форми зубчастої поверхні роторів (рисунок 2.1) [80, 92, 96, 99], що призводять до коливань діаметрального зазору між зовнішнім (рисунок 2.1, а) та внутрішнім (рисунок 2.1, б) роторами. В процесі експлуатації, коливання діаметрального зазору чинять негативний вплив на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Отже, реальне з'єднання роторів планетарного гідромотора відрізняється від теоретичного наявністю діаметрального зазору та відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між внутрішнім і зовнішнім роторами [10, 14, 80, 96, 99]. Тому, дослідження впливу діаметрального зазору між внутрішнім і зовнішнім роторами планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик є актуальною задачею, рішення якої дозволить забезпечувати стабільність вихідних параметрів планетарних гідромоторів на стадії проектування.

Основою планетарного гідромотора є система роторів (рисунок 2.2) що складається із зовнішнього нерухомого 1 і внутрішнього рухомого 3 роторів.

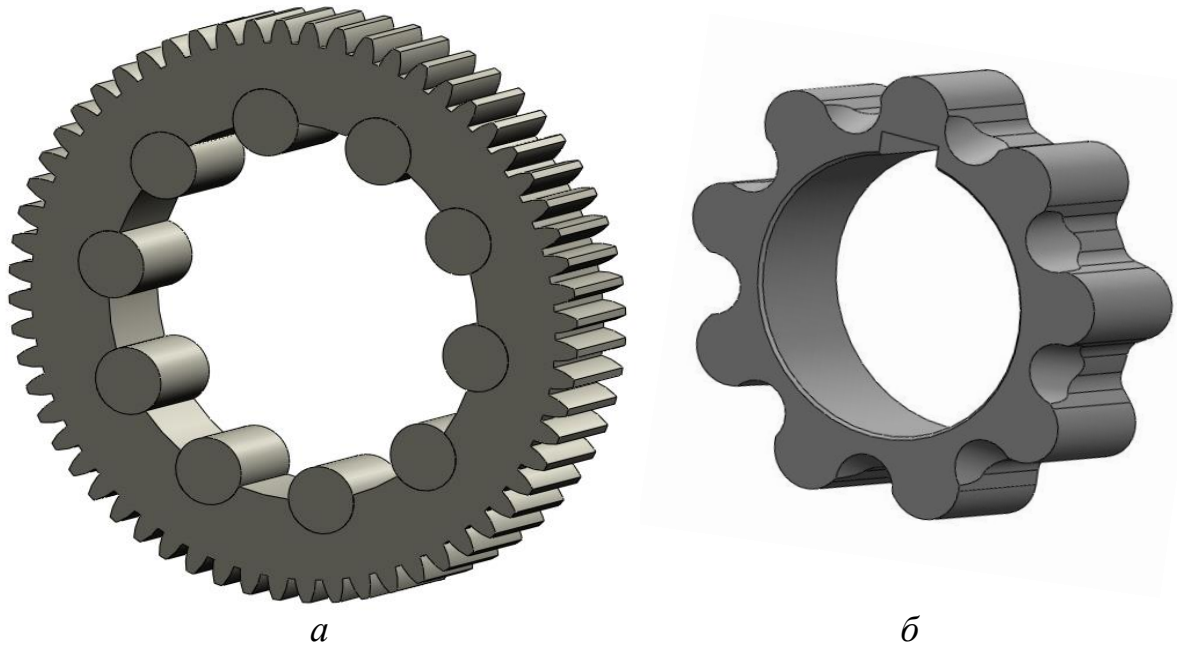


Рисунок 2.1 – Елементи системи роторів:  
а – зовнішній ротор; б – внутрішній ротор

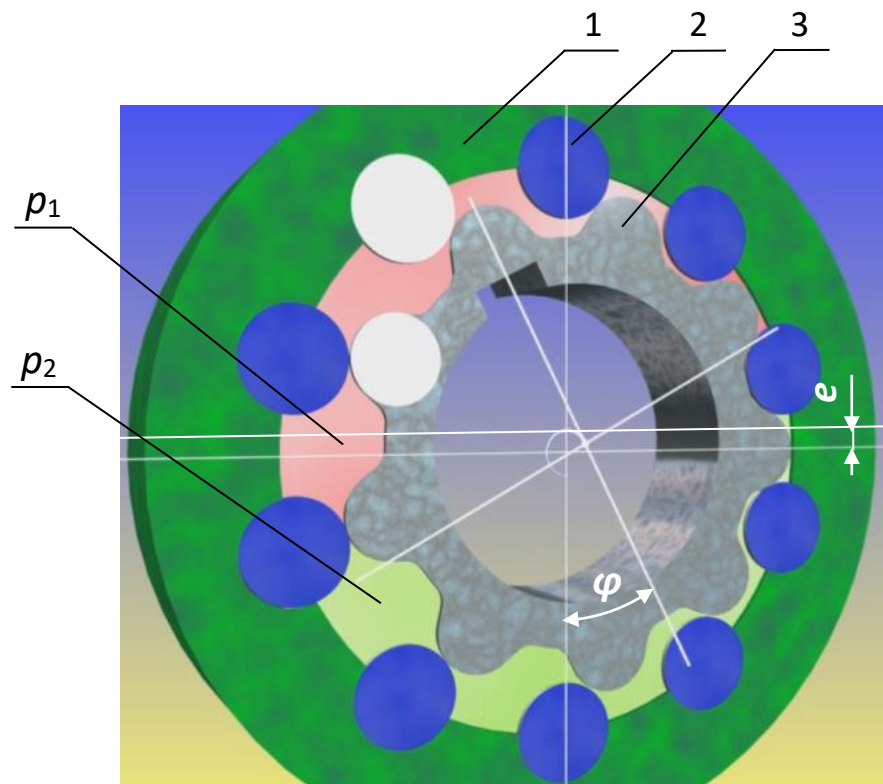


Рисунок 2.2 – Схема розташування роторів планетарного гідромотора:  
1 – зовнішній ротор; 2 – зубець (ролик) зовнішнього ротора;  
3 – внутрішній ротор;  $e$  – ексцентриситет;  $\varphi$  – кут переміщення внутрішнього ротора щодо зовнішнього;  $p_1$  – тиск робочої рідини на вході в гідромотор;  
 $p_2$  – тиск робочої рідини на виході з гідромотора

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.

2.1.1. Кінематичний аналіз переміщення роторів з циклоїдальним зачепленням при роботі планетарного гідромотора.

Похибки апроксимації гіпоциклоїдального контуру профілю зубців зовнішнього 1 та внутрішнього 3 роторів, допуски на їх виготовлення [80, 89, 92, 96, 99] призводять до наявності початкового діаметрального зазору  $G$  у розташуванні роторів (рисунок 2.3).

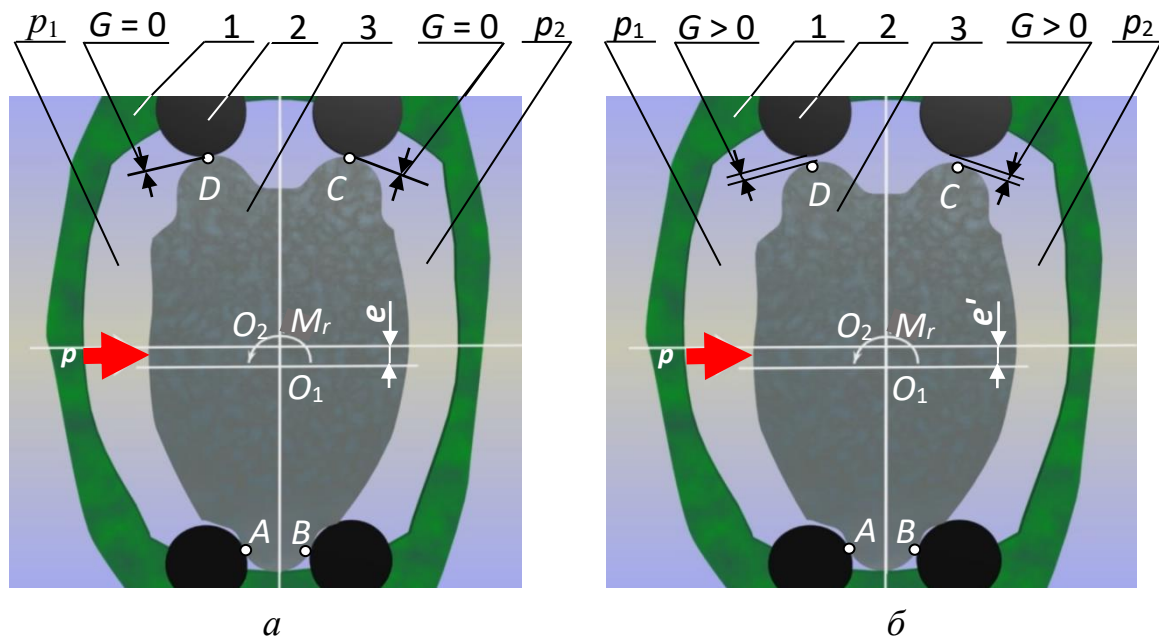


Рисунок 2.3 – Вихідне положення роторів для: а – теоретичного розташування ( $G = 0$ ); б – реального розташування ( $G > 0$ );

$e$  і  $e'$  – ексцентриситет;  $O_1$  і  $O_2$  – центри внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно;  $M_r$  – момент опорів навантаження; 1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик); 3 – внутрішній ротор

При роботі планетарного гідромотора, в результаті зношування зубів його роторів діаметральний зазор  $G$  постійно збільшується [10, 14, 77, 94, 96].

Тому, при дослідженні кінематики переміщення роторів планетарного гідромотора розрізняють два випадки розташування роторів: теоретичний (рисунок 2.3, а) та реальний (рисунок 2.3, б).

При теоретичному розташуванні роторів (рисунок 2.3, а) діаметральний зазор  $G$  відсутній ( $G = 0$ ). Один із зубців внутрішнього ротора 3 завжди торкається двох зубців 2 зовнішнього ротора 1 в точках  $A$  і  $B$ , а діаметрально протилежні зубці внутрішнього ротора 3 контактують із зубцями 2 зовнішнього ротора 1 в точках  $C$  і  $D$  [96].

Точки торкання зубців  $A$ ,  $D$  і  $B$ ,  $C$  завжди розташовані по різні сторони лінії центрів роторів, що дозволяє відокремлювати зону високого тиску  $p_1$  від зони низького тиску  $p_2$  без додаткових конструктивних елементів. Необхідно відзначити [96], що між рештою пар зубців роторів, що знаходяться в інтервалі точок контакту  $A$ ,  $D$  і  $B$ ,  $C$ , відповідно, з'являється зазор  $G > 0$ .

Таке контактування роторів обумовлено тільки геометрією профілів їх зубців, що сполучаються, та забезпечує кінематичний зв'язок [96] між центрами роторів  $O_1$  і  $O_2$ , розташованих на відстані рівній ексцентриситету  $e$ . На внутрішній ротор 3 діють: результуюча сила  $P$  від тиску нагнітання  $p_1$  робочої рідини та момент  $M_r$  у точці  $O_1$ . Під дією результуючої сили  $P$  внутрішній ротор 3 з кількістю зубців  $z_1$ , переміщаючись плоско-паралельно, повертається на кут  $\varphi$ , обкочуючись по внутрішньому ротору 1 передаючи крутний момент  $M_{кр}$ .

При реальному розташуванні роторів (рисунок 2.3, б) завжди є діаметральний зазор  $G > 0$ , пов'язаний з технологічними особливостями виготовлення і необхідний для компенсації температурних розширень роторів. У вихідному положенні внутрішній ротор 3 одним зі своїх зубців торкається двох зубців 2 зовнішнього ротора 1 в точках  $A$  і  $B$ . Аналогічні точки  $C$  і  $D$  двох діаметрально протилежних зубців ротора 3 знаходяться на відстані  $G$  від відповідних зубців 2 ротора 1. Так як при реальному розташуванні роторів відсутній «жорсткий» кінематичний зв'язок між центрами роторів  $O_1$  і  $O_2$ , відстань між ними змінюється і дорівнює  $e = e +$

$G/2$ . Зона високого тиску  $p_1$  при реальному розташуванні роторів, гідравлічно замикається через подвійну щілину висотою  $G$  (у точках  $D$  і  $C$ ) із зоною низького тиску  $p_2$ , викликаючи перетікання, що зменшують об'ємний ККД планетарного гідромотора. Таке положення роторів (рисунок 2.3, б) умовимося називати положенням I [96].

У положенні I (рисунок 2.3, б) на ротор 3 діють ті ж сили, що і при теоретичному розташуванні роторів, тому для подальшого дослідження переміщення роторів планетарного гідромотора скористаємося схемою, представленою на рисунку 2.4.

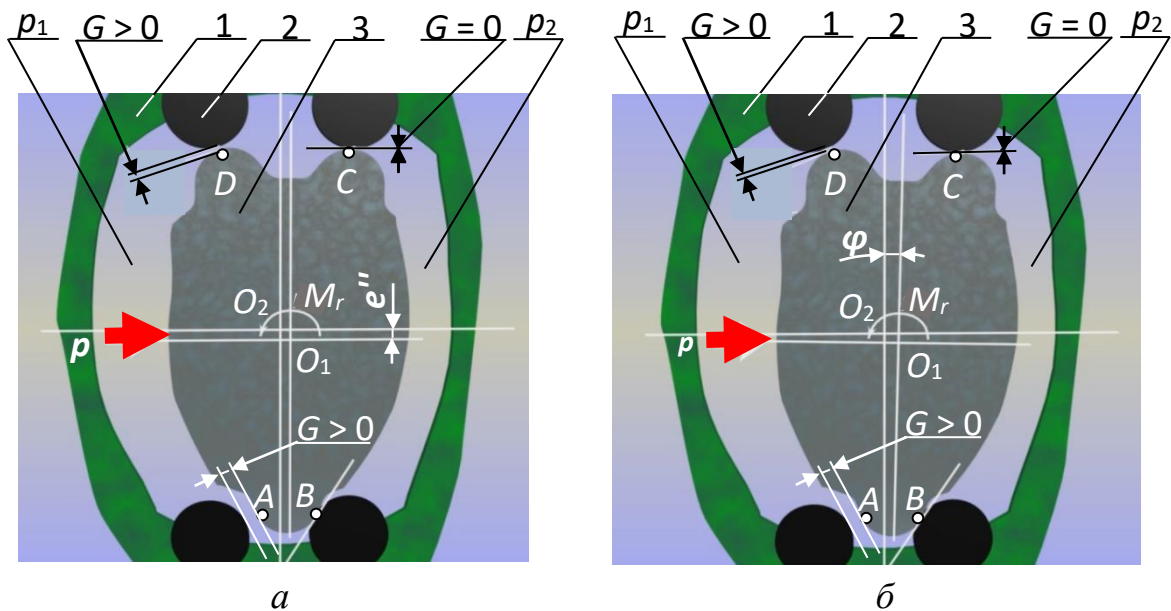


Рисунок 2.4 – Схема переміщення внутрішнього ротора при реальному розташуванні роторів: а – «сплив» внутрішнього ротора; б – поворот внутрішнього ротора;  $e''$  – ексцентриситет;  $\varphi$  – кут переміщення внутрішнього ротора;  $O_1$  і  $O_2$  – центри внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно;  $M_r$  – момент опорів навантаження; 1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик); 3 – внутрішній ротор

Під дією результуючої сили  $P$  внутрішній ротор 3 буде переміщатися з положення I у положення II (рисунок 2.4, а) до дотику діаметрально протилежного зубця ротора 3 з відповідним зубцем ротора 1 в точці  $C$ . Переміщаючись в положення II, внутрішній ротор 3 рухається поступово

вгору, рухаючись за нормаллю, прикладеною в точці  $B$ , аналогічно переміщенню поршня гідроциліндра. При переміщенні з положення I у положення II внутрішній ротор 3 не може повернутися на кут переміщення  $\varphi$ , під дією моменту опорів навантаження  $M_r$ . Переміщаючись у положення II ротор 3 «спливає» на величину діаметрального зазору  $G$  змінюючи відстань між центрами  $O_1O_2$  роторів, роблячи його рівним  $e' = e - G/2$ . Такий «сплив» ротора 3 планетарного гідромотора, викликаний відсутністю «жорсткого» кінематичного зв'язку між центрами роторів  $O_1O_2$ , що дозволяє роторам займати різні положення в діапазоні діаметрального зазору  $G$ . У положенні II відбувається «самогерметизація» роторів, так як точки торкання роторів  $B$  і  $C$  розділяють зони високого  $p_1$  та низького  $p_2$  тиску, усуваючи перетікання [96].

Після «спливу», під дією результуючої сили  $P$ , внутрішній ротор 3 передаючи крутний момент  $M_{кр}$ , повертається на кут  $\varphi$  займаючи положення III (рисунок. 2.4, б). У положенні III так само відбувається «самогерметизація» роторів, оскільки точки їх дотику  $B$  і  $C$  розділяють зони високого  $p_1$  та низького  $p_2$  тисків усуваючи перетікання.

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. Привертає увагу «вимушене» переміщення внутрішнього ротора 3, при якому він займає додаткове проміжне положення II (рисунок 2.4, а). На це переміщення витрачається додатковий час, що позначається на зниженні кутової швидкості обертання внутрішнього ротора 3 і, як наслідок, валу планетарного гідромотора [96].

Аналіз кінематики руху внутрішнього ротора [80, 92, 96, 99] показав, що відсутність між роторами «жорсткого» кінематичного зв'язку, за наявності діаметрального зазору  $G$ , дозволяє внутрішньому ротору займати I



положення з торканням в точках  $B$  і  $C$  (рисунок 2.5, а). У цьому положенні і відбувається «самогерметизація» роторів, незважаючи на наявність діаметрального зазору  $G$  у точці  $D$ . При значенні діаметрального зазору  $G$  рівному своєму критичному значенню  $G_{lim}$  ( $G = G_{lim}$ ) відбувається одночасне торкання зубців внутрішнього ротора 1 з зубцями 3 зовнішнього ротора 2 в трьох точках  $B$ ,  $C$  та  $E$  (рисунок 2.5, а).

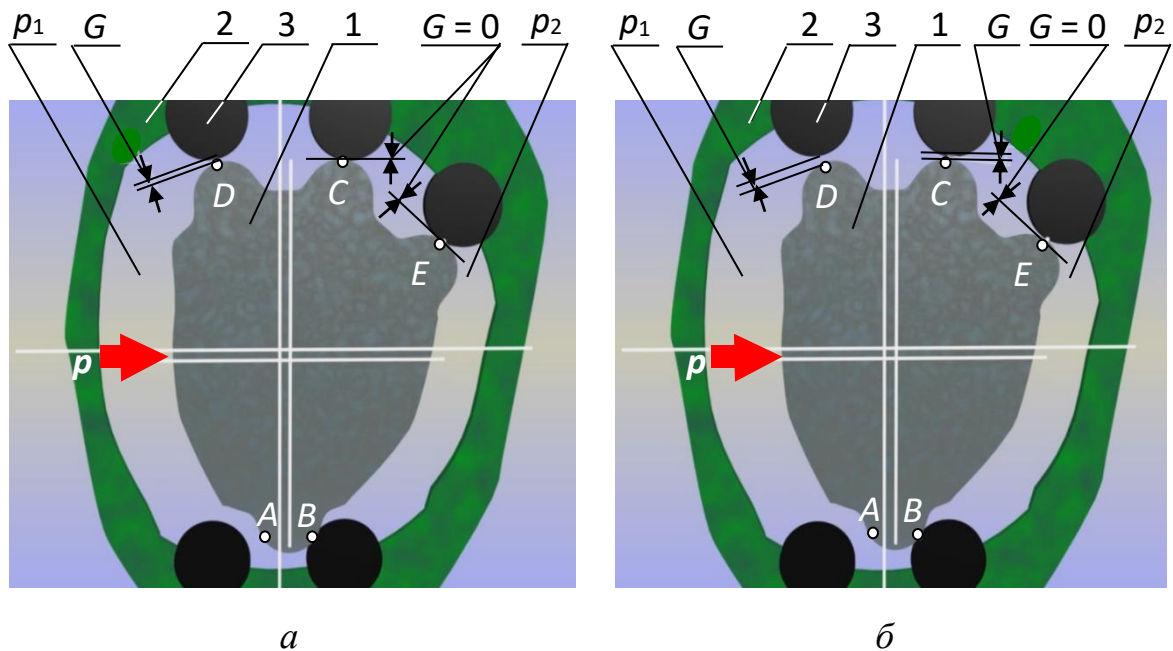


Рисунок 2.5 – Схема кінематики руху «спливання» внутрішнього ротора планетарного гідромотора зі збільшенням діаметрального зазору:  
 а – при  $G = G_{lim}$ ; б – при  $G > G_{lim}$ ;  $p_1$  – камера високого тиску;  $p_2$  – камера низького тиску; 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зуб (ролик)

При експлуатації планетарного гідромотора подальше збільшення діаметрального зазору  $G$  пов'язано зі зносом зубчастої поверхні його роторів [96]. Коли значення діаметрального зазору  $G$  більше критичного  $G_{lim}$  ( $G > G_{lim}$ ), то переміщення внутрішнього ротора 1 під дією сили тиску робочої рідини  $p$  (при його «спливі») призводить до утворення зазору  $G$  у точці  $C$  при контакті зубців у точках  $B$  та  $E$  (рисунок 2.5, б).

Наявність зазору  $G$  у точці  $C$  (рисунок 2.5, б) говорить про те, що при значеннях діаметрального зазору  $G$  більше критичного  $G_{lim}$  ( $G > G_{lim}$ ),

«самогерметизація» між камерами високого  $p_1$  і низького  $p_2$  тисків відсутня. Відсутність ефекту «самогерметизації» говорить про те, що між камерами нагнітання  $p_1$  і зливу  $p_2$  з'явилася витрата витоків і, отже, характеристики планетарного гідромотора при значенні діаметрального зазору  $G > G_{lim}$  будуть змінюватися, як у стандартної гідромашини об'ємної дії [96].

Результуюча сила  $p$  тиску робочої рідини, яка прикладена на плечі  $h$ , створює крутний момент валу планетарного гідромотору (рисунок 2.6, а), що забезпечує постійну працездатність гідромотора на протяжці всього періоду його експлуатації. У зв'язку зі зносом роторів, під час експлуатації планетарного гідромотора, при зростанні діаметрального зазору  $G$  та наявності похибки форми зубчатого профілю його роторів, настає критичний зазор  $G_{кр}$ .

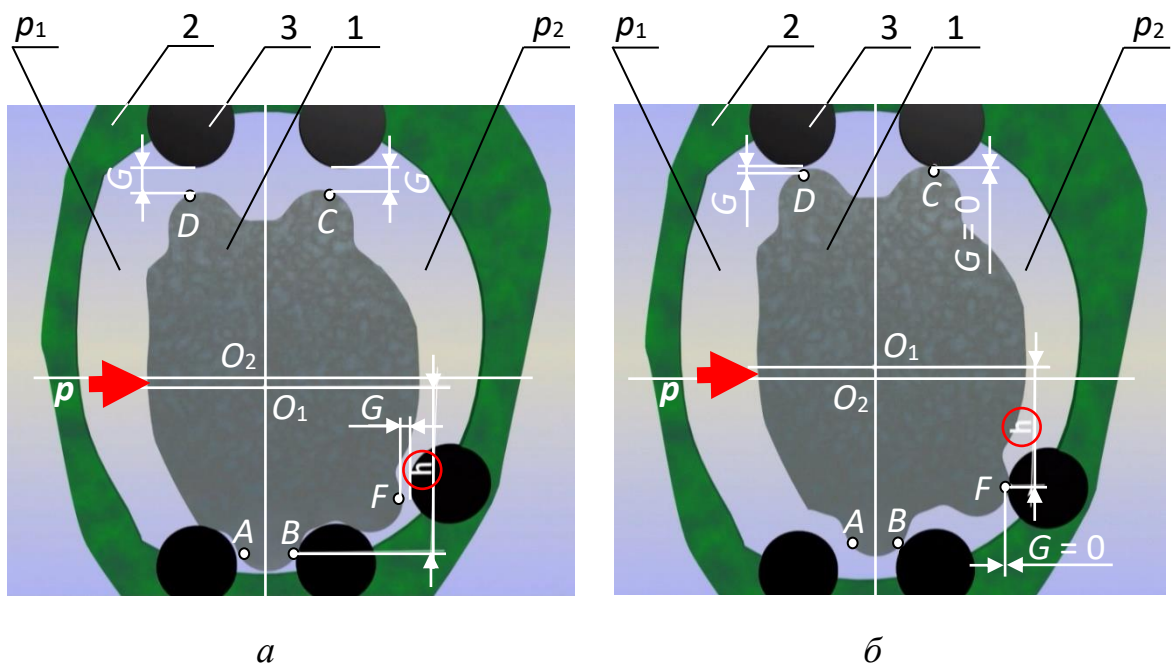


Рисунок 2.6 – Схема зменшення плеча  $h$  прикладання результуючої сили тиску робочої рідини, при наявності похибки форми зубчатого профілю роторів: а – плече  $h$  до «спливання» ротора; б – плече  $h$  після «спливання» ротора;  $p_1$  – камера високого тиску;  $p_2$  – камера низького тиску; 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зуб (ролик)

Коли 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 (рисунок 2.6, а). «Спливання» внутрішнього ротору 1, під дією результуючої сили тиску  $p$  робочої рідини призводить до контакту зубців роторів у точках  $B$ ,  $F$  та  $C$  (рисунок 2.6, б). 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 на протязі всього періоду експлуатації необхідно обирати (розраховувати) геометричні параметри роторів, які б забезпечували достатні зазори у відповідних парах зубців, щоб уникнути дотик зубців у точці  $F$  (рисунок 2.6, б).

Аналіз кінематики переміщення роторів планетарних гідромашин [80, 96, 99] дозволяє зробити висновок, що наявність діаметрального зазору  $G$  і відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами викликає додаткові переміщення роторів, змінюючи кінематику їх руху. Явище «самогерметизації» роторів планетарного гідромотора, викликане їх додатковими переміщеннями, обумовлює нестандартну зміну деяких вихідних характеристик гідромоторів даного типу. До нестандартних змін вихідних характеристик планетарного гідромотора відносяться: відсутність витрати витоків, неминуча за наявності зазору між роторами, і, як наслідок, стабілізація об'ємного ККД; зменшення кутової швидкості обертання валу гідромотора внаслідок додаткових переміщень ротора.

Тому, для прогнозування зміни частоти обертання валу планетарного гідромотора в залежності від діаметрального зазору  $G$ , необхідно визначити залежності зміни сталої кутової швидкості обертання при теоретичному і реальному положенні його роторів.

2.1.2 Визначення середнього значення сталої кутової швидкості вихідного валу планетарного гідромотора.

При вивченні динаміки теоретичного циклоїдального зачеплення будемо використовувати фізичну модель, запропоновану в роботах [30, 96, 99].

У механізмі з горизонтальною віссю обертання (рисунок 2.7) 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.

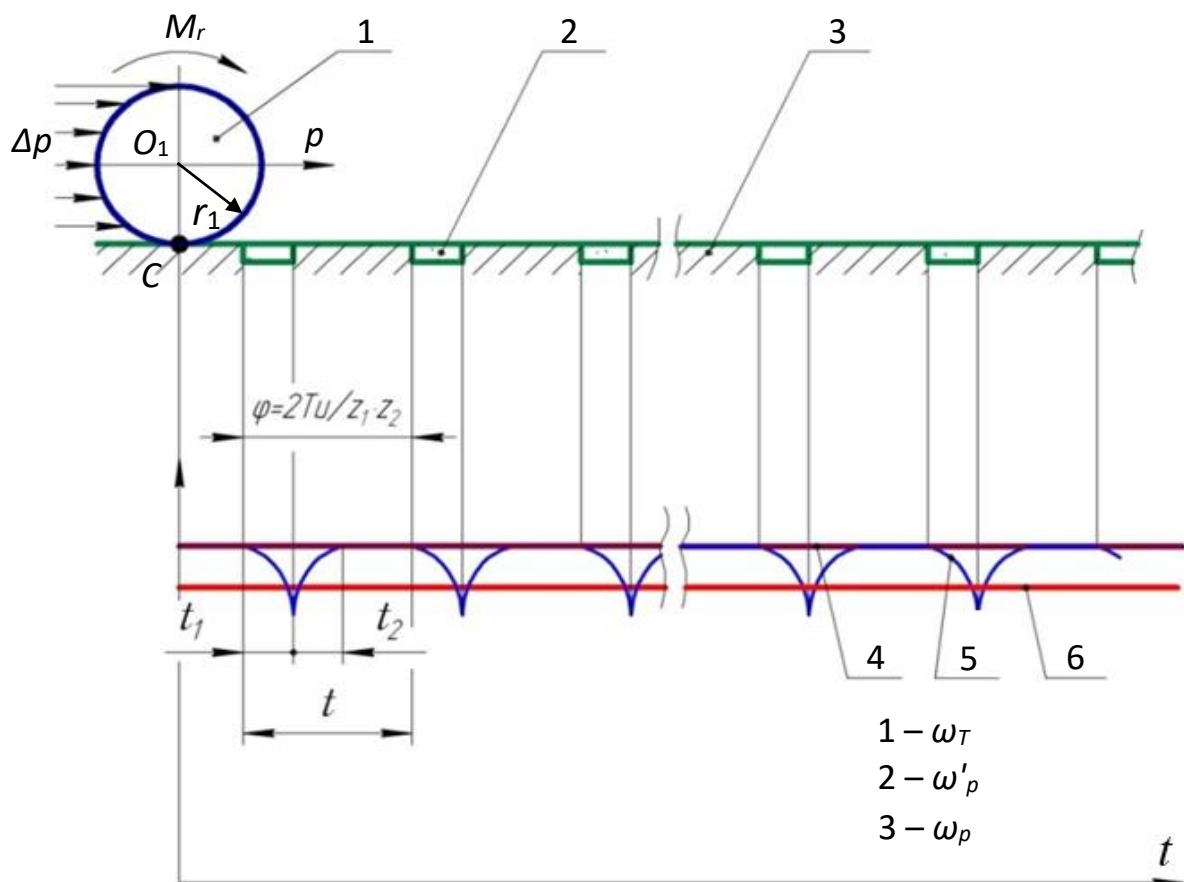


Рисунок 2.7 – Фізична модель переміщення внутрішнього ротора за наявності діаметрального зазору: 1 – внутрішній ротор; 2 – "нескінченна" розгортка зовнішнього ротора; 3 – зона «спливання» (уповільнення); 4 – теоретична кутова швидкість переміщення; 5 – реальна швидкість переміщення; 6 – середня швидкість переміщення внутрішнього ротора;  $t_1$  – час "спливу";  $t_2$  – час розгону внутрішнього ротора;  $t$  – загальний час повороту внутрішнього ротора

До циліндра 1 прикладений момент опорів  $M_r = \text{const}$ , міжцентрова відстань  $r$  забезпечується безмасовим водилом (рисунок 2.7)..

Складемо диференціальне рівняння руху цього циліндра (рівняння Лагранжа), взявши за узагальнену координату кут  $\varphi_1$  повороту циліндра 1 навколо точки  $O_1$ .

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_1, \quad (2.1)$$

Оскільки циліндр 1 мусить котитися без ковзання (рисунок 2.7), то швидкість всіх його точок, що лежать на утворюючій, що проходить через точку  $C$ , дорівнює нулю. Отже, утворююча являється для циліндра 1 миттєвою віссю обертання, при цьому кінематична енергія цього циліндра дорівнює

$$T = J_c \cdot \frac{\dot{\varphi}_1}{2}, \quad (2.2)$$

де  $J_c$  – приведений момент інерції циліндра 1 відносно миттєвої осі обертання;

$\varphi_1$  – кутова швидкість циліндра 1.

Використовуючи теорему про залежність між приведеними моментами інерції тіла відносно двох паралельних осей, маємо

$$J_c = J_{O_1} + m \cdot r^2, \quad (2.3)$$

де  $J_{O_1}$  – приведений момент інерції циліндра 1 відносно осі, перпендикулярної до площини креслення та проходить через центр ваги  $O_1$  цього циліндру;

$m$  – маса циліндра 1.

Тому що

$$J_{O_1} = \frac{m \cdot r^2}{2} \text{ та } \dot{\varphi}_1 = \omega_T,$$

то, підставляючи ці значення в рівняння (2.3), а потім в рівняння (2.2), отримаємо

$$J_c = \frac{2}{3} m \cdot r^2, T = \frac{3}{4} m \cdot r^2 \cdot \omega_T^2.$$

Знаючи, що швидкість точки  $O_1$  дорівнює  $V_{O_1} = r \cdot \omega_T$  визначаємо кінематичну енергія

$$T = \frac{3}{4} m \cdot V_{O_1}^2. \quad (2.4)$$

Виразивши швидкість точки  $O_1$  через узагальнену швидкість, отримаємо

$$V_{O_1} = \dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_2}{dt},$$

де  $\varphi_2$  – приведений кут повороту водила 2 з вертикальною віссю у.

Знаючи кут  $\varphi_2$ , визначаємо координати точки  $O_1$

$$X_{O_1} = (R - r) \cdot \sin \varphi_2,$$

$$Y_{O_1} = (R - r) \cdot \cos \varphi_2.$$

Диференціюючи отримані вирази, отримаємо

$$\frac{dX_{O_1}}{dt} = \dot{X}_{O_1} = (R - r) \cdot \cos \dot{\varphi}_2,$$

$$\frac{dY_{O_1}}{dt} = \dot{Y}_{O_1} = (R - r) \cdot \sin \dot{\varphi}_2.$$

Звідси

$$V_{O_1} = \dot{X}_{O_1}^2 + \dot{Y}_{O_1}^2 = (R - r)^2 \cdot \dot{\varphi}_2^2.$$

Тому що

$$\varphi_2 = \varphi_1 \cdot \frac{r}{R - r}. \quad (2.5)$$

то

$$V_{O_1} = r^2 \cdot \dot{\varphi}_1^2.$$

Підставляючи отримане значення в рівняння (2.3) остаточно отримаємо кінематичну енергію

$$T = \frac{3}{4} m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}_1^2. \quad (2.6)$$

Диференціюючи послідовно рівняння (2.6), отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= \frac{3}{2} m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}_1, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) &= \frac{3}{2} m \cdot r^2 \cdot \ddot{\varphi}_1. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Оскільки робота сили тертя, прикладеної до циліндра 1 у точці 3, при коченні його без ковзання дорівнює нулю, то

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = 0. \quad (2.8)$$

Для визначення узагальненої сили  $Q_1$  розглянемо переміщення внутрішнього ротора, що відповідає зміні координати  $\varphi_2$  на дуже малу величину  $\delta\varphi_2$ , тобто переміщення, при якому водило 2 повертається навколо осі на елементарний кут  $\delta\varphi_2$ . Циліндр 1 при цьому повертається на деякий кут  $\delta\varphi_1$ . Сума елементарних робіт рушійних сил і сил опору, прикладених до циліндра 1, при такому переміщенні дорівнює

$$\sum \delta A = P \cdot (R - r) \cdot \delta\varphi_2 - M_r \cdot \delta\varphi_1.$$

Тоді

$$Q_1 = \frac{\partial A}{\partial \varphi_1} = P \cdot (R - r) \cdot \frac{\delta\varphi_2}{\delta\varphi_1} - M_r. \quad (2.9)$$

Підставляючи рівняння (2.5) в (2.9), остаточно маємо

$$Q_1 = P \cdot r - M_r. \quad (2.10)$$

Підставляючи в рівняння (2.1) вирази (2.7), (2.8) і (2.10), отримаємо диференціальне рівняння руху внутрішнього ротора теоретичного циклоїдального зачеплення

$$\frac{3}{2} m \cdot r^2 \cdot \ddot{\varphi}_1 = P \cdot r - M_r. \quad (2.11)$$

Отже, кутове прискорення валу гідромотора (внутрішнього ротора) дорівнює

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot (P \cdot r - M_r)}{3 \cdot m \cdot r^2}.$$

Так як  $P = f(M_r)$ , то для руху (обертання) внутрішнього ротора гідромотора досить дотримуватися умови  $P \cdot r = M_r$ , отже  $\ddot{\varphi}_1 = 0$ . При цьому стала кутова швидкість  $\omega_T$  внутрішнього ротора теоретичного циклоїдального зачеплення дорівнює

$$\omega_T = \omega_0 = \frac{\pi \cdot n}{30}.$$

де  $n$  – частота обертання валу (внутрішнього ротора) гідромотора з урахуванням того, що  $n = Q / V_0$  [109];

$Q$  – витрата робочої рідини, пройдені через гідромотор;

$V_0$  – робочий об'єм гідромотора.

Тоді

$$\omega_T = \omega_0 = \frac{\pi \cdot Q}{30 \cdot V_0}. \quad (2.12)$$

Проведеними дослідженнями встановлено [10, 14, 80, 91, 92, 96, 99], що за наявності діаметрального зазору та відсутності «жорсткого» кінематичного зв'язку між роторами планетарного гідромотора, під впливом тиску робочої рідини внутрішній ротор «спливає», тобто. переміщається без обертання. На фізичній моделі (рисунок 2.7) внутрішній ротор 1, переміщаючись у зоні спливання 2, рухається без обертання, поступально (ковзає).

Час «спливання»  $t_1$  необхідний для переміщення внутрішнього ротора 1 (рисунок 2.7) у зоні «спливання» 2 (довжина ділянки ковзання) визначається величиною діаметрального зазору. Під час «спливу»  $t_1$  відбувається уповільнення кутової швидкості  $\omega_p$  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  $\omega_p$ , з урахуванням поступальних переміщень (ковзання) внутрішнього ротора 1 можна зобразити кривою 5, а середнє значення параметра  $\omega_p$  – кривою 6 (рисунок 2.7).

При визначенні середнього значення параметра кутової швидкості  $\omega_p$  (рисунок 2.7, крива 6) приймемо наступні припущення: всі ділянки зони «спливання» 3 рівні між собою і визначаються величиною діаметрального зазору  $G$ , а час «спливання»  $t_1$  (уповільнення) внутрішнього ротора 1 дорівнює часу його розгону  $t_2$ .

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, як [80, 96, 99]:

$$t_1 = \frac{G \cdot D_{e1} \cdot b_1}{4Q \cdot \cos \delta}, \quad (2.13)$$

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  $\varphi$  внутрішнього ротора 1, який здійснюється протягом часу  $t$  (рисунок 2.7) залежить від кількості його зубців  $z_1$  та дорівнює  $\varphi = 2 \cdot \pi / z_1$ .

Тоді, з урахуванням прийнятих припущень, маємо:

$$\omega_T = \frac{2\pi / z_1}{t - 2t_1}, \quad (2.14)$$

$$\omega_p = \frac{2\pi / z_1}{t}. \quad (2.15)$$

Прирівнявши (2.14) і (2.15) за кутом повороту  $\varphi$ , отримаємо

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

Звідки

$$\omega_p = \frac{\omega_T \cdot (t - 2t_1)}{t}. \quad (2.16)$$

З рівняння (2.14) визначаємо загальний час повороту  $t$  внутрішнього ротора, що характеризує швидкість повороту

$$t = \frac{2\pi}{\omega_T \cdot z_1} - 2t_1. \quad (2.17)$$

Дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора планетарного гідромотора за наявності діаметрального зазору  $G$ , дозволили отримати математичний апарат, що описує залежність зміни сталої кутової швидкості  $\omega_p$ , яка визначається сукупністю рівнянь (2.14), (2.15), (2.16) і (2.17).

## 2.2 Дослідження функціонального взаємозв'язку діаметрального зазору з геометричними параметрами роторів з циклоїдальним зачепленням

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.

Дослідження кінематики та динаміки циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора дозволили встановити, що в реальному силовому з'єднанні внутрішній ротор, залежно від частоти обертання, може мати два робочі положення – одне при максимальних частотах обертання,  $Q_u > P' \cdot \sin \delta$ , інше при мінімальних частотах обертання,  $Q_u < P' \cdot \sin \delta$ . Тому розглянемо два випадки визначення граничного стану циклоїдального зачеплення (а значить і гідромотора в цілому).

Уточнимо, що діаметральний зазор – це зазор  $G$  (рисунок 2.8) між відповідними парами зубців внутрішнього та зовнішнього роторів, за умови, що діаметрально протилежний зубець внутрішнього ротора знаходиться в контакті з двома зубцями (роликками) зовнішнього ротора.

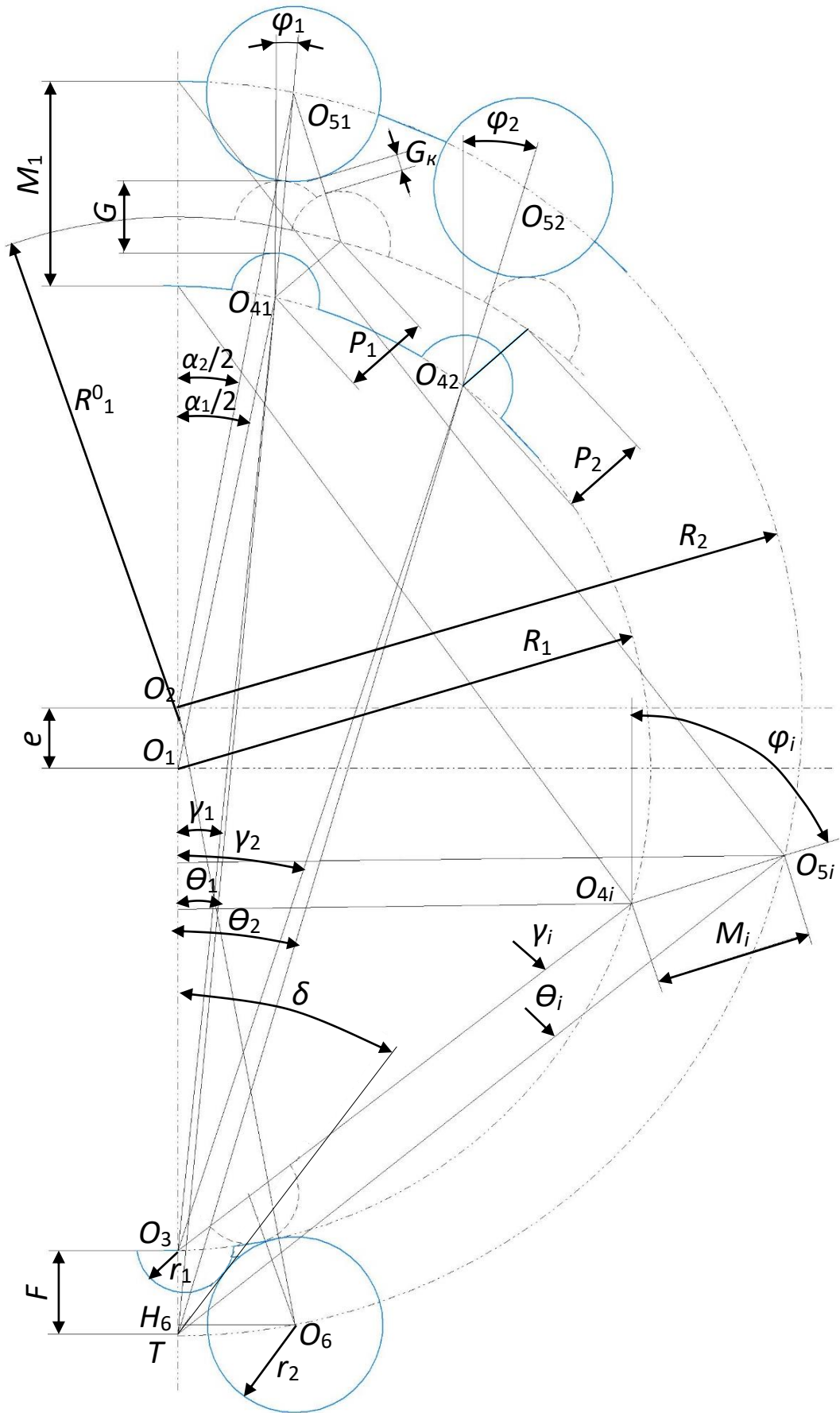


Рисунок 2.8 – Геометричні параметри циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора

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 ділильного кола  $R_1$  внутрішнього ротора;

– радіус  $R_2$  ділильної окружності зовнішнього ротора та радіуси закруглень зубів внутрішнього ротора  $r_1$  та зовнішнього ротора  $r_2$  – незмінні.

Так як циклоїдальне зачеплення симетрично щодо лінії центрів  $O_1O_2$ , то доцільно розглядати тільки одну, наприклад, його праву половину (рисунок 2.8). При цьому номери пар зубців внутрішнього і зовнішнього роторів, що розглядаються, нумеруються зверху вниз, зліва направо. Тоді діаметральний зазор  $G$  буде розташований між зубцями першої пари ( $i = 1$ ), а порядковий номер діаметрально протилежного зубця буде визначатися виразом  $i = (z_1 + 1) / 2$ . Кут  $\delta$  між лінією центрів  $O_1O_2$  і нормаллю в точці торкання пари зубців  $i = (z_1 + 1) / 2$  постійний ( $\delta = \text{const}$ ).

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

Кути  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\gamma_i$  та  $\theta_i$  (рисунок 2.8) характеризують розташування зубців внутрішнього та зовнішнього роторів відносно один одного та лінії їх центрів  $O_1O_2$ .

Оскільки  $Z_1 \cdot \alpha_1 = 2\pi$  та  $Z_2 \cdot \alpha_2 = 2\pi$ , то

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{2\pi}{z_1} \\ \alpha_2 &= \frac{2\pi}{z_2} \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

Розташуванням центрів зубів №1, №2 і т.д. внутрішнього ротора в порядку нумерації відносно площини симетрії визначаються відповідні кути  $\gamma_i$ :

$$\begin{aligned}\gamma_1 &= \frac{1}{4} < O_{41}O_1O'_{41} = 1 \cdot \frac{\alpha_1}{4}, \\ \gamma_2 &= \frac{1}{4} < O_{42}O_1O'_{42} = 3 \cdot \frac{\alpha_1}{4}, \\ \gamma_3 &= \frac{1}{4} < O_{43}O_1O'_{43} = 5 \cdot \frac{\alpha_1}{4}, \\ &\dots \\ \gamma_i &= \frac{1}{4} < O_{4i}O_1O'_{4i} = (2i-1) \cdot \frac{\alpha_1}{4}.\end{aligned}$$

Тоді, з урахуванням (2.18):

$$\gamma_i = (2i-1) \cdot \frac{\pi}{2z_1}. \quad (2.19)$$

Аналогічно розташуванням центрів зубців №1, №2 і т.д. зовнішнього ротора в порядку нумерації відносно площини симетрії визначаються відповідні кути  $\theta_i$ :

$$\theta_i = (2i-1) \cdot \frac{\pi}{2z_2}. \quad (2.20)$$

Параметри  $\delta$  і  $F$  (рисунок 2.8) характеризують взаємне розташування центрів  $O_3$  і  $O_6$  зубців внутрішнього і зовнішнього роторів при їх контактуванні, відповідно:

$$\delta = \arccos \frac{O_6H_6}{O_3O_6}, \quad F = O_3H_6 + H_6T,$$

де  $O_6H_6$ ,  $O_3H_6$  і  $H_6T$  визначаються з трикутників  $\Delta O_2O_6H_6$ ,  $\Delta O_3O_6H_6$  і  $\Delta H_6O_6T$ .

Знаючи  $O_3O_6 = r_1 + r_2$  и  $\angle TO_6H_6 = \alpha_2/4$ :

$$O_6H_6 = R_2 \cdot \sin \frac{\alpha_2}{2},$$

$$O_3H_6 = \sqrt{(O_3O_6)^2 - (O_6H_6)^2} = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\alpha_2}{4}},$$

$$H_6T = O_6H_6 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{4} = 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\alpha_2}{4}.$$

При цьому

$$\delta = \arccos \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\alpha_2}{4}}{r_1 + r_2},$$

$$F = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\alpha_2}{4}} + 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\alpha_2}{4},$$

або з урахуванням (2.18):

$$\delta = \arccos \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{2z_2}}{r_1 + r_2}, \quad (2.21)$$

$$F = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}} + 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}. \quad (2.22)$$

Параметри  $M_i$ ,  $\varphi_i$  і  $G_i$ , що характеризують взаємне розташування зубців внутрішнього і зовнішнього роторів, які сполучаються (рисунок 2.8):

$$M_i = \sqrt{(O_{4i}H'_{5i})^2 + (O_{5i}H'_{5i})^2}, \quad (2.23)$$

$$\varphi_i = \arctg \frac{O_{5i}H'_{5i}}{O_{4i}H'_{5i}},$$

$$G_i = M_i - (r_1 + r_2),$$

де

$$O_{4i}H'_{5i} = TH_{5i} - F - O_{3i}H_{4i},$$

$$O_{5i}H'_{5i} = O_{5i}H_{5i} - O_{4i}H_{4i},$$

$$TH_{5i} = O_{5i}T \cdot \cos \theta_i = 2R_2 \cdot \cos^2 \theta_i,$$

$$O_{3i}H_{4i} = O_{3i}O_{4i} \cdot \cos \gamma_i = 2R_1 \cdot \cos^2 \gamma_i,$$

$$O_{5i}H_{5i} = O_{5i}T \cdot \sin \theta_i = R_2 \cdot \sin 2\theta_i,$$

$$O_{4i}H_{4i} = O_{3i}O_{4i} \cdot \sin \gamma_i = R_1 \cdot \sin 2\gamma_i.$$

Враховуючи при цьому рівняння (2,23) та позначивши, що  $O_{4i}H'_{5i} = A_i$  і  $O_{5i}H'_{5i} = B_i$  маємо:

$$M_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}, \quad (2.24)$$

$$\varphi_i = \operatorname{arctg} \frac{B_i}{A_i}, \quad (2.25)$$

де

$$A_i = 2R_2 \cdot \cos^2 \frac{\pi \cdot (2i-1)}{2z_2} - 2R_1 \cdot \cos^2 \frac{\pi \cdot (2i-1)}{2z_1} - \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2} + 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}}, \quad (2.26)$$

$$B_i = R_2 \cdot \sin \frac{\pi \cdot (2i-1)}{z_2} - R_1 \cdot \sin \frac{\pi \cdot (2i-1)}{z_1}. \quad (2.27)$$

Відсутність зазору в парі  $i = 1$  відповідає такому значенню  $R_1^0$ , при якому  $\sqrt{A_i^2 + B_i^2} = r_1 + r_2$ . Отже, з урахуванням (2.26) і (2.27):

$$R_1^0 = \frac{1}{C} \left( D - \sqrt{D - C \cdot E} \right), \quad (2.28)$$

де

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

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

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

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

Параметр  $P_i$  характеризує величину паралельного переміщення внутрішнього ротора до торкання  $i$ -го зубця зовнішнього ротора.

$$P_i = 2 \cdot (r_1 + r_2) \cdot \sin \frac{\omega_i \cdot \lambda_i \cdot \delta}{2}. \quad (2.29)$$

де

$$\omega_i = \operatorname{arctg} \frac{(r_1 + r_2) \cdot \sin \delta + A_i}{(r_1 + r_2) \cdot \cos \delta - B_i}, \quad (2.30)$$

$$\lambda_i = \arccos \frac{\sqrt{[(r_1 + r_2) \cdot \sin \delta + A_i]^2 + [(r_1 + r_2) \cdot \cos \delta - B_i]^2}}{2 \cdot (r_1 + r_2)}. \quad (2.31)$$

Зазор  $G_K(i, j)$  між зубцями аналізованої  $i$ -ої пари при контакті  $j$ -х зубців внутрішнього і зовнішнього роторів визначається з урахуванням значення вищенаведеного кута та відповідної індексації:

$$G_K(i, j) = \sqrt{M_i^2 + P_j^2 - 2M_i - P_j \cdot \cos \frac{\omega_j - \lambda_j + \delta - 2\varphi_i}{2}} - (r_1 + r_2), \quad (2.32)$$

де  $M_i$  – міжцентрова відстань між зубцями аналізованої  $i$ -ої пари, що визначається з рівняння (2.24) з урахуванням рівнянь (2.26) і (2.27);

$\varphi_i$  – кут взаємного розташування зубців аналізованої  $i$ -ої пари, що визначається з рівняння (2.25) з урахуванням рівнянь (2.26) та (2.27).

При  $R_1 < R_{кр}$  внутрішній ротор, перемістившись на величину  $P_i$ , торкається зовнішнього ротора зубом № 2 ( $j = 2$ ) у той момент, коли в парі зубців № 1 ( $i = 1$ ) спостерігається зазор

$$G_K = \sqrt{M_1^2 + P_2^2 - 2M_1 - P_2 \cdot \cos \frac{\omega_2 - \lambda_2 + \delta - 2\varphi_1}{2}} - (r_1 + r_2), \quad (2.33)$$

Беручи до уваги діаметральний зазор (2,23), маємо

$$G_K = \sqrt{P_2^2 \cdot [G_1 - (r_1 + r_2)] \cdot \left[ G_1 - (r_1 + r_2) - 2P_2 \cdot \cos \frac{\omega_2 - \lambda_2 + \delta - 2\varphi_1}{2} \right]} - (r_1 + r_2). \quad (2.34)$$

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 ( $M_i, G_i, P_i$  і  $G_K$ ) були досліджені як функція від конструктивних параметрів та визначені рівняннями (2.24), (2.23), (2.29), (2.33).



Оскільки в процесі експлуатації зміна діаметрального зазору впливає на зміну параметра  $F$ , то з урахуванням (2.22) міжцентрова відстань  $O_1O_2$  (рис. 2.8), умовно позначимо її  $e$ , визначається залежністю:

$$e = R_2 - R_1 - \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}} - 2R_2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}. \quad (2.35)$$

Отримані залежності дозволяють імітаційно моделювати зміну геометричних параметрів елементів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора при зносі.

### 2.3. Дослідження впливу діаметрального зазору на функціональні параметри планетарного гідромотора

Діагностика технічного стану планетарного гідродвигуна може проводитися за його функціональними або конструктивними параметрами. Основним конструктивним параметром, що визначає технічний стан планетарного гідромотора, є діаметральний зазор. Зміна діаметрального зазору не може бути виміряна безпосередньо в умовах експлуатації. Тому необхідно визначити параметр, з числа функціональних, що найбільш тісно пов'язаний з діаметральним зазором, який ми будемо приймати за діагностичний. Для цього необхідно визначити залежність функціональних параметрів планетарного гідромотора від його діаметрального зазору.

Технічний стан гідромотора характеризується його функціональним параметром – ККД [71], який визначає відношення корисної потужності до затраченої:

$$\eta = \frac{N_n}{N_z}. \quad (2.36)$$

Добуток крутного моменту  $M_{кр}$ , що розвивається гідромотором, та кутової швидкості  $\omega_p$  його вихідного валу визначає корисну потужність гідромотора [71]:

$$N_n = M_{кр} \cdot \omega_p.$$

Затрачувана потужність характеризується витратою робочої рідини  $Q$ , що проходить через гідромотор, і перепадом тиску  $\Delta p$  [71]:

$$N_z = Q \cdot \Delta p.$$

Різниця тисків в гідромоторі визначається різницею тиску на вході  $p_1$  і виході  $p_2$ :

$$\Delta p = p_1 - p_2. \quad (2.37)$$

Підставляючи у рівняння (2.36) відповідні значення корисної та затрачуваної потужності, отримаємо:

$$\eta = \frac{M_{кр} \cdot \omega_p}{Q \cdot \Delta p}. \quad (2.38)$$

Загальний ККД гідромотора можна представити як добуток двох його часткових значень – об'ємного  $\eta_{об}$  та механічного  $\eta_m$  ККД [71]:

$$\eta = \eta_{об} \cdot \eta_m.$$

Об'ємний ККД гідромотора можна виразити як взаємозв'язок частоти обертання  $n$ , його робочого об'єму  $V_0$  та дійсної витрати робочої рідини  $Q_d$ , що пройшла через гідромотор [71]:

$$\eta_{об} = \frac{n \cdot V_0}{Q_d}. \quad (2.39)$$

Механічний (гідромеханічний) ККД характеризується крутним моментом  $M_{кр}$ , робочим об'ємом  $V_0$  та перепадом тиску  $\Delta p$  [71]:

$$\eta_m = \frac{M_{кр}}{\Delta p \cdot V_0}. \quad (2.40)$$

Крутний момент  $M_{кр}$  на валу планетарного гідромотора з урахуванням компенсуючого механізму виражається залежністю [80, 96]:

$$M_{кр} = 2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot R_1 \cdot (z_1 + 1). \quad (2.41)$$

Так як в реальному циклоїдальному зачепленні (за наявності діаметрального зазору) внутрішній ротор може займати два положення щодо зовнішнього ротора, залежно від частоти обертання, коливання міжцентрової

відстані близькі до половини діаметрального зазору (тобто  $e' = e \pm G / 2$ ); причому при  $Q_u < P \cdot \sin \delta$  (рисунок 2.8) міжцентрова відстань дорівнює  $e' = e - G / 2$ , а при  $Q_u > P \cdot \sin \delta$  – дорівнює  $e' \approx e + G / 2$ .

У планетарному гідромоторі, що розглядається відцентрова сила  $Q_u$  викликана неврівноваженістю внутрішнього ротора, центр тяжіння якого, зміщений на величину міжцентрної відстані та визначається за відомою формулою:

$$Q_u = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (2.42)$$

е  $m$  – маса внутрішнього ротора;

$\omega$  – кутова швидкість внутрішнього ротора;

$R$  – радіус кола, що описується центром мас внутрішнього ротора.

Тоді крутний момент  $M_{кр}$ , при наявності діаметрального зазору  $G$  згідно рівнянню (2,41) буде дорівнювати:

$$M_{кр} = 2 \left( e \pm \frac{G}{2} \right) \cdot \Delta p \cdot b \cdot R_1 \cdot (z_1 + 1), \quad (2.43)$$

де знак (+) або (-) при  $G / 2$  визначається значенням відцентрової сили  $Q_u$ .

Підставляючи рівняння (2.43) в (2.40), отримаємо

$$\eta_m = \frac{2 \left( e \pm \frac{G}{2} \right) \cdot b \cdot R_1 \cdot (z_1 + 1)}{V_0}. \quad (2.44)$$

З рівнянь (2.43) і (2.44) видно, що діаметральний зазор адекватно впливає на зміну крутного моменту  $M_{кр}$  та механічного ККД  $\eta_m$ .

Відомо [71, 109], що об'ємний ККД гідромотора може бути виражений відношенням теоретичної витрати робочої рідини  $Q_T$  до дійсної  $Q_D$ :

$$\eta_{об} = \frac{Q_T}{Q_D}. \quad (2.45)$$

Теоретична витрата робочої рідини характеризується добутком частоти обертання валу гідромотора та його робочого об'єму  $V_0$ :

$$Q_T = n \cdot V_0. \quad (2.46)$$

Дійсна витрата робочої рідини залежить від внутрішніх перетікань гідромотора  $Q_{np}$ :

$$Q_o = Q_T + Q_{np}. \quad (2.47)$$

З урахуванням рівняння (2.46), витіки в гідромоторі визначаються з рівняння:

$$Q_{np} = Q_o - n \cdot V_o. \quad (2.48)$$

У планетарному гідромоторі перетікання залежать від кількох факторів:

$$Q_{np} = Q_{np(p.m)} + Q_{np(m.z)} + Q_{np(d.z)}, \quad (2.49)$$

де  $Q_{np(p.m)}$  – перетікання в розподільному механізмі [18, 21, 85, 43, 74, 78];

$Q_{np(m.z)}$  – перетікання по торцевому зазору [74];

$Q_{np(d.z)}$  – перетікання по діаметральному зазору в циклоїдальному зачепленні.

Перетікання в розподільному механізмі  $Q_{np(p.m)}$  і по торцевому зазору  $Q_{np(m.z)}$ , в процесі експлуатації планетарного гідромотора (при зносі) не змінюються [84] та залежать тільки від якості ремонту (виготовлення) деталей циклоїдального зачеплення.

Перетікання по діаметральному зазору  $Q_{np(d.z)}$ , при  $Q_{\psi} < P \cdot \sin \delta$  і  $G < G_{кр}$ , в процесі експлуатації відсутні, так як зона нагнітання «самогерметизується» від зони зливу. Тому при  $G < G_{кр}$  перетікання в планетарному гідромоторі визначаються рівнянням (2.48).

При  $Q_{\psi} < P \cdot \sin \delta$  і  $G > G_{кр}$ , а також при  $Q_{\psi} > P \cdot \sin \delta$  і  $G > 0$ , перетікання по діаметральному зазору  $Q_{np(d.z)}$  характеризуються витратою робочої рідини через щілину, утворену циліндричними поверхнями, та визначається рівнянням [43, 70]:

$$Q = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.50)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати,  $\mu = 0,97$  [43, 74];

$f$  – площа щілини,  $f = b \cdot G_K$ , де  $b$  – ширина щілини (внутрішнього ротора),  $G_K$  – висота щілини;

$\rho$  – щільність робочої рідини.

Підставляючи значення площі щілини у рівняння (2,50), отримаємо залежність, що визначає перетікання по діаметральному зазору

$$Q_{np(\partial.z)} = \mu \cdot b \cdot G_K \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (2.51)$$

Граничне значення гідромотора визначається падінням (зменшенням) його ККД на 20% від номінального значення [44, 71]. Оскільки при зносі механічний ККД планетарного гідромотора практично не змінюється [67, 71] (тобто  $\eta_m = \text{const}$ ), то граничний стан гідромотора можна оцінити зміною його об'ємного ККД на 20%. Отже, з урахуванням рівнянь (2.45), (2.48) та (2.49), отримаємо

$$0,8\eta_{об} = \frac{Q_T}{Q_T + Q_{np(p.m)} + Q_{np(m.z)} + Q_{np(\partial.z)}}.$$

Звідси

$$Q_{np(\partial.z)} = \frac{Q_T}{0,8\eta_{об}} - (Q_T + Q_{np(p.m)} + Q_{np(m.z)}),$$

звідки

$$Q_{np(\partial.z)} = \frac{Q_T}{0,8\eta_{об}} - Q_d.$$

З урахуванням перетворень остаточно маємо

$$Q_{np(\partial.z)} = \frac{Q_T \cdot \eta_m}{0,8\eta_{об}} - Q_d. \quad (2.52)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (2.51) і (2.52), та виконавши відповідні перетворення, отримаємо залежність для визначення граничного значення зазору між парами зубів № 1 зовнішнього і внутрішнього роторів:

$$G_{Kcp} = \frac{n \cdot V_0 \cdot \eta_m - 0,8 Q_\delta \cdot \eta_{об}}{0,8 \eta_{об} \cdot \mu \cdot b \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}}. \quad (2.53)$$

Слід зазначити, що при значенні  $Q_c > P \cdot \sin, \delta$  величина зазору  $G_K$  визначається діаметральним зазором  $G$ , тобто  $G_K = G$ .

Підставивши рівняння (2.51) у рівняння (2.45), отримаємо рівняння, що визначає залежність об'ємного ККД від діаметрального зазору:

$$\eta_{об} = \frac{n \cdot V_0}{Q_\delta + \mu \cdot b \cdot G_K \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}}. \quad (2.54)$$

В результаті дослідження впливу діаметрального зазору на функціональні параметри планетарного гідромотора отримано аналітичні залежності, що дозволяють визначити зміну цих параметрів при зміні діаметрального зазору (при зносі).

Таким чином, можна зробити висновок, що в результаті дослідження впливу зносу в циклоїдальному зачепленні планетарного гідромотора на його технічний стан встановлено, що основним структурним діагностичним параметром, що характеризує технічний стан циклоїдального зачеплення та гідромотора в цілому, є діаметральний зазор.

Отримані математична та фізична моделі 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).

## 2.4. Висновки по розділу

1. Досліджено вплив діаметрального зазору в циклоїдальному зачепленні на кінематику руху роторів, а також на вихідні характеристики

планетарного гідромотора. Проведеними дослідженнями підтверджено важливість діаметрального зазору як ключового параметра, що характеризує технічний стан планетарного гідромотора.

2. Встановлено вплив відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між роторами на процес “самогерметизації”. Підтверджено, що за певних умов відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами дозволяє досягти “самогерметизації”, що зменшує перетікання та стабілізує об'ємний ККД при значеннях діаметрального зазору менших за критичні. Однак, при збільшенні зазору до критичного значення та більше ефект “самогерметизації” зникає, що призводить до різкого погіршення функціональних параметрів планетарного гідромотора.

3. Розроблено та верифіковано математичні моделі, що описують зв'язок між діаметральним зазором, геометричними параметрами та функціональними характеристиками гідромотора. Створені моделі дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик гідромотора (кутова швидкість, крутний момент, ККД) в залежності від величини діаметрального зазору та умов експлуатації. Ці моделі можуть бути використані для проєктування нових та модернізації існуючих планетарних гідромоторів, а також для розробки методів та засобів контролю та прогнозування технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації.

4. Визначено граничні (критичні) значення діаметрального зазору, що відповідають критичному технічному стану планетарного гідромотора. Встановлено, що при досягненні діаметральним зазором певного критичного значення відбувається різке погіршення вихідних характеристик планетарного гідромотора.

5. Обґрунтовано вибір діаметрального зазору як основного діагностичного параметра для планетарних гідромоторів. Встановлено, що діаметральний зазор є найбільш чутливим параметром, що характеризує технічний стан планетарного гідромотора, та тісно пов'язаний з його функціональними характеристиками.

### РОЗДІЛ 3

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Проведене теоретичне обґрунтування зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора в залежності від зміни діаметрального зазору дозволяє сформулювати основні завдання математичного моделювання:

- розробити структурно-функціональні схеми, що дозволяють моделювати зміну геометричних параметрів циклоїдального зачеплення планетарних гідромашин, а також зміну технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації;
- провести аналіз результатів математичного моделювання;
- розробити рекомендації для проектування та розробки роторів планетарних гідромашин..

### 3.1 Розробка структурно-функціональних схем для математичного моделювання досліджуваних процесів

При експлуатації планетарного гідромотора відбувається знос зубчастих поверхонь його роторів, особливо це стосується зубців внутрішнього ротора, обумовлених радіусом зубця  $r_1$  [99]. Тому, при проектування та експлуатації планетарних гідромашин дуже важливо мати інформацію щодо зміни функціональних та експлуатаційних параметрів планетарного гідромотору при зміні радіусів  $r_1$  закруглення зубців його внутрішнього ротору.

Моделювання зміни радіусу кривизни зубів внутрішнього ротору дозволяє обґрунтувати критичні значення геометричних та експлуатаційних параметрів його роторів, що дозволяє визначати технічний стан планетарного гідромотору, як при проектуванні, так і в експлуатаційних умовах (при зносі).



Для математичного моделювання зміни технічного стану планетарного гідромотора в експлуатаційних умовах запропоновані структурно-функціональні схеми моделювання з використанням математичних залежностей, отриманих в результаті дослідження впливу діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора [93, 95].

3.1.1 Структурно-функціональна схема моделювання зміни геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при експлуатації.

Структурно-функціональна схема моделювання зміни геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при експлуатації (рисунки 3.1–3.5) складається з 5 блоків, які мають такі призначення:

*Блок 1* (рисунок 3.1) дозволяє здійснити введення вихідних даних досліджуваної конструкції циклоїдального зачеплення:

$R_2$  – радіус ділильного кола зовнішнього ротора;

$r_1$  – радіус закруглень зубців внутрішнього ротора;

$r_2$  – радіус закруглень зубців зовнішнього ротора;

$\Delta r_1$  – крок зміни (відновлення) радіусу заокруглень зубця внутрішнього ротора;

$r_{1\min}$  – мінімальне значення радіуса заокруглення зубця внутрішнього ротора при відновленні;

$z_1$  – кількість зубців внутрішнього ротора;

$z_2$  – кількість зубців зовнішнього ротора.

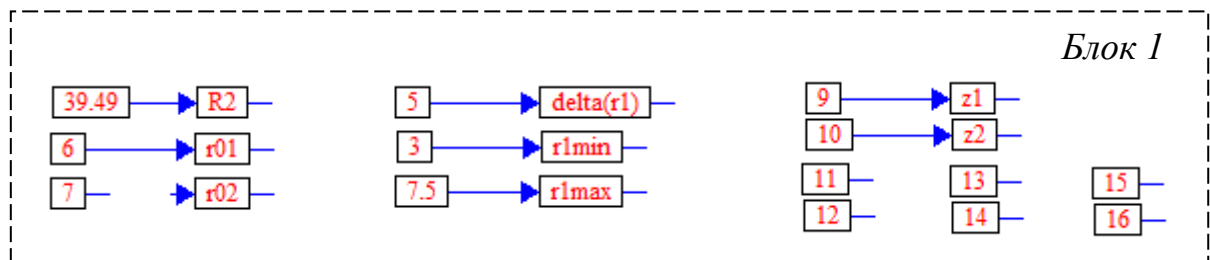


Рисунок 3.1 – Вихідні дані для моделювання

*Блок 2* дозволяє визначити значення компенсуючого параметра  $R_1^0$  (рисунок 3.2), який забезпечує «беззазорність» з'єднання зовнішнього та

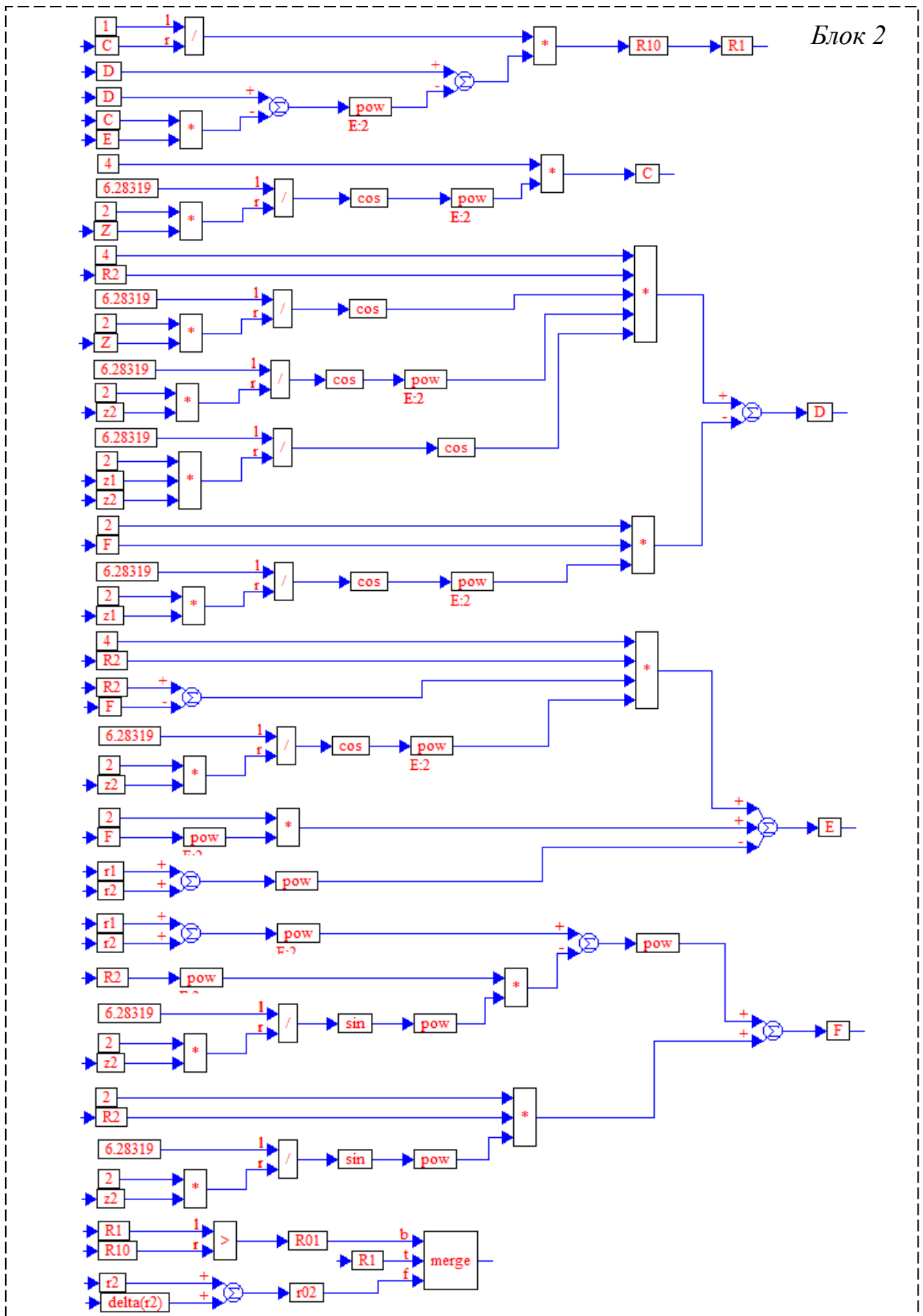


Рисунок 3.2 – Визначення компенсуючого параметра  $R_1^0$  та проміжних значень параметра  $R_1$

внутрішнього роторів у місцях розділення зони нагнітання від зони зливу, що описано залежністю (2.28).

Приймається початкове значення радіусу ділильного кола внутрішнього ротора  $R_1$ , яке чисельно дорівнює значенню компенсуючого параметра.

Також визначаються проміжні значення геометричного параметра  $R_1$  залежно від поточного значення закруглення радіуса зубця внутрішнього ротора  $r_1$ .

Аналізується, чи відповідає розраховане значення геометричного параметра  $R_1$ , розрахунковому (вихідному) значенню параметра  $R_1^0$ . Якщо відповідає, розраховується поточне значення радіуса закруглення зубця зовнішнього ротора  $r_2$ .

Блок 3 дозволяє визначити номер відповідної пари зубців внутрішнього та зовнішнього роторів (рисунок 3.3), для якої здійснюється розрахунок шуканих геометричних параметрів.

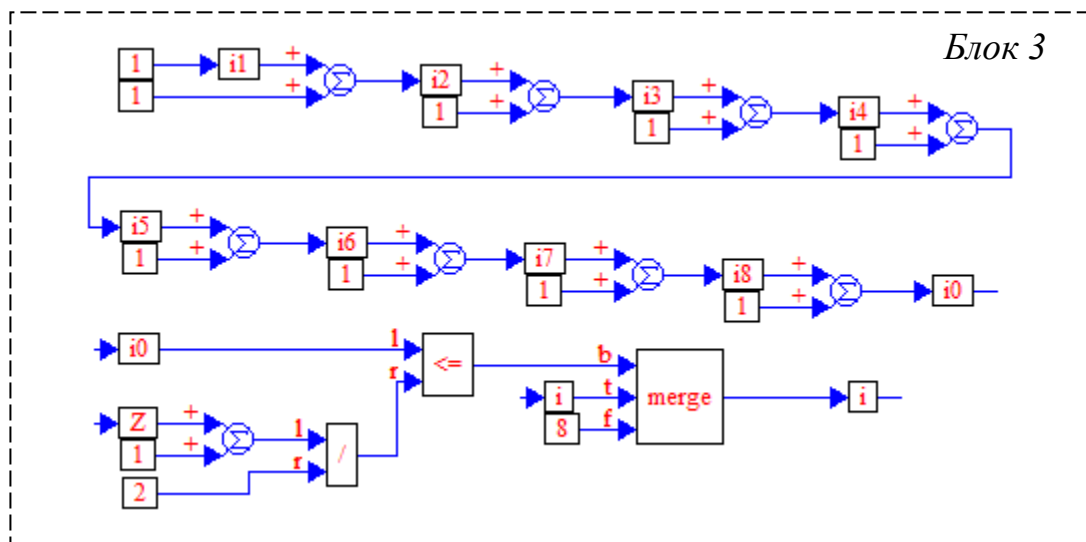


Рисунок 3.3 – Визначення номера відповідних пар зубців внутрішнього та зовнішнього роторів

Приймається початкове значення  $i$ -ої пари  $i = 1$ .

Аналізується, чи для всіх розглянутих зубців здійснено розрахунок геометричних параметрів (у розрахунку бере участь лише «половина»

розглядаємого з'єднання).

Блок 4 дозволяє визначити геометричні параметри циклоїдального зачеплення (рисунок 3.4):

$e_1$  і  $e_2$  – міжцентрові відстані зовнішнього та внутрішнього роторів, описані залежностями (2.35) та (2.36), відповідно;

$S_i$  – зазор між відповідними парами зубців зовнішнього та внутрішнього роторів, описаний залежністю (2.23).

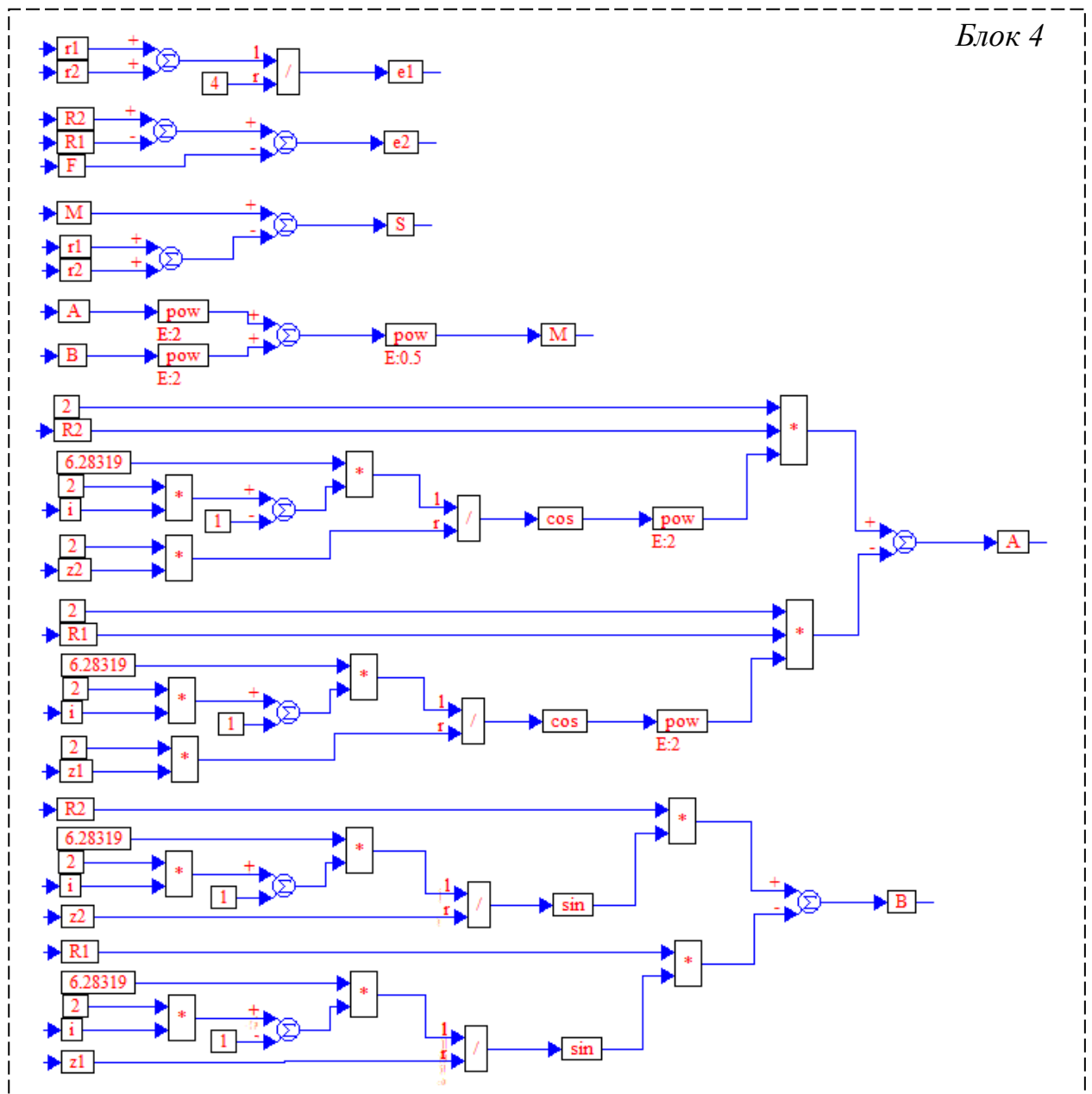


Рисунок 3.4 – Визначення геометричних параметрів циклоїдального зачеплення

Блок 5 (рисунок 3.5) дозволяє визначити наступне (ремонтне) значення радіуса заокруглення зубця внутрішнього ротора (крок ремонтного розміру  $\Delta r_1$  визначається, виходячи з конструктивних або технологічних міркувань).

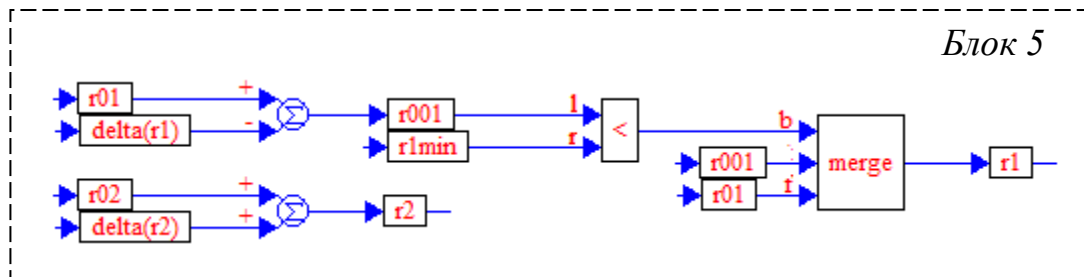


Рисунок 3.5 – Визначення радіуса заокруглення зубців внутрішнього  $r_1$  та зовнішнього  $r_2$  роторів

Аналізується, чи відповідає поточне значення радіуса заокруглення зуба внутрішнього ротора  $r_1$  його граничному значенню  $r_{1min}$ .

Також визначається наступне значення радіуса заокруглення зубця зовнішнього ротора.  $r_2$ .

3.1.2 Структурно-функціональна схема оптимізації геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при розробці технологічного процесу відновлення (виготовлення).

Структурно-функціональна схема оптимізації геометричних параметрів циклоїдального зачеплення при розробці технологічного процесу на відновлення (виготовлення) (рис. 3.1-3.4, рис. 3.6, 3.7) складається із 6 блоків, які мають наступні призначення:

$R_2$  – радіус ділительного кола зовнішнього ротора;

$r_1$  – радіус закруглень зубців внутрішнього ротора;

$r_2$  – радіус закруглень зубців зовнішнього ротора;

$\Delta r_1$  – крок зміни (відновлення) радіусу заокруглень зубця внутрішнього ротора;

$r_{1max}$  – максимальне значення радіуса заокруглення зубця внутрішнього ротора (визначається з конструктивних міркувань);

$z_1$  – кількість зубців внутрішнього ротора;

$z_2$  – кількість зубців зовнішнього ротора.

*Блок 2* дозволяє визначити значення компенсуючого параметра  $R_1^0$  (рисунок 3.2), який забезпечує «беззазорність» з'єднання зовнішнього та внутрішнього роторів у місцях розділення зони нагнітання від зони зливу, що описано виразом (2.28).

Приймається початкове значення радіусу ділительного кола внутрішнього ротора  $R_1$ , яке чисельно дорівнює значенню компенсуючого параметра  $R_1^0$ .

Також визначаються проміжні значення геометричного параметра  $R_1$  залежно від поточного значення закруглення радіуса зубця внутрішнього ротора  $r_1$ .

Аналізується, чи відповідає розраховане значення геометричного параметра  $R_1$ , розрахунковому (вихідному) параметру  $R_1^0$ . Якщо відповідає, то розраховується поточне значення радіуса закруглення зуба зовнішнього ротора  $r_2$ .

*Блок 3* дозволяє визначити номер відповідної пари зубців внутрішнього та зовнішнього роторів (рисунок 3.3), для якої здійснюється розрахунок шуканих геометричних параметрів.

Приймається початкове значення  $i$ -ої пари  $i = 1$ .

Аналізується, чи для всіх розглянутих зубців здійснено розрахунок геометричних параметрів (у розрахунку бере участь лише «половина» розглядаємого з'єднання).

*Блок 4* дозволяє визначити геометричні параметри циклоїдального зачеплення (рисунок 3.4):

$e_1$  і  $e_2$  – міжцентрові відстані зовнішнього та внутрішнього роторів, описані залежностями (2.35) та (2.36), відповідно;

$S_i$  – зазор між відповідними парами зубців зовнішнього та внутрішнього роторів, описаний залежністю (2.23).

*Блок 5* дозволяє визначити переміщення  $P_i$   $i$ -го зубця внутрішнього

ротора до контакту з відповідним зубцем зовнішнього ротора (рисунок 3.6), що описано залежністю (2.29).

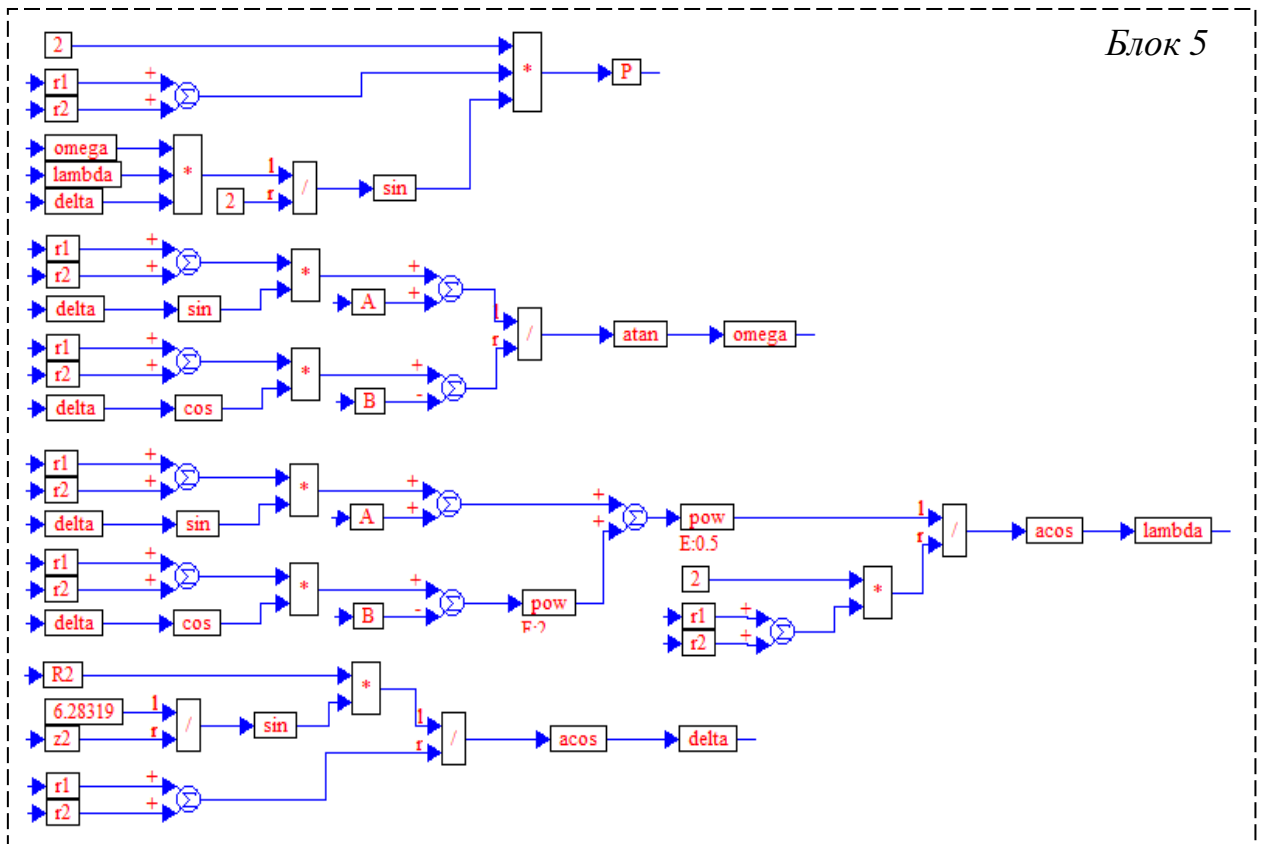


Рисунок 3.6 – Визначення переміщення  $P_i$   $i$ -го зубця внутрішнього ротора до контакту з відповідним зубцем зовнішнього ротора

Блок 6 (рисунок 3.7) дозволяє визначити наступне значення радіусу заокруглення зуба внутрішнього ротора. Аналізується, чи відповідає поточне значення радіуса заокруглення зуба внутрішнього ротора  $r_1$  його максимальному значенню  $r_{1\max}$ .

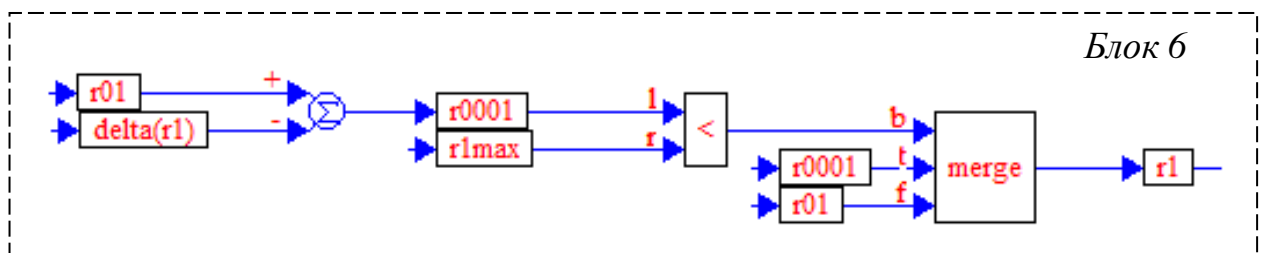


Рисунок 3.7 – Визначення радіусу заокруглення зуба внутрішнього ротора  $r_1$

3.1.3 Структурно-функціональна схема моделювання змін технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації.

Структурно-функціональна схема моделювання зміни технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації (рисунки 3.2–3.4, рисунок 3.6, рисунки 3.8–3.13) складається з 10 блоків, які мають такі призначення:

*Блок 1.* Здійснюється введення в діалоговому режимі вихідних даних досліджуваної конструкції циклоїдального зачеплення (рисунок 3.8):

$R_1$  – радіус ділильного кола внутрішнього ротора;

$r_1$  – радіус закруглень зубців внутрішнього ротора;

$R_2$  – радіус ділильного кола зовнішнього ротора;

$r_2$  – радіус закруглень зубців (роликів) зовнішнього ротора;

$D_{e1}$  – діаметр кола виступів внутрішнього ротора;

$b$  – висота «товщина» внутрішнього ротора;

$z_1$  – кількість зубців внутрішнього ротора;

$z_2$  – кількість зубців зовнішнього ротора;

$G_K$  – початкове значення контактного зазору;

$V_0$  – робочий об'єм досліджуваного гідромотора;

$Q_T$  – витрата робочої рідини (номінальна);

$\Delta p$  – номінальний перепад тисків;

$U$  – передаточне відношення компенсуючого механізму;

$\mu$  – коефіцієнт перетікань;

$\rho$  – густина робочої рідини.

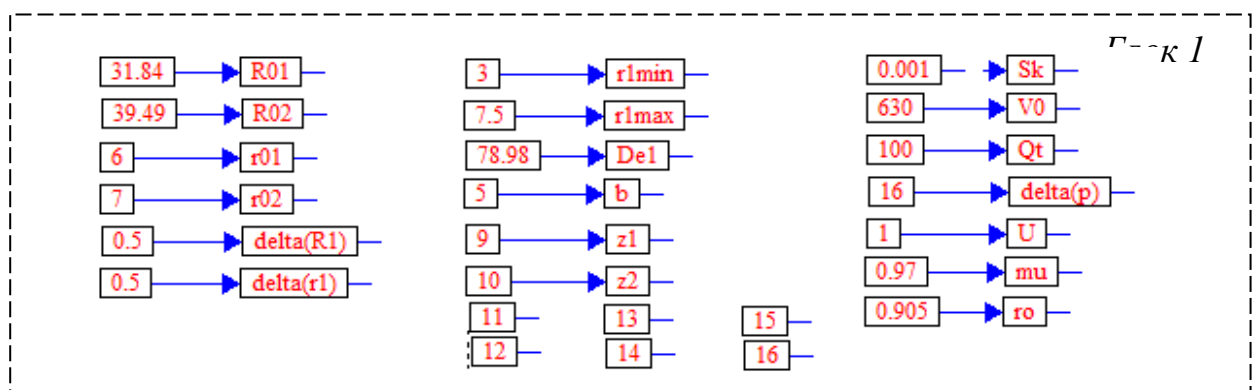


Рисунок 3.8 – Вихідні дані для моделювання



Залежно від того, зміною якого з геометричних параметрів внутрішнього ротора «задаватиметься» знос циклоїдального зачеплення ( $R_1$  або  $r_1$ ), один із них задається своїм номінальним значенням, а інший – вихідним.

*Блок 2* дозволяє визначити значення компенсуючого параметра  $R_1^0$  (рисунок 3.2), який забезпечує «беззazorність» з'єднання зовнішнього та внутрішнього роторів у місцях розділення зони нагнітання від зони зливу, що описано виразом (2.28).

Приймається початкове значення радіусу ділильного кола внутрішнього ротора  $R_1$ , яке чисельно дорівнює значенню компенсуючого параметра  $R_1^0$ .

*Блок 3* дозволяє визначити номер відповідної пари зубців внутрішнього та зовнішнього роторів (рисунок 3.3), для якої здійснюється розрахунок шуканих геометричних параметрів.

Приймається початкове значення  $i$ -ої пари  $i = 1$ .

Аналізується, чи для всіх розглянутих зубців здійснено розрахунок геометричних параметрів (у розрахунку бере участь лише «половина» розглядаємого з'єднання).

*Блок 4* дозволяє визначити геометричні параметри циклоїдального зачеплення (рисунок 3.4):

$e_1$  і  $e_2$  – міжцентрові відстані зовнішнього та внутрішнього роторів, описані залежностями (2.35) та (2.36), відповідно;

$S_i$  – зазор між відповідними парами зубців зовнішнього та внутрішнього роторів, описаний залежністю (2.23).

*Блок 5* дозволяє визначити переміщення  $P_i$   $i$ -го зубця внутрішнього ротора до контакту з відповідним зубцем зовнішнього ротора (рис. 3.6), що описано залежністю (2.29).

*Блок 6* (рисунок 3.9) дозволяє визначити наступне значення радіусу ділового кола  $R_1$  (заокруглення зуба  $r_1$ ) внутрішнього ротора.

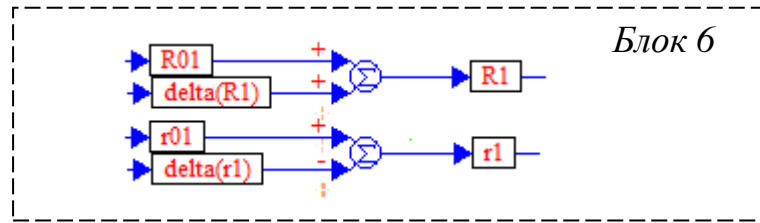


Рисунок 3.9 – Визначення радіуса ділильного кола  $R_1$  (радіуса закруглення зубця  $r_1$ ) внутрішнього ротора

Блок 7 дозволяє визначити функціональні параметри планетарного гідромотора (рисунок 3.10):

$M_{кр}$  – крутний момент на валу планетарного гідромотора за наявності діаметрального зазору  $G$ , описаний залежністю (2.43);

$Q_{np(d.z)}$  – перетікання по діаметральному зазору, описані залежністю (2.51);

$Q_d$  – дійсна витрата робочої рідини, описана залежністю (2.47);

$n$  – частота обертання валу планетарного гідромотора, описана залежністю  $n = Q_T / V_0$ .

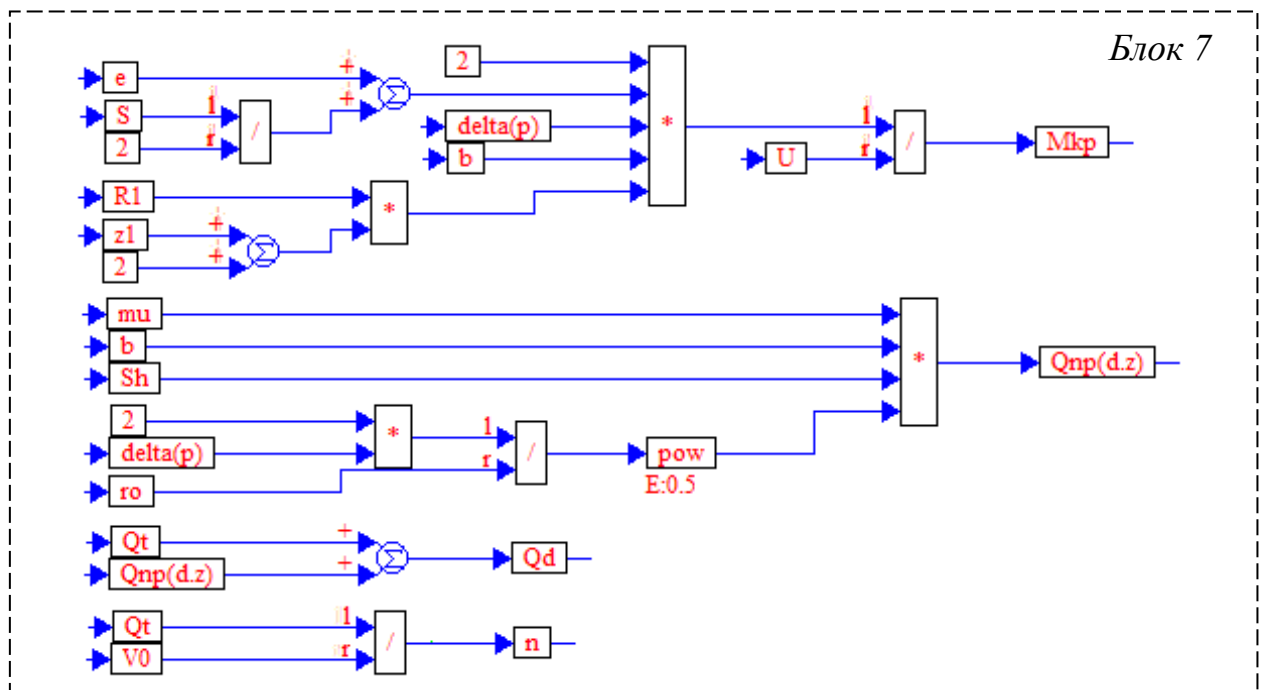


Рисунок 3.10 – Визначення функціональних параметрів планетарного гідромотора

Блок 8 дозволяє визначити ККД планетарного гідромотора (рисунок 3.11):

$\eta_{об}$  – об'ємний ККД, описаний залежністю (2.54);

$\eta_m$  – механічний ККД, описаний залежністю (2.44).

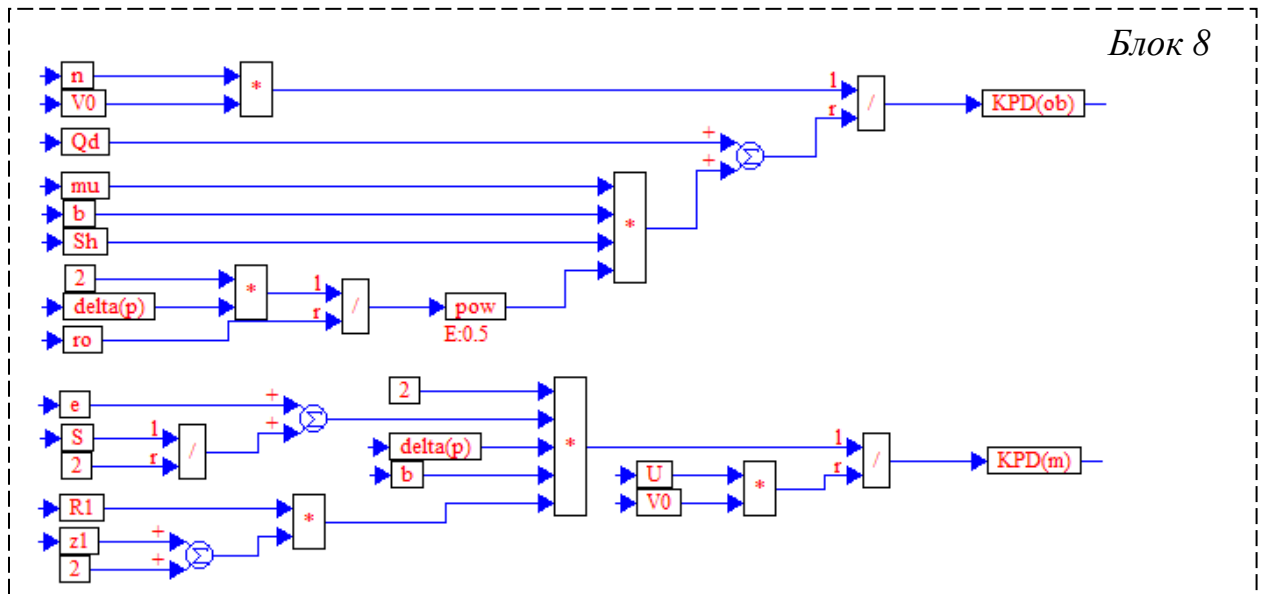


Рисунок 3.11. Визначення ККД планетарного гідромотора

Блок 9 дозволяє визначити поточне значення контактного зазору  $G_K$  між точками контакту зубця внутрішнього ротора з відповідним зубцем зовнішнього ротора (рисунок 3.12), описане залежністю (2.32).

Аналізується, чи існує в циклоїдальному зачепленні досліджуваного гідромотора зазор ( $G_K > 0$ ).

Блок 10 дозволяє визначити граничне значення контактного зазору  $G_{Kcp}$  між точками контакту зубця внутрішнього ротора з відповідним зубцем зовнішнього ротора (рисунок 3.13), описане залежністю (2.53).

Аналізується, чи менше поточне значення контактного зазору, ніж граничне значення цього зазору ( $G_K < G_{Kcp}$ ).

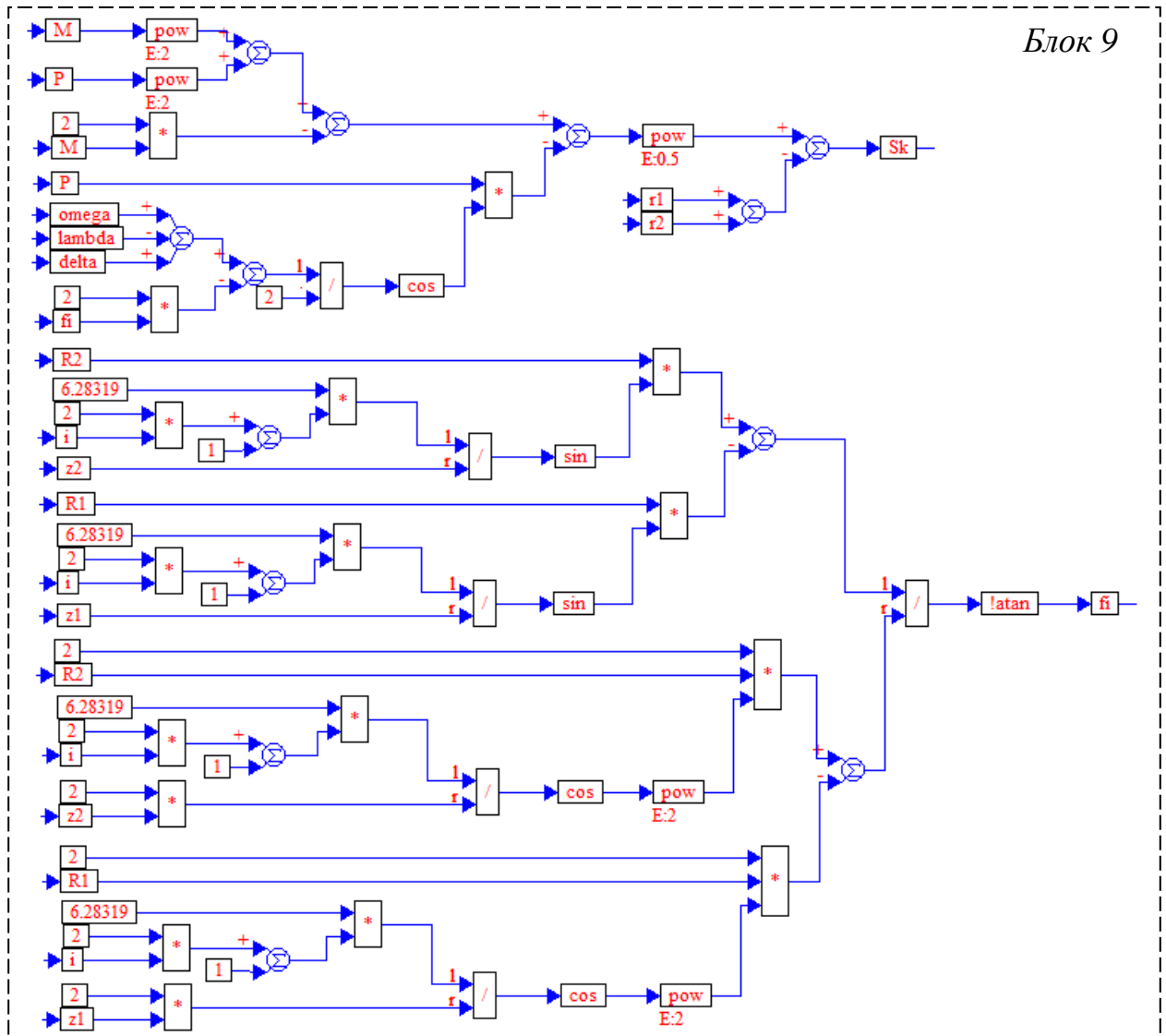


Рисунок 3.12 – Визначення поточного значення контактної зазору  $G_K$

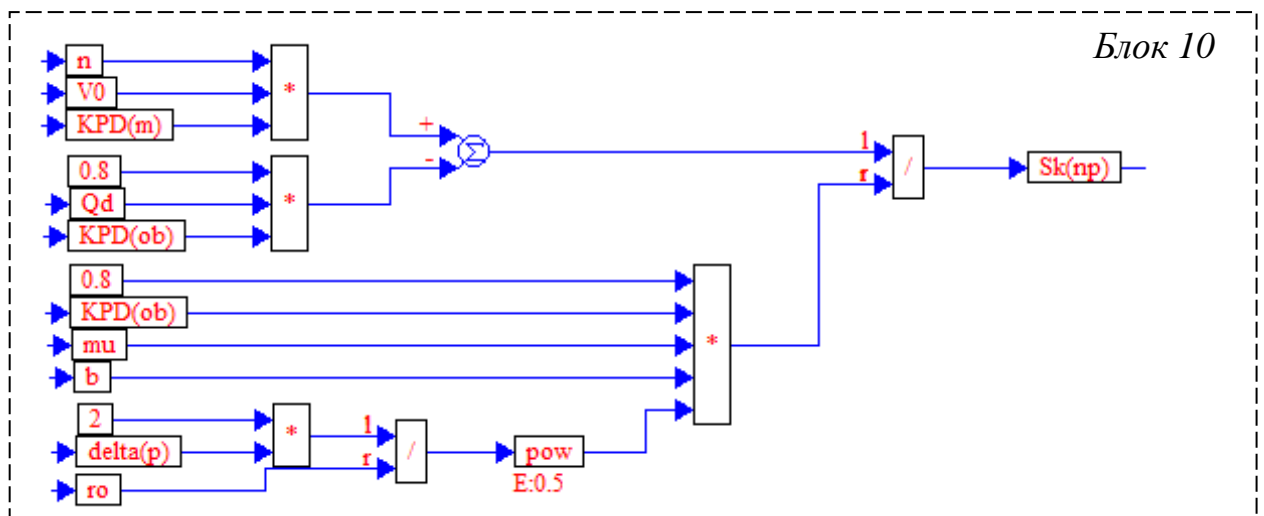


Рисунок 3.13 – Визначення граничного значення контактної зазору  $G_{Kgr}$

### 3.2 Результати математичного моделювання

Дослідження впливу радіусу кривизни зубця внутрішнього ротору на зміну геометричних та функціональних параметрів роторів планетарної гідромашини проводилося шляхом моделювання умов експлуатації за допомогою програмного комплексу VisSim (Visual Simulator).

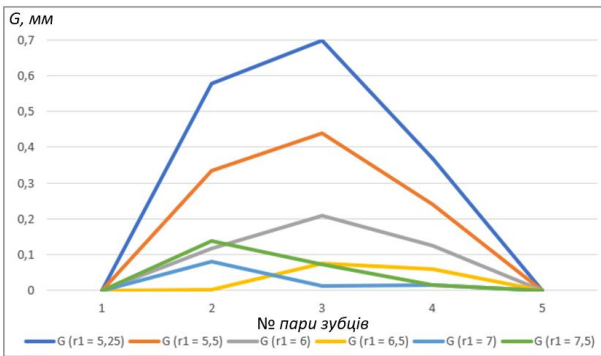
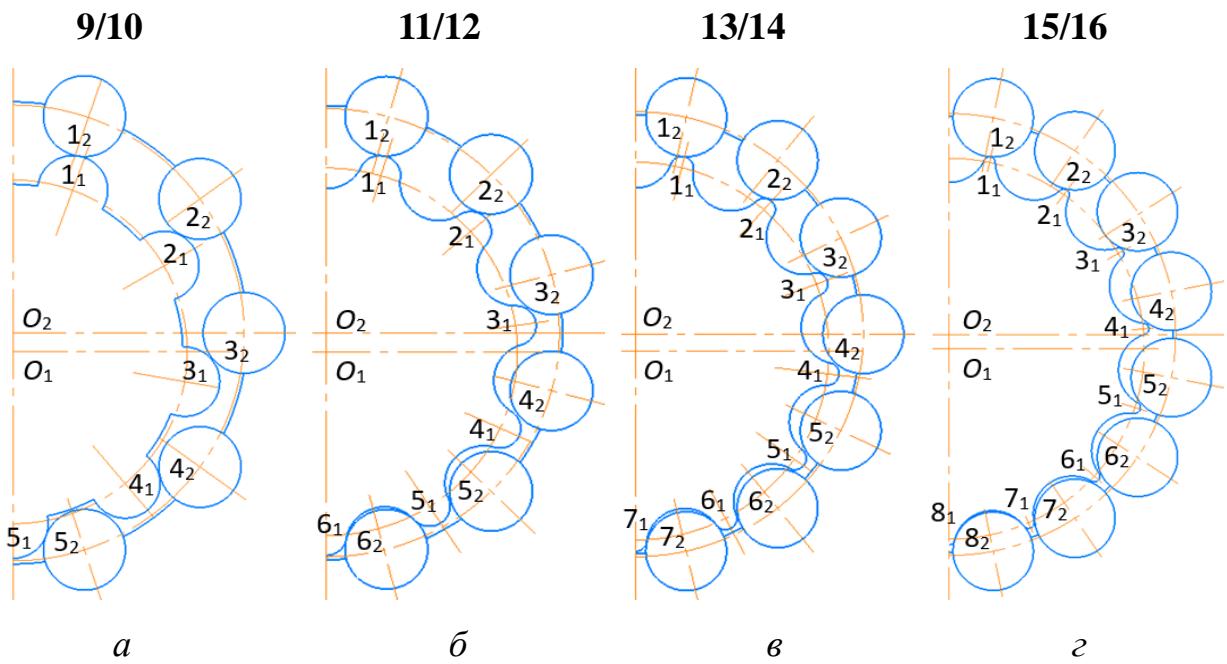
Наступним етапом моделювання було визначення початкових умов моделювання. Моделювання виконувалося на основі роторів планетарного гідромотору ПРГ-22, які мають наступні геометричні параметри:  $z_1 = 9$ ;  $z_2 = 10$ ;  $r_1 = 6,0$  мм;  $r_2 = 7,0$  мм;  $R_1 = 29,77$  мм та  $R_2 = 39,49$  мм. Відповідно 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 (рисунок 3.14, а–г) з відповідною кількістю зубців: 9/10; 11/12; 13/14 та 15/16.

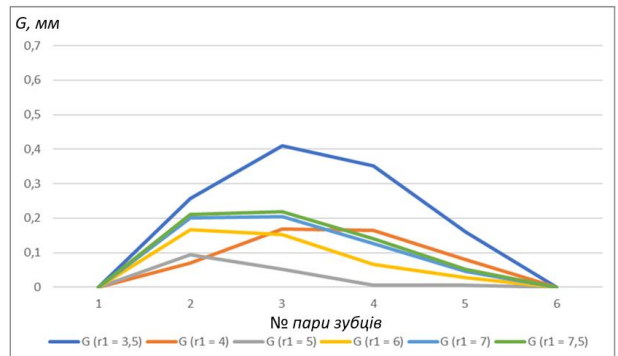
Мінімальне значення радіусів  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора вибиралося з умов не провалювання зубців внутрішнього ротора між зубцями зовнішнього ротора та складало  $r_1 = 5,25$ ; 3,5; 2,0 та 1,0 мм (відповідно до кожної вибраної кінематичної пари роторів). Максимальне значення радіусів  $r_1$ , з конструктивних обмежень, для всіх пар роторів було обрано рівним  $r_1 = 7,5$  мм.

Враховуючи симетричність розташування зубчастого профілю, моделювання проводилося тільки для однієї частини циклоїдального зачеплення (правої). Тоді пара зубців №1 у всіх пар роторів знаходиться праворуч вгорі, а пари зубців № 5, 6, 7 та 8 (відповідно до кожної кінематичної пари роторів) знаходиться діаметрально протилежно по осі

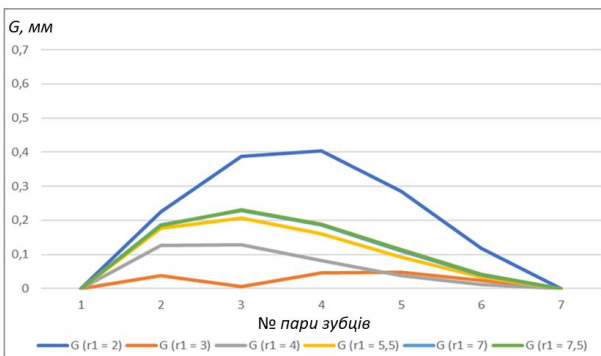
симетрії знизу.



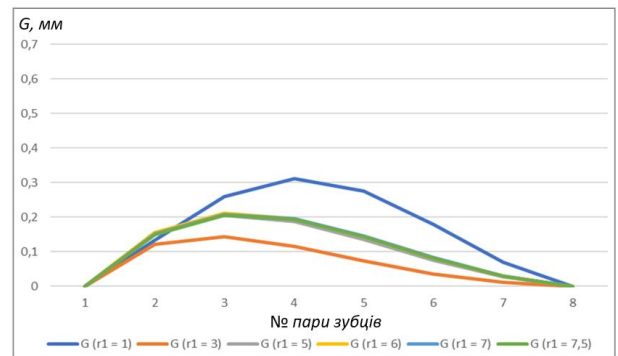
д



ж



з



к

Рисунок 3.14 – Залежності зміни зазорів між відповідними кінематичними парами зубців циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора від значення радіусів  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора

Як встановлено попередніми дослідженнями, для забезпечення працездатності планетарного гідромотора, при «безззорному» з'єднанні зовнішнього та внутрішнього роторів контакт існує тільки в точках  $B$  і  $C$  (рисунок 2.3, а, права частина). Тому, для вибраних кінематичних пар роторів контакт існує тільки між парами зубців № 1 та № 5, 6, 7, 8 (відповідно до кожної кінематичної пари роторів). В останніх парах обов'язково повинен бути зазор. Призначенням цього зазору є забезпечення працездатності планетарного гідромотора при наявності похибки форми виготовлення зубчатих профілів його внутрішнього та зовнішнього роторів.

Аналіз залежностей зміни зазорів між відповідними парами зубців вибраних кінематичних пар роторів показує (рисунок 3.14, д–к), що незалежно від значення радіуса  $r_1$ , для всіх вибраних кінематичних пар витримуються зазначені вище умови.

Встановлено, що зміна зазору між відповідними парами зубців вибраних кінематичних пар роторів відбувається хаотично, тобто не підлягає ніякої систематизації. Це пояснюється непередбаченістю процесу апроксимації циклоїдального профілю зубчастих поверхонь роторів дугами окружностей. Виключення складає зміна зазорів при мінімальному значенні радіусів  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора (рисунок 3.14, д–к). Така зміна зазорів дозволяє забезпечити найкращі умови працездатності роторів, і як наслідок, планетарного гідромотора в цілому.

Забезпечення достатнього зазору у парах зубців, які впливають на зменшення плеча  $h$  прикладання результуючої сили тиску робочої рідини, що створює крутний момент  $M_{кр}$  (рисунок 2.6), забезпечує постійну працездатність гідромотора на протязі всього періоду експлуатації. Це відбувається тому, що значення зазору у відповідних парах зубців (пара зубців № 4 для кінематичної пари роторів 9/10; пара зубців № 5 – для 11/12; пара № 6 – для 13/14; пара № 7 – для 15/16) знаходиться у діапазоні  $G = 0,1...0,2$  мм (рисунок 3.14, д–к), що практично в 2...4 рази перевищує похибку форми виготовлення зубчастого профілю роторів.

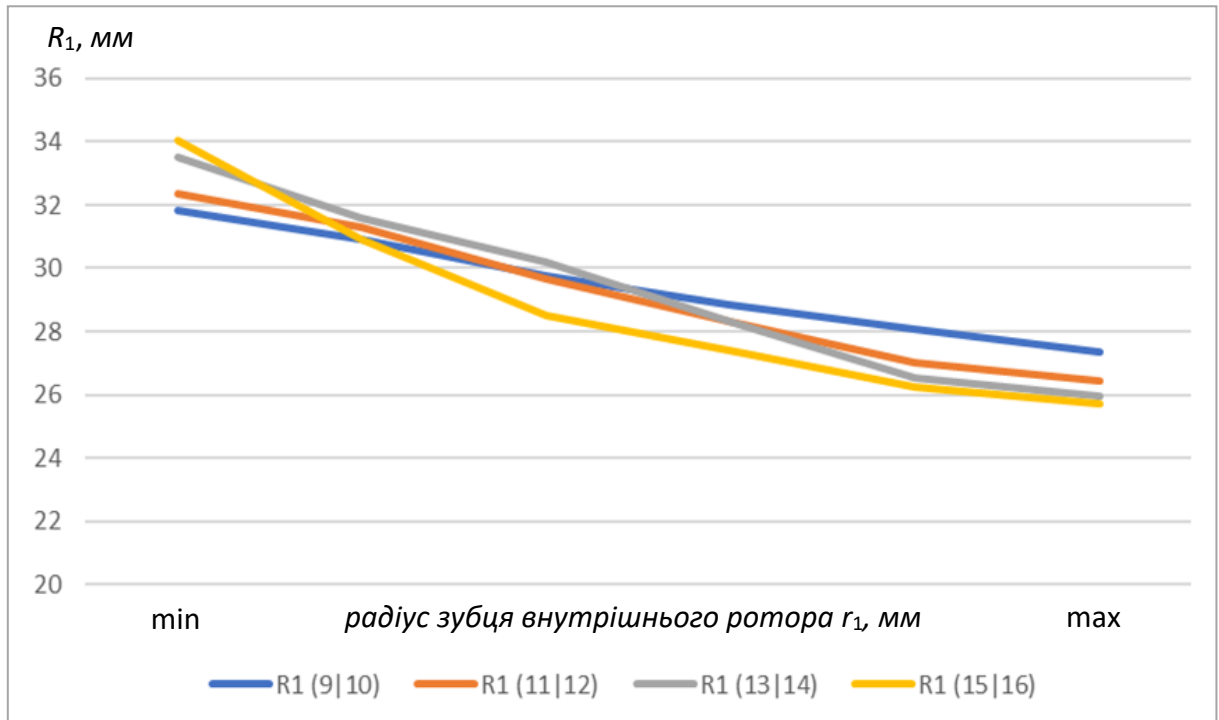
Необхідно відзначити, що мінімальне значення радіусів  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора складає для всіх розглянутих кінематичних пар роторів різне значення, яке коливається в межах  $r_1 = 5,25 \dots 1,0$  мм. Встановлено, що при мінімальному значенні радіусів  $r_1$ , зазор між відповідними парами зубців роторів для всіх розглянутих кінематичних пар приймає своє максимальне значення. Для кінематичної пари роторів 9/10 максимальній 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 (рисунок 3.14, д–к).

Збільшення зазорів між відповідними зубцями роторів покращує заповнення (звільнення) робочих камер, що утворені зубчастими профілями роторів, робочою рідиною за рахунок більш вільного перетікання рідини між робочими камерами планетарного гідромотора.

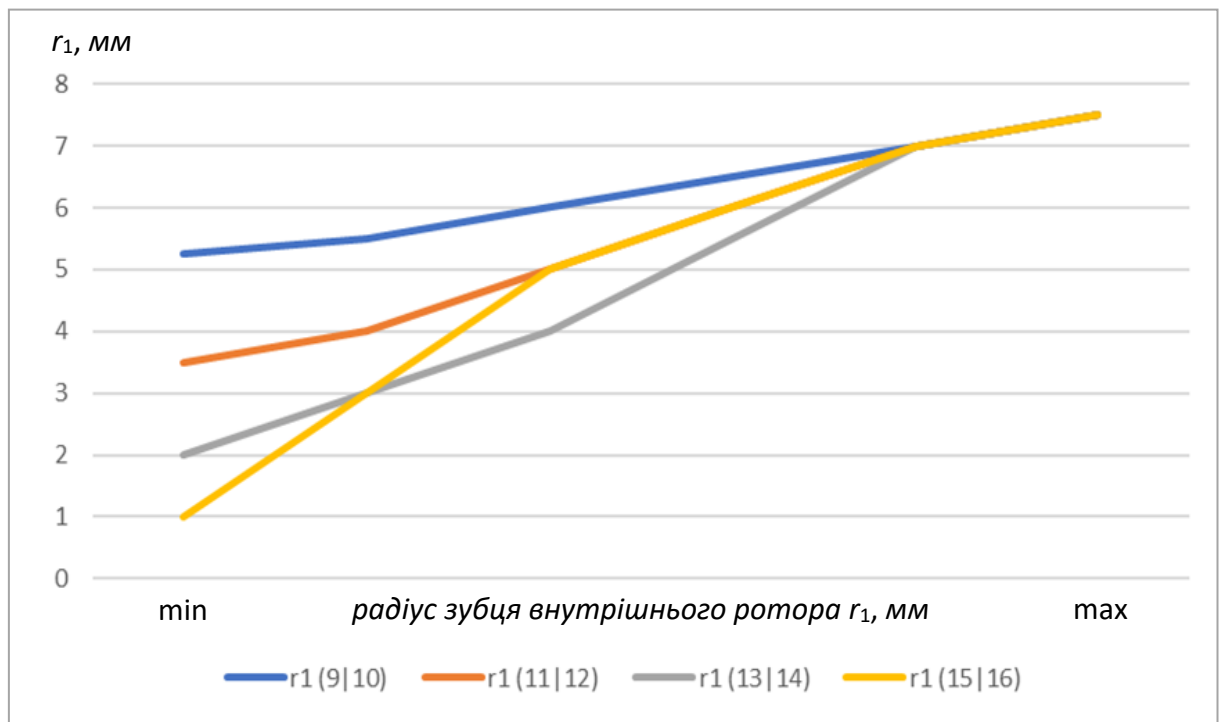
Наступним етапом параметричного моделювання було дослідження зміни геометричних параметрів внутрішнього ротора планетарного гідромотора (рисунок 3.15) для всіх розглянутих кінематичних пар роторів в діапазоні зміни радіусу  $r_1$  закруглення зубів внутрішнього ротора від  $r_{1\min}$  до  $r_{1\max}$ .

Аналізом залежності зміни радіуса  $R_1$  ділильної окружності внутрішнього ротора встановлено (рисунок 3.15, а), що для всіх розглянутих кінематичних пар роторів, при збільшенні параметра  $r_1$ , радіус  $R_1$  зменшується в 1,16 рази для кінематичної пари роторів 9/10, в 1,23 рази – для пари 11/12, в 1,29 рази – для пари 13/14 та в 1,32 рази – для пари 15/16, що вказує на дуже велику згуртованість параметру  $R_1$ . Слід відмітити, що розкид значень радіусів  $R_1$  ділильних окружностей для кожної розглянутої кінематичної пари роторів при мінімальному радіусу  $r_1$  складає 2,2 мм, а при максимальному радіусу  $r_1$  – 1,6 мм. Така згуртованість розглянутих залежностей вказує на те, що відхилення радіусів  $R_1$  ділильних окружностей від зміни радіусу  $r_1$  закруглення зубів внутрішнього ротора практично не залежить від кінематичної схеми розглянутих пар роторів (рисунок 3.15, а).





а



б

Рисунок 3.15 – Залежність зміни геометричних параметрів відповідної кінематичної пари роторів в діапазоні зміни радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора від  $r_{1\min}$  до  $r_{1\max}$

Аналіз залежностей зміни радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора від зміни кінематичної пари роторів показує (рисунок 3.15, б), що в залежності від номера кінематичної пари відбувається значна, в 5,25 рази, зміна радіусу  $r_1$  в діапазоні  $r_1 = 5,25 \dots 1,0$  мм. Це пояснюється збільшенням кількості зубців у відповідних кінематичних парах роторів та початковими умовами моделювання мінімального значення радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора.

Дослідженням зміни експлуатаційного параметра – ексцентриситету  $e$ , який характеризує міжцентрову відстань роторів для кожної розглянутої кінематичної пари роторів, в діапазоні зміни радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора від  $r_{1\min}$  до  $r_{1\max}$ , встановлено (рисунок 3.16), що зі збільшенням радіусу  $r_1$  від  $r_{1\min}$  до  $r_{1\max}$ , ексцентриситет  $e$  зменшується в 1,93 рази для кінематичної пари роторів 9/10, в 2,33 рази – для пари 11/12, в 3,05 рази – для пари 13/14 та в 3,48 рази – для пари 15/16.

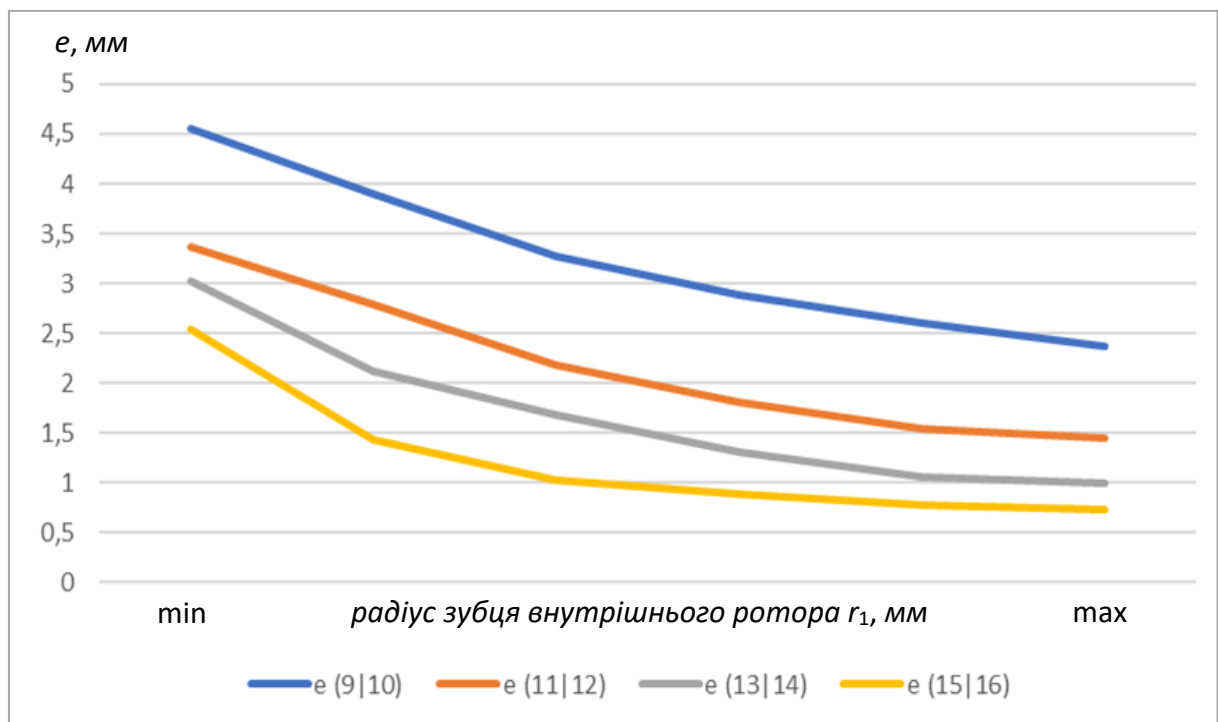


Рисунок 3.16 – Залежність зміни ексцентриситету  $e$  для відповідних кінематичних пар роторів в діапазоні зміни радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора від  $r_{1\min}$  до  $r_{1\max}$

Крутний момент планетарного гідромотора прямопропорційно пов'язаний з ексцентриситетом  $e$ , виходячи з рівняння (2.43), тому для покращення вихідних характеристик планетарного гідромотору, при його проєктуванні, це потрібно враховувати.

Аналіз зміни ексцентриситету  $e$  в діапазоні зміни радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора від  $r_{1\min}$  до  $r_{1\max}$  показує (рисунок 3.16), що ексцентриситет  $e$  досягає свого максимального значення при мінімальному значенні радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора для всіх розглянутих кінематичних пар роторів, що відповідає найкращим експлуатаційним показникам планетарного гідромотору.

Дослідженнями зміни технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації встановлено взаємозв'язок зносу деталей циклоїдального зачеплення із зміною геометричних параметрів цього зачеплення та функціональних параметрів планетарного гідромотора (рисунок 3.17).

При моделюванні зношування робочих поверхонь зубців роторів (збільшення діаметрального зазору) імітувалося зменшенням радіуса ділильної окружності  $R_1$ , при постійному радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора. Дослідження наведених залежностей проводилось для планетарного гідромотора ПРГ-22 з робочим об'ємом  $630 \text{ см}^3$  при номінальних значеннях навантаження та витрати робочої рідини, що відповідало номінальним значенням перепаду тиску робочої рідини та частоті обертання вихідного валу гідромотору.

Аналіз залежностей зміни функціональних характеристик планетарного гідромотора від зміни діаметрального зазору  $G$  з урахуванням кінематики переміщення його роторів показує (рисунок 3.17) [96], що вони відрізняються від характеристик звичайних гідромашин об'ємної дії.

На рисунку 3.17 привертає увагу характер кривої 1, який характеризує залежність зміни загального ККД стандартної гідромашини об'ємної дії (аксіально-поршневого гідромотору) від зміни зазору між роторами. При зміні зазору між поршнями та циліндрами цього гідромотору в діапазоні

0..0,4 мм його загальний ККД зменшується в 3,6 рази з 0,75 до 0,2, що пояснюється перетіканнями, які зростають в робочих парах. У зв'язку з цим об'ємний ККД, а отже, і загальний ККД аксіально-поршневого гідромотора, зменшується до значення 0,2, що унеможливило його подальшу експлуатацію [96].

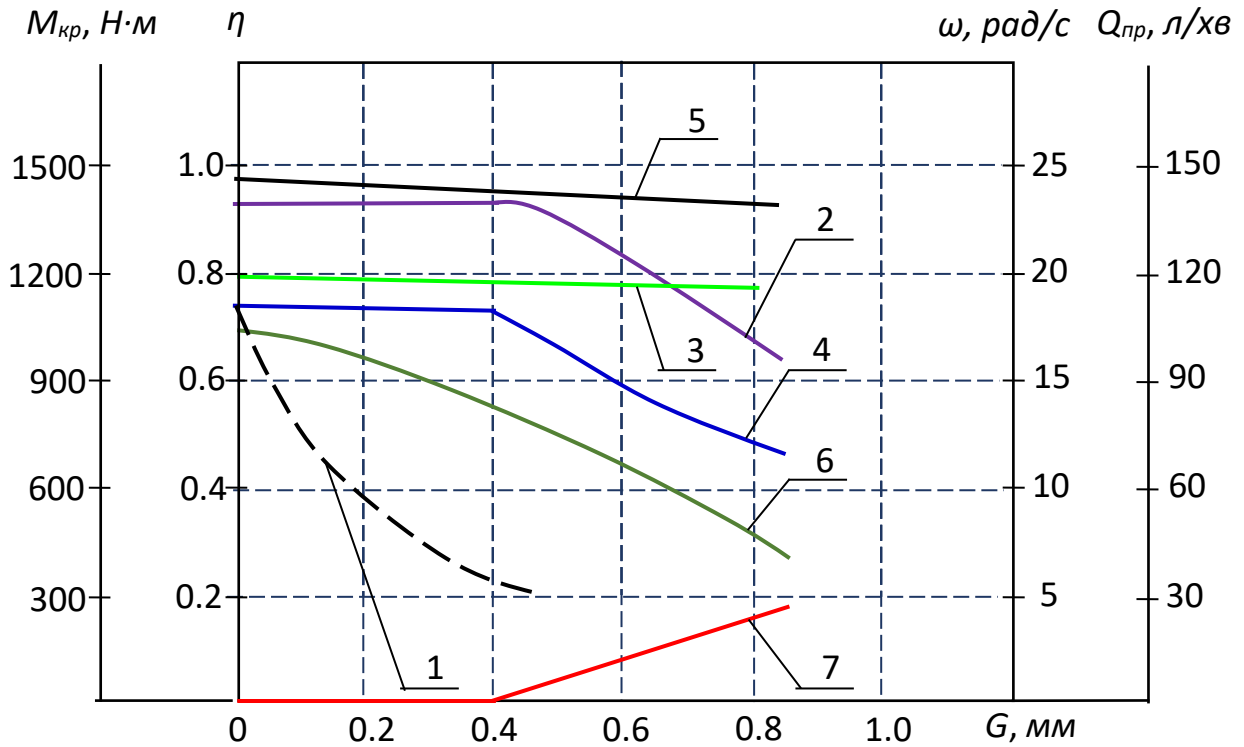


Рисунок 3.17 – Зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від діаметрального зазору (зносу) [61]:

1 – загального ККД аксіально-поршневого гідромотора; 2 – об'ємного ККД; 3 – гідромеханічного ККД; 4 – загального ККД; 5 – крутного моменту  $M_{кр}$ ; 6 – кутової швидкості  $\omega$ ; 7 – витрати перетікань  $Q_{пр}$

Загальний ККД планетарного гідромотора (рисунок 3.17, крива 4) при аналогічних змінах діаметрального зазору  $G$  в тому ж діапазоні, залишається практично незмінним, оскільки гідромеханічний (рисунок 3.17, крива 3) та об'ємний (рисунок 3.17, крива 2) ККД цієї гідромашини не змінюють своїх значень [96].

Високе значення (0,92) та сталість об'ємного ККД (рисунок 3.17, крива

2) планетарного гідромотора пояснюється властивістю його роторів «самогерметизуватися» у процесі переміщення, усуваючи перетікання в діаметральному напрямку [96].

Постійне значення гідромеханічного ККД (рисунок 3.17, крива 3) і крутного моменту (рисунок 3.17, крива 5) при зміні зазору між роторами планетарного гідромотору це також нормальне явище для всіх гідромашин об'ємної дії.

Особливої уваги заслуговує зміна кутової швидкості обертання вихідного валу планетарного гідромотора (рисунок 3.17, крива 6), значення якої зменшуються від 17,5 до 13,5 рад/с при збільшенні діаметрального зазору від 0 до 0,4 мм. Така зміна кутової швидкості валу планетарного гідромотора пояснюється додатковими переміщеннями його внутрішнього ротора, що виникли за наявності діаметрального зазору та відсутності «жорсткого» кінематичного зв'язку між центрами його роторів [96].

Аналіз представлених залежностей показує (рисунок 3.17), що критичне значення діаметрального зазору дорівнює  $G_{кр} = 0.4$  мм. При зміні діаметрального зазору  $G$ , залежно від ступеня зношування зубчастих поверхонь роторів, зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора можна розділити на дві ділянки. Перша ділянка при значеннях діаметрального зазору  $G = 0 \dots 0.4$  мм менше критичного  $G_{кр}$  ( $G < G_{кр}$ ), а друга при значеннях діаметрального зазору  $G = 0.4 \dots 0.8$  мм більше критичного  $G_{lim}$  ( $G > G_{кр}$ ).

Усі розглянуті залежності зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від діаметрального зазору (рисунок 3.17, криві 2, 3, 4, 5 і 7), представлені на першій ділянці (при  $G < G_{кр}$ ) паралельні осі абсцис. Це свідчить про «самогерметизацію» роторів планетарного гідромотора, у яких відсутня «жорстка» міжцентрова відстань [96].

Характер зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора (рисунок 3.17), що представлені на другій ділянці (при  $G > G_{кр}$ ) підтверджує дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора та пояснює

нестандартні зміни розглянутих характеристик. При значеннях діаметрального зазору  $G = 0.4...0.8$  мм зміна загального ККД аксіально-поршневого гідромотора (рисунок 3.17, крива 1) не розглядалася через непрацездатність гідромашини в цьому діапазоні зміни зазорів між робочими елементами.

Усі інші залежності зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від діаметрального зазору (рисунок 3.17, криві 2, 3, 4, 5, 6 та 7), що представлені на другій ділянці (при  $G > G_{кр}$ ) можна розділити на дві групи.

Перша група – це залежності, характер зміни яких є продовженням відповідних залежностей, зазначених на першій ділянці ( $G < G_{кр}$ ). До цієї групи відносяться залежності зміни гідромеханічного ККД (рисунок 3.17, крива 3), крутного моменту (рисунок 3.17, крива 5) і кутової швидкості (рисунок 3.17, крива 6), характер зміни яких залишився незмінним. У діапазоні зміни діаметрального зазору від 0 до 0,8 мм гідромеханічний ККД зменшується від 0,8 до 0,78, що складає 3%, крутний момент – від 1440 до 1390 Н·м, що складає 4,5%, а кутова швидкість – від 17,5 до 6,0 рад/с, що складає 66%.

Друга група – це залежності, характер зміни яких різко відрізняється від відповідних залежностей, представлених на першій ділянці ( $G < G_{кр}$ ). До цієї групи належать залежності зміни об'ємного ККД (рисунок 3.17, крива 2), загального ККД (рисунок 3.17, крива 4) та витрати перетікань (рисунок 3.17, крива 7). У діапазоні зміни діаметрального зазору від 0,4 до 0,8 мм об'ємний ККД зменшується з 0,94 до 0,68, що складає 18%, загального ККД – з 0.73 до 0.48, що складає 35%, а витрата витоків збільшується від 0 до 22,5 л/хв. Ці зміни підтверджують дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора та пояснюються наявністю витрати витоків (рисунок 3.17, крива 7) через зазор  $G$ , що утворився в точці  $C$  торкання зубців роторів (рисунок 2.5, б). Наявність витрати витоків (рисунок 3.17, крива 7) між камерами високого і низького тисків є фактором, що знижує об'ємний (рисунок 3.17, крива 2), і

як наслідок, загальний (рисунок 3.17, крива 4) ККД досліджуваного планетарного гідромотора при зміні діаметрального зазору в діапазоні  $G = 0.4 \dots 0.8$  мм.

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

Для забезпечення нормальної роботи циклоїдального зачеплення необхідно забезпечити контроль похибки форми виготовлення зубчастого контуру зовнішнього та внутрішнього роторів.

Проведеними дослідженнями встановлено вплив радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора планетарного гідромотора на зміну його геометричних та функціональних параметрів, що дозволить забезпечити стабілізацію вихідних характеристик планетарного гідромотора під час його проектування. Знання закономірностей зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від зміни діаметрального зазору (від зношування) дозволить забезпечити більш ефективну експлуатацію цих гідромашин у реальних умовах.

### 3.3 Висновки по розділу

1. Розроблені структурно-функціональні схеми є ефективним інструментом для моделювання зміни технічного стану планетарного гідромотора в експлуатаційних умовах, який дозволяє моделювати зміну геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора в залежності від зміни діаметрального зазору (зносу роторів) циклоїдального зачеплення, що дає можливість обґрунтовувати значення номінальних розмірів роторів при розробці, проектуванні та модернізації планетарних гідромоторів.

2. В результаті проведених досліджень встановлено, що зазор між відповідними парами зубців роторів покращує заповнення (звільнення) робочих камер, які утворені зубчастими профілями роторів робочою рідиною за рахунок більш вільного перетікання рідини між робочими камерами планетарного гідромотора та приймає своє максимальне значення при мінімальному значенні радіусів  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора ( $r_1 = 5,25 \dots 1,0$  мм). Для кінематичної пари роторів 9/10 максимальній 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  $M_{кр}$ . 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.

3. Дослідженнями встановлено, що для всіх розглянутих кінематичних пар роторів, при збільшенні параметра  $r_1$ , радіус  $R_1$  ділильної окружності внутрішнього ротора зменшується в 1,16 рази для кінематичної пари роторів 9/10, в 1,23 рази – для пари 11/12, в 1,29 рази – для пари 13/14 та в 1,32 рази – для пари 15/16, що вказує на дуже велику згуртованість параметру  $R_1$ . Слід відзначити, що розкид значень радіусів  $R_1$  ділильних окружностей для кожної розглянутої кінематичної пари роторів при мінімальному радіусу  $r_1$  складає 2,2 мм, а при максимальному радіусу  $r_1$  – 1,6 мм.

4. Аналіз залежностей зміни радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора від зміни кінематичної пари роторів показує, що в залежності від номера кінематичної пари відбувається зміна радіусу  $r_1$  в діапазоні  $r_1 = 5,25 \dots 1,0$  мм, що пояснюється збільшенням кількості зубців у роторів відповідних кінематичних пар та початковими умовами моделювання мінімального значення радіусу  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора.



5. Встановлено, що крутний момент планетарного гідромотору прямопропорційно пов'язаний з його ексцентриситетом, який при збільшенні радіусу  $r_1$  зменшується в 1,93 рази для кінематичної пари роторів 9/10, в 2,33 рази – для пари 11/12, в 3,05 рази – для пари 13/14 та в 3,48 рази – для пари 15/16. Свого максимального значення ексцентриситет досягає при мінімальному радіусі  $r_1$  закруглення зубців внутрішнього ротора для всіх розглянутих кінематичних пар роторів, що відповідає найкращім експлуатаційним показникам планетарного гідромотору.

6. Аналіз залежностей зміни функціональних характеристик планетарного гідромотора від діаметрального зазору  $G$  з урахуванням кінематики переміщення його роторів показує, що зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора можна розділити на дві ділянки. Перша ділянка при значеннях діаметрального зазору  $G = 0 \dots 0.4$  мм менше критичного ( $G < G_{кр}$ ), а друга при значеннях діаметрального зазору  $G = 0.4 \dots 0.8$  мм більше критичного ( $G > G_{кр}$ ). Представлені на першій ділянці (при  $G < G_{кр}$ ) зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора (ККД, крутного моменту та витрати перетікань) в залежності від діаметрального зазору, паралельні осі абсцис, що свідчить про «самогерметизацію» роторів планетарного гідромотора. Звертає особливу увагу, на цій ділянці, зміна кутової швидкості значення якої зменшуються від 17,5 до 13,5 рад/с, що пояснюється додатковими переміщеннями внутрішнього ротора, які виникли за наявності діаметрального зазору та відсутності «жорсткого» кінематичного зв'язку між центрами роторів планетарного гідромотору.

7. Аналіз зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора на другій ділянці (при  $G > G_{кр}$ ) показує, що при значеннях діаметрального зазору  $G = 0.4 \dots 0.8$  мм вихідні характеристики планетарного гідромотора поділяються на дві групи. В першій групі характер зміни залежностей є продовженням відповідних кривих, зазначених на першій ділянці ( $G < G_{кр}$ ). Це гідромеханічний ККД, крутний момент і кутова швидкість, характер зміни яких, залишився незмінним. У діапазоні зміни діаметрального зазору

$G = 0 \dots 0.8$  мм гідромеханічний ККД зменшується від 0,8 до 0,78, що складає 3%, крутний момент – від 1440 до 1390 Н·м, що складає 4,5%, а кутова швидкість – від 17,5 до 6,0 рад/с, що складає 66%. У другій групі, характер зміни залежностей різко відрізняється від представлених на першій ділянці ( $G < G_{кр}$ ), це об'ємний ККД, загальний ККД та витрати перетікань. При зміні діаметрального зазору  $G = 0.4 \dots 0.8$  мм об'ємний ККД зменшується від 0,94 до 0,68, що складає 18%, загальний ККД – від 0.73 до 0.48, що складає 35%, а витрата витоків збільшується від 0 до 22,5 л/хв. Наявність витрати витоків між камерами високого і низького тисків є фактором, що знижує об'ємний, і як наслідок, загальний ККД планетарного гідромотора.

8. Проведеними дослідженнями встановлено, що основним функціонально обґрунтованим показником, який визначає технічний стан циклоїдального зачеплення та планетарного гідромотора в цілому, є діаметральний зазор. Для забезпечення нормальної роботи циклоїдального зачеплення необхідно забезпечити контроль діаметрального зазору та похибки форми виготовлення зубчастого контуру зовнішнього та внутрішнього роторів.

## РОЗДІЛ 4

### РОЗРОБКА МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ КОНТРОЛЮ ТА ДІАГНОСТИКИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Основні вимоги [47, 66, 69], що пред'являються до методів та засобів діагностики, є: мала вартість та висока точність виміру діагностичних засобів, мінімальна трудомісткість виміру параметра даним методом.

Рекомендації, отримані в результаті теоретичних досліджень та математичного моделювання, дозволяють сформулювати завдання, необхідні для розробки методів та засобів контролю планетарного гідромотора:

- розробити метод контролю діаметрального зазору перед збиранням циклоїдального зачеплення планетарних гідромашин;
- удосконалити методи контролю деталей циклоїдального зачеплення планетарних гідромашин після ремонту;
- обґрунтувати значення основних параметрів точності циклоїдального зачеплення;
- розробити засоби для контролю за якістю виготовлення планетарного гідромотора.

#### 4.1 Розробка методу контролю технічного стану циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора

4.1.1 Розробка методу контролю діаметрального зазору перед складанням циклоїдального зачеплення.

Функціональні параметри планетарного гідромотора повністю залежать від гідравлічної щільності з'єднання внутрішнього та зовнішнього роторів [43, 59, 77, 84]. Тому саме зазор  $G$  між зубцями (рисунок 4.1) є основним геометричним показником технічного стану циклоїдального зачеплення.

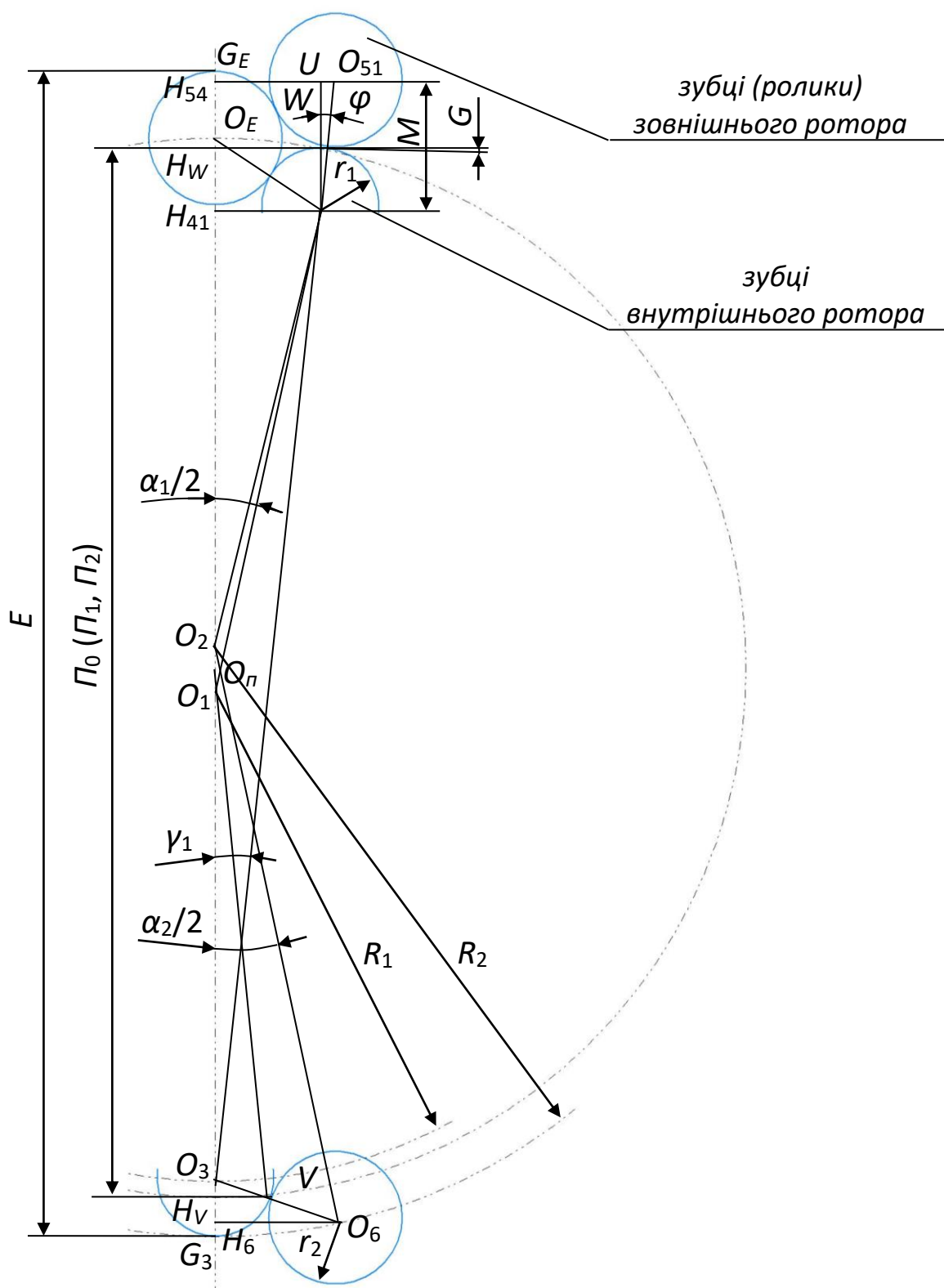


Рисунок 4.1 – Схема взаємного розташування внутрішнього та зовнішнього роторів при зміні параметрів «Е» та «П»

Прогнозувати зазор  $G = 0$  перед збиранням циклоїдального зачеплення принципово можливо. Для прогнозування зазору  $G = 0$  перед складанням циклоїдального зачеплення необхідно у внутрішньому і зовнішньому роторах виміряти деякий комплексний параметр, що характеризує їхню «повноту». Причому комплексний параметр не залежить ні від радіусу  $R_1$  ділового кола внутрішнього ротора (рисунок 4.1), ні від радіусу  $r_1$  закруглення його зубців або кутів їх розташування  $\alpha_1$ , а в зовнішньому роторі – від аналогічних параметрів  $R_2$ ,  $r_2$  і  $\alpha_2$ .

«Повноту» зовнішнього ротора можна опосередковано оцінювати розміром «по роликах», вставленим у протилежні западини зубців [56]. У внутрішньому роторі нормується дещо інший розмір  $E$ , що охоплює такий ролик і протилежний зуб внутрішнього ротора (рисунок 4.1).

Розглянемо, чи може розмір  $E$  служити в якості комплексного параметра та чи не змінюється зазор  $G$  при постійному параметрі  $E$ :

$$E = G_3 O_3 + O_3 H_{41} + H_{41} O_E + O_E G_E.$$

Враховуючи, що

$$G_3 O_3 = r_1,$$

$$O_3 H_{41} = 2R_1 \cdot \cos \frac{\alpha_1}{2},$$

$$O_E G_E = r_2',$$

$$H_{41} O_E = \sqrt{(O_{41} O_E)^2 - (O_{41} H_{41})^2} = \sqrt{(r_1 + r_2')^2 - \left(R_1 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}\right)^2},$$

після підстановки маємо:

$$E = r_1 + 2R_1 \cdot \cos \frac{\pi}{z_1} + \sqrt{(r_1 + r_2')^2 - R_1^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{z_1}} + r_2'. \quad (4.1)$$

Замінюючи радикал у (4.1) формулою наближеного обчислення з похибкою  $\leq 4\%$ , маємо:

$$E = R_1 \cdot K_E + 1,96 \cdot r_1 + 1,96 \cdot r_2', \quad (4.2)$$

де

$$K_E = 2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_1} - 0,398 \cdot \sin \frac{\pi}{z_1}.$$

При відхиленні  $r_1$  на  $\Delta r_1$  і  $R_1$  на  $\Delta R_1$ , відповідно змінюється  $E$ :

$$E + \Delta E = (R_1 + \Delta R_1) \cdot K_E + 1,96 \cdot (r_1 + \Delta r_1) + 1,96 \cdot r_2'. \quad (4.3)$$

Віднімаючи рівняння (4.2) з рівняння (4.3), отримаємо:

$$\Delta E = \Delta R_1 \cdot K_E + 1,96 \cdot \Delta r_1. \quad (4.4)$$

Задаючись постійним параметром  $E$ , тобто  $E = 0$  з рівняння (4.4) маємо:

$$\Delta R_1 = \frac{1,96}{K_E} \cdot \Delta r_1. \quad (4.5)$$

При цьому для гідромотора ПРГ-22 при допуску  $\Delta r_1 = 0,18 \text{ мм}$  маємо  $R_1 = 0,186 \text{ мм}$ . Тоді, при номінальних  $R_2 = 39,49 \text{ мм}$  та  $r_2 = 7,0 \text{ мм}$ , а також номінальних допустимих  $r_{1\text{max}} = 6,0 \text{ мм}$  та  $R_1 = 29,77 \text{ мм}$  з рівняння (2.23) отримаємо  $G_{\text{min}} = 0,0905 \text{ мм}$ . Звідси випливає, що при допустимих розмірах  $r_1$  і  $R_1$  зазор  $G$  перевищує запропонований зазор «0-0,07 мм», що свідчить про неузгодженість допусків  $r_1$ ,  $R_1$ ,  $E$  і  $G$ .

Розмір  $E$  не змінюється із змінами  $\Delta r_1$  і  $\Delta R_1$  при дотриманні умови (4.5). Наприклад, якщо зі зменшенням  $r_1$  на запропоновані  $0,18 \text{ мм}$   $R_1$  збільшиться на  $0,186 \text{ мм}$ , то при  $r_{1\text{min}} = 5,25 \text{ мм}$  та відповідним  $R_1 = 31,84 \text{ мм}$  маємо  $M = 11,077 \text{ мм}$ ; тоді при  $r_2 = 7,0 \text{ мм}$  маємо  $G_{\text{max}} = 1,257 \text{ мм}$ .

Таким чином, при постійному параметрі  $E$  зазор  $G$  може коливатися в межах  $0,0905 \dots 1,257 \text{ мм}$ . Звідси випливає, що для прогнозування зазору  $G$  параметр  $E$  не придатний, і дотримання допусків розміру  $E$  (при інших допустимих розмірів) взагалі втрачає сенс. Тому, параметр  $E$  необхідно або замінити іншим (до того ж, щоб уникнути замкнутості розмірних ланцюгів з усіма наслідками, що звідси випливають), або взагалі вилучити з технічної документації.

Розглянемо, чи можна в якості шуканого комплексного параметра прийняти діаметр  $D$  кола виступів внутрішнього ротора. Параметр  $D$  характеризує точки, які максимально рознесені в радіальному напрямку. Такі

точки не беруть участь у контактуванні зубців у беззазорному циклоїдальному зачепленні. Тому, з функціонально значущими умовами такого контактування ніяк не можуть бути узгоджені поєднання  $R_1$  і  $r_1$ , можливі при постійному  $D$ :

$$D = 2R_1 + 2r_1. \quad (4.6)$$

При непарній кількості зубців діаметр  $D$ , як правило, визначають за розміром  $E$ , аналогічно з традиційним підходом до такого вимірювання «по роликах». З рівнянь (4.6) і (4.2) випливає, що розмах коливань зазору  $G$  при постійному  $D$  ще більше, ніж при постійному  $E$ . Значить, параметр  $D$  теж не придатний для прогнозування зазору  $G$ . Дотримання допусків діаметра  $D$  (при дотриманні допусків інших розмірів) також втрачає сенс, і в якості комплексного параметра діаметр  $D$  не придатний.

Таким чином, комплексний геометричний параметр точності з'єднання внутрішнього та зовнішнього роторів, очевидно, необхідно шукати у самій геометрії зачеплення з урахуванням функціональних передумов.

У циклоїдальному зачепленні гідромотора ПРГ-22 (рисунок 4.2, а) конструктивне розділення зони нагнітання I від зони зливу II забезпечується контактами протилежних пар зубців, відстань між якими фіксована. При певній відстані  $l$  між рівнями контакту, внутрішній ротор фіксується в зовнішньому роторі нерухомо, як вал в отворі гладкого беззазорного з'єднання. При цьому відстань  $l$  однакова у внутрішньому та у зовнішньому роторах. У разі коли відстань  $l$  не однакова та з'являється деякий зазор, знижується гідравлічна щільність з'єднання і, як наслідок, погіршуються функціональні параметри гідромотора в цілому.

Якщо врахувати, що безперервна контактна герметизація зон нагнітання I та зливу II забезпечується кінематикою зачеплення циклоїдальних контурів, апроксимованих круговими профілями зубців внутрішнього та зовнішнього роторів, стає ясною функціональна значущість відстані  $l$  між рівнями контакту зубців.

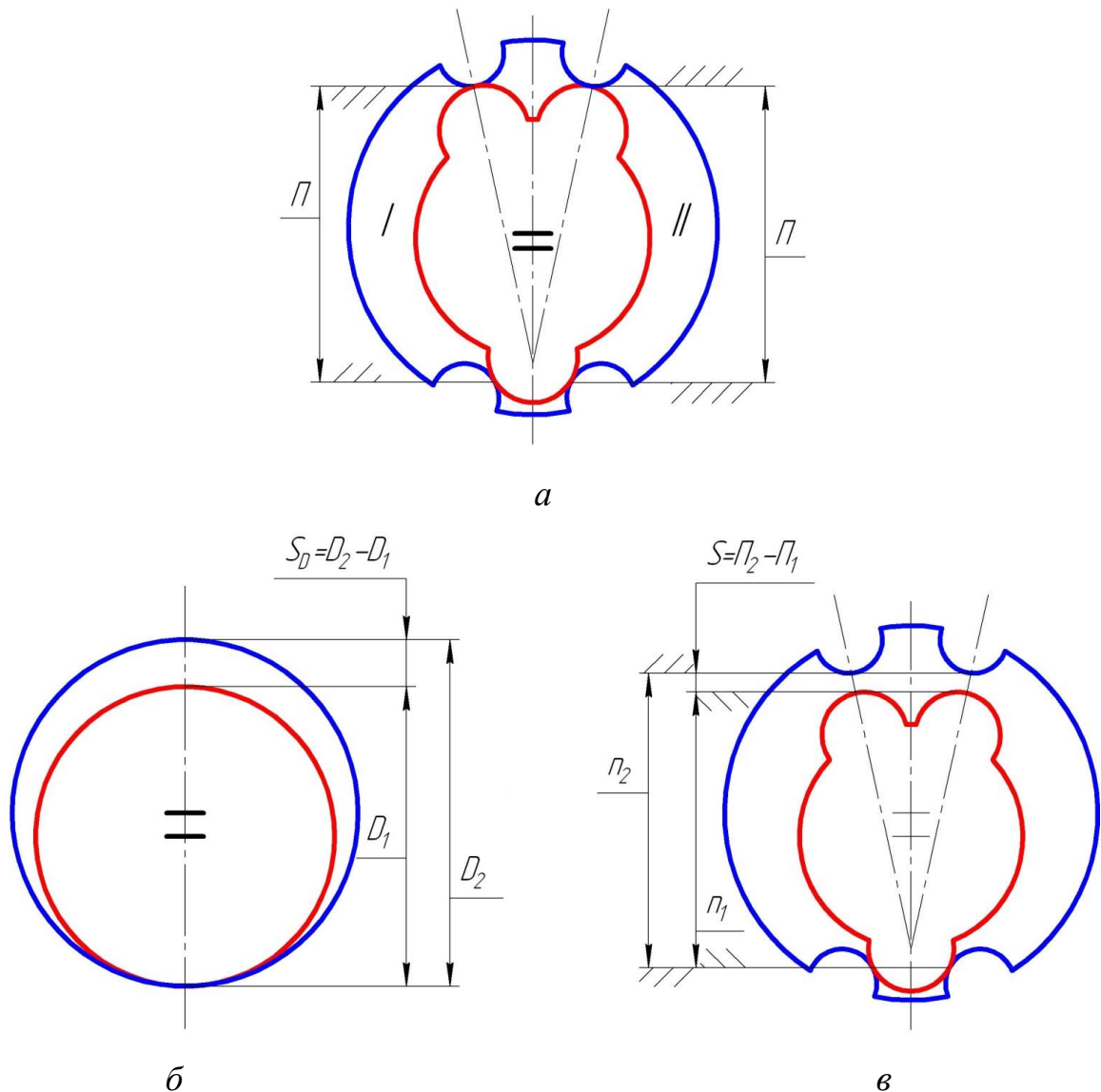


Рисунок 4.2 – Параметри «повноти» з'єднань:

а, в – циклоїдального; б – циліндричного

При розрахункових значеннях  $R_1$ ,  $r_1$ ,  $\alpha_1$ ,  $R_2$ ,  $r_2$  і  $\alpha_2$ , які можуть відрізнятися від номінальних, маємо ідеальні внутрішній та зовнішній ротора із загальним комплексним параметром  $\Pi_0$ , який чисельно дорівнює діаметральній проекції відстані між протилежними точками контакту. Параметри реального внутрішнього ротора  $\Pi_1$  і реального зовнішнього ротора  $\Pi_2$  визначаються вимірними відхиленнями їх від комплексного параметра  $\Pi_0$ . Тоді, при безззорному з'єднанні реального внутрішнього ротора з ідеальним зовнішнім ротором параметр внутрішнього ротора  $\Pi$  – той самий, незалежно від розмірів  $R_1$ ,  $r_1$ ,  $\alpha_1$  їх відхилень і поєднань. Іншими



словами, будь-який внутрішній ротор, що характеризується параметром  $P_1$ , з'єднується з будь-яким зовнішнім ротором, з таким самим параметром  $P_2 = P_1$ , беззасторожно. Таким чином, виявлено єдиний комплексний параметр  $P$  внутрішнього та зовнішнього роторів, як умова їхнього беззасторожного з'єднання [99].

Аналогічно, діаметрам у гладких з'єднаннях, що характеризують «повноту» валу та отвору, комплексні параметри  $P$  характеризують «повноту» внутрішнього та зовнішнього роторів. Як у гладкому з'єднанні зазор  $G_0$  (рисунок 4.2, б) визначається безпосередньо різницею діаметрів отвору  $D_2$  і валу  $D_1$ , так і в циклоїдальному зубчастому з'єднанні «діаметральний» зазор  $G$  (рис. 4.2, в) визначається різницею параметрів зовнішнього  $P_2$  та внутрішнього  $P_1$  роторів, тобто  $G = P_2 - P_1$ . Звідси, обґрунтовано конструктивну значущість параметрів  $P$  внутрішнього та зовнішнього роторів, як доданків діаметрального зазору  $G$  – основного геометричного показника технічного стану циклоїдального зачеплення.

Комплексні параметри  $P$  принципово доступні виміру, завдяки чому стає можливим вимір зазору  $G$ , близького до нульового значення. Більш того, вимірюванням діаметрів або радіусів валу або отвору в обмеженій кількості точок можна методично обґрунтовано оцінювати їх форму [99]. При аналогічному вимірі параметрів  $P$  стає можливим, на основі тієї ж методики [99], так само обґрунтовано оцінювати відхилення форми апроксимованого контуру внутрішнього та зовнішнього роторів [28, 80, 99]. Необхідно відзначити, що оцінка форми такого контуру за наслідками вимірювання інших параметрів дуже проблематична.

Вимірювання параметрів внутрішнього і зовнішнього роторів дозволяє не тільки підвищити достовірність їх розбракування, але і, з організацією селективного складання за параметром  $P$ , розширити відповідні виробничі допуски. Стає ясною не тільки метрологічна, а й технологічна значимість параметра  $P$ , необхідність його нормування в конструкторсько-технологічній

документації, та навіть його стандартизації для розробників і виробників планетарних гідромоторів ПРГ-22.

4.1.2 Обґрунтування основних параметрів точності циклоїдального зачеплення.

Аналізом розмірних ланцюгів [99] можна виявити залежності комплексних параметрів:

$$\begin{aligned} P_1 &= 1,978 \cdot R_1 + 1,403 \cdot r_1, \\ P_2 &= 1,960 \cdot R_2 + 1,403 \cdot r_2, \end{aligned} \quad (4.7)$$

а за допусками розмірів внутрішнього та зовнішнього роторів:

$$\begin{aligned} R_1 &= \left[ \frac{78,5}{2} \right]_{(-0,37)}, \quad r_1 = 4,5_{(-0,18)}, \\ R_2 &= \left[ \frac{93,57}{2} \right]^{(+0,435)}, \quad r_2 = 5,5_{(-0,0135)}, \end{aligned}$$

визначити мінімальні та максимальні значення комплексних параметрів

$$\begin{aligned} P_{1\min} &= 82,966, \quad P_{1\max} = 83,950; \\ P_{2\min} &= 84,055, \quad P_{2\max} = 84,854. \end{aligned}$$

Тоді, мінімальне та максимальне значення зазорів буде дорівнювати

$$\begin{aligned} G_{\min} &= 0,105; \\ G_{\max} &= 1,888. \end{aligned}$$

Із порівняння з запропонованим зазором  $G = 0 + 0,07$  мм видно, що навіть без урахування відхилень розташування зубців внутрішнього та зовнішнього роторів, найбільший запропонований зазор  $G = 0,07$  мм менший за найменший розрахунковий за допусками зазор  $G_{\min} = 0,105$  мм. Значить, у всіх з'єднаннях існує закономірний брак по зазору: жоден внутрішній ротор не збереться ні з яким зовнішнім ротором з запропонованим зазором  $G = 0 + 0,07$  мм. У разі ж збирання із зазором  $G \leq 0,07$  мм – брак за розмірами внутрішнього та зовнішнього роторів. Прийнятний зазор  $G$  забезпечується за рахунок посилення розміру  $r_1$ , порушуючи технологічний процес.

Найменше значення діаметрального зазору  $G$  можна встановити за аналогією з відомими методиками нормування бокового зазору в зубчастих передачах [99]: з урахуванням температурного режиму передачі, способу змазування коліс, їх окружної швидкості та допустимого їх вільного повороту в межах бокового зазору [67].

Боковий зазор  $j_{n1}$ , який відповідає температурній компенсації, визначають за відомою формулою [67]:

$$j_{n1} = a \cdot \left[ \alpha_{p1} \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_{p2} \cdot (t_2 - 20^\circ) \right] \cdot 2 \sin \alpha. \quad (4.8)$$

де  $a$  – міжосьова відстань передачі, мм;

$\alpha_{p1}, \alpha_{p2}$  – коефіцієнти лінійного розширення для матеріалів роторів та корпусу;

$t_1, t_2$  – граничні робочі температури роторів та корпусу;

$\alpha$  – кут профілю зуба.

До зубчастої передачі планетарного гідромотора ПРГ-22 рівняння (4.8) у представленому вигляді не застосовується. Специфіка з'єднання внутрішнього та зовнішнього роторів планетарного гідромотора полягає в односторонньому радіальному притиску їх один до одного під дією робочої рідини. При цьому зазор між зубцями пари № 1 (рисунок 4.1) «вибирається» не за кроком, а в «діаметральному» напрямку, за нормаллю. Отже, використовуючи рівняння (4.8) слід замість міжосьової відстані прийняти різницю діаметрів ( $2R_2 - 2R_1$ ), а замість  $2 \sin \alpha$  – прийняти  $\cos \gamma$ .

Тоді з урахуванням  $\gamma_1 = \pi / 2z_1$ , рівняння (4.8) прийме вигляд:

$$j_{n1} = 2 \cdot (R_2 - R_1) \cdot \left[ \alpha_{p1} \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_{p2} \cdot (t_2 - 20^\circ) \right] \cdot \cos \frac{\pi}{2z_1}. \quad (4.9)$$

де  $t_1$  і  $t_2$  – робочі температури внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно;

$\alpha_{p1}$  і  $\alpha_{p2}$  – коефіцієнти лінійного розширення внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно.

Боковий зазор  $jn_2$   $\gamma n_2$ , необхідний для розміщення шару мастила, орієнтовно можна визначити відповідно до рекомендацій [67]:

$$jn_2 = (10 \dots 30) \cdot m_n. \quad (4.10)$$

де  $m_n$  – модуль передачі, мм.

Для передачі планетарного гідромотора ПРГ-22, як тихохідної, рекомендується прийняти  $10 \cdot m_n$ . У поєднанні з круговим зубцем модуль  $m_n$  можна знайти, знаючи крок передачі  $t = \pi \cdot m_n$ , визначений, наприклад, за параметрами внутрішнього ротора:

$$t = 2R_1 \cdot \sin \frac{\pi}{2z_1}.$$

При зміні зазору в діаметральному напрямку слід врахувати  $\sin \delta$ , де

$$\delta = \arccos \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{2z_2}}{r_1 + r_2}.$$

Тоді рівняння (4.10) прийме вигляд:

$$jn_2 = \frac{20 \cdot R_1 \cdot \sin \frac{\pi}{z_1}}{\pi \cdot (r_1 + r_2)} \cdot \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{2z_2}}. \quad (4.11)$$

Таким чином, найменший діаметральний зазор дорівнювати:

$$G_{\min} \geq jn_1 + jn_2. \quad (4.12)$$

Відповідно до рівнянь (4.9...4.12), для циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора ПРГ-22 при  $t_1 = 75^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 50^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_{p1} = 11,5 \cdot 10^{-6}$  град<sup>-1</sup> (для внутрішнього ротора зі сталі 12ХНЗА),  $\alpha_{p2} = 12,3 \cdot 10^{-6}$  град<sup>-1</sup> (для зовнішнього ротора зі сталі 28Х2МІОА),  $z_1 = 15$ ,  $z_2 = 16$ ,  $R_2 = 46,785$  мм,  $r_1 = 4,5$  мм,  $r_2 = 5,5$  мм,  $\Delta r_1 = 0,18$  мм,  $\Delta r_2 = 0,0135$  мм,  $\Delta D_1 = 0,74$  мм,  $\Delta D_2 = 0,87$  мм,  $[\Delta R_2]^+ = 0,02$ ,  $[\Delta R_1]^+ \approx [\Delta R_2]^+ = 0,02$  мм, найменший діаметральний зазор дорівнюватиме:  $G_{\min} = 0,02237$  мм  $\approx 0,02$  мм, у той час як запропонований зазор дорівнює  $G = 0 \dots 0,07$  мм.

Отже, призначення найменшого зазору, за функціональними передумовами, слід вважати помилковим та неправомірним.

Найбільше значення діаметрального зазору слід призначати, виходячи з конструктивних та технологічних міркувань (задаючись видом сполучення та сумарною похибкою форми виготовлення контуру внутрішнього та зовнішнього роторів).

#### 4.2 Розробка методів і засобів контролю точності виготовлення (відновлення) деталей планетарного гідромотора

Точність виготовлення внутрішнього і зовнішнього роторів, як і зазор  $G$  в їх з'єднанні, не можна оцінювати однозначно за розмірами креслення, прийнятним для зубчастих коліс з евольвентними профілями зубців.

Виявлений комплексний параметр точності  $\Pi$  специфічний, і для його перевірки не можна використовувати ні універсальні, ні спеціальні засоби контролю зубчастих коліс.

##### 4.2.1 Схема способу контролю внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора.

При виготовленні гіпоциклоїдальних зубчастих коліс планетарних гідромашин зовнішнього зачеплення (внутрішнього ротора) з круглим зубом, контроль точності виготовлення роторів здійснюють виміром охоплюючого розміру  $A$  шестерні з вкладеним в неї ролик (рисунок 4.3, а) [105], діаметр якого  $d$  дорівнює діаметру зуба колеса що сполучається (ГОСТ 2475-88). При виготовленні зубчастих коліс планетарних гідромашин внутрішнього зачеплення з круглим зубом (зовнішнього ротора), контроль точності виготовлення роторів здійснюють за допомогою нутроміра – виміром охоплюючого розміру  $A1$  (рисунок 4.3, б).

Контроль зубчастого колеса у першому випадку здійснюється за трьома точкам 1, 2, 3 (розмір  $A$ ), а у другому – за двома точками 4, 5 (розмір  $A1$ ), які належать відповідним колесам, але не є функціональними, тому порівняння розмірів  $A$  та  $A1$  не визначає зазор в зачепленні і не дозволяє судити з високою точністю про працездатність зубчастої пари з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням (рисунок 4.4).

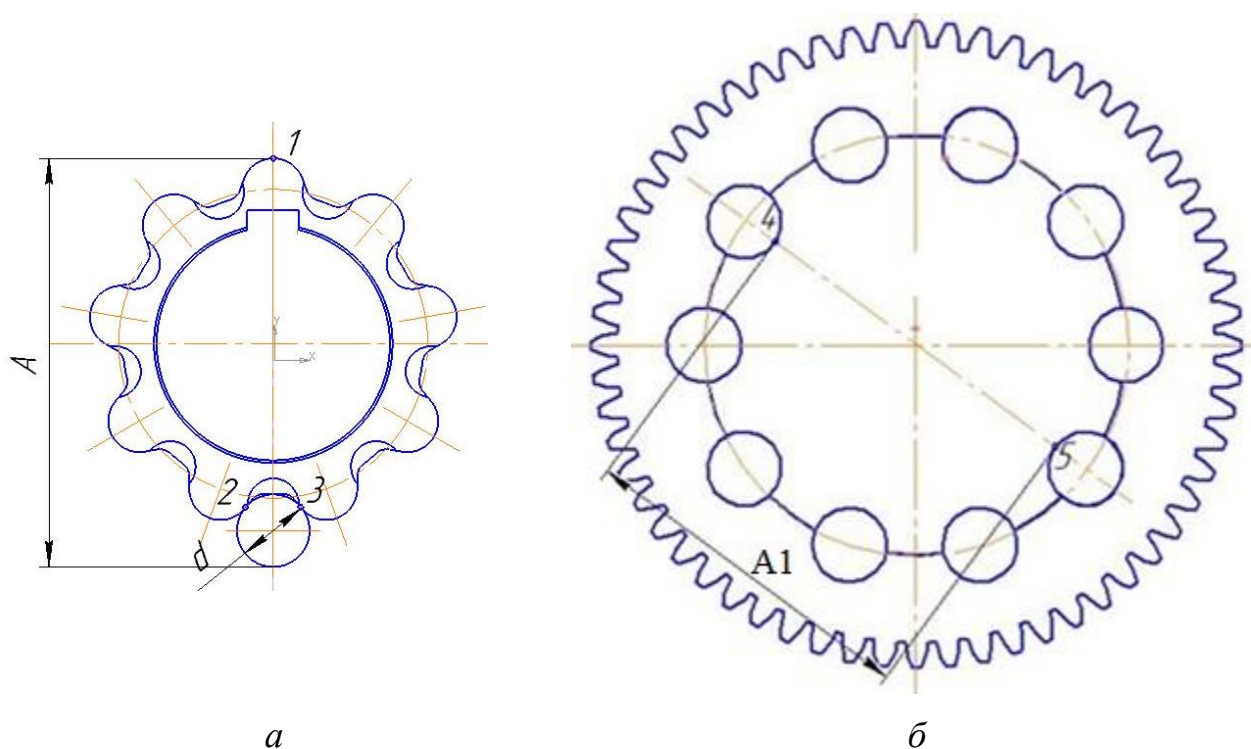


Рисунок 4.3 – Схема способу контролю зубчастого профілю внутрішнього і зовнішнього роторів з круглим зубом:

а – зовнішнього зачеплення; б – внутрішнього зачеплення

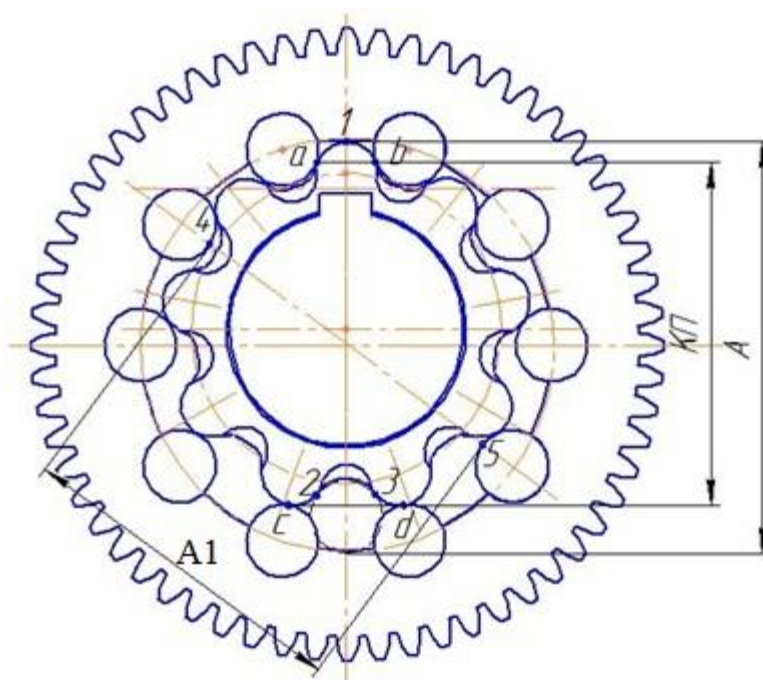


Рисунок 4.4 – Схема гіпоциклоїдального зубчастого з'єднання з функціональними точками ( $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ) які формують комплексний параметр при контролі

Розроблений спосіб контролю зубчастих коліс планетарних гідромашин дозволяє шляхом вимірювання комплексного показника (КП), розширити інформативність та покращити точність контролю зубчастої пари з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням та зменшити трудомісткість цього процесу.

Поставлена задача вирішується тим, що у способі контролю зубчастих коліс планетарних гідромашин, згідно з яким налаштовують вимірювальні пристрої на номінальний розмір контрольованого комплексного параметра по зразковій деталі, базують контрольовані зубчасті колеса на базовій поверхні пристрою, вводять в контакт вимірювальну поверхню пристрою, пов'язану з індикатором, з бічними поверхнями зубів колеса та вимірюють відхилення контрольованого комплексного параметра від номінального розміру по чотирьох точках, які функціонально обумовлюють працездатність зубчастої пари з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням.

Спосіб контролю внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора полягає у наступному [105]: вимірювальний пристрій, повинен мати нерухому базову та рухому вимірювальну поверхні, пристрій налаштовують на номінальний розмір контрольованого комплексного параметра по зразковій деталі; базують контрольовані зубчасті колеса (внутрішній або зовнішній ротора) на базовій поверхні пристрою; вводять вимірювальну поверхню, пов'язану з індикатором, в контакт з бічними поверхнями зубців ротора та вимірюють відхилення від зразкової деталі по чотирьох точках ( $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ), які функціонально обумовлюють працездатність зубчастої пари з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням, та отримують комплексний показник.

4.2.2 Схеми вимірювань і конструкція приладу для контролю точності виготовлення зубчастого профіля внутрішнього ротора.

При виготовленні внутрішнього ротора планетарних гідромоторів зовнішнього зачеплення з круглим зубом контроль точності виготовлення здійснюють за допомогою мікрометра – виміром охоплюючого розміру  $A$

(рисунок 4.3, а) внутрішнього ротора з вкладеним в нього роликом, діаметр якого  $d$  дорівнює діаметру зубця зовнішнього ротора (ГОСТ 2475-88) (рисунок 4.5).

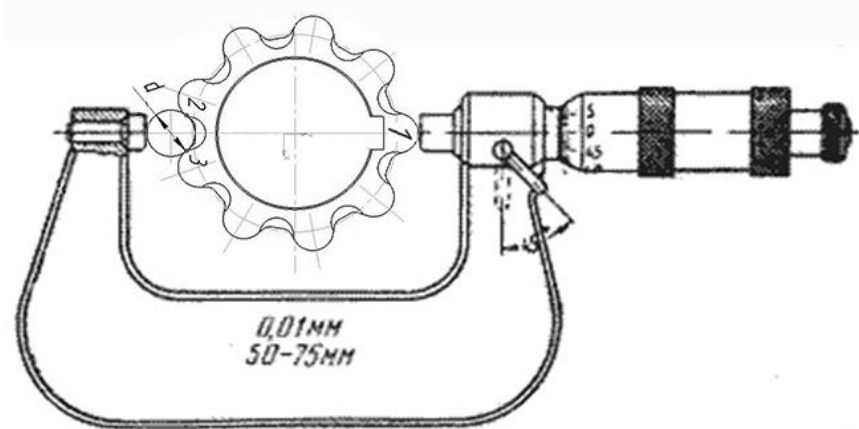


Рисунок 4.5 – Схема контролю внутрішнього ротору планетарного гідромотора

Контроль зубчастого контуру внутрішнього ротора здійснюється за трьома точками 1, 2, 3, які не є функціональними в зачепленні [105]. Порівняння отриманого розміру  $A$  з відповідним охоплюємим розміром внутрішнього ротора не визначає зазор в зачепленні та не дозволяє судити з високою точністю про працездатність зубчастої пари з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням.

В основу розробки схеми та пристрою для контролю точності виготовлення зубчастого контуру внутрішнього ротора планетарного гідромотора поставлена задача підвищення точності контролю його виготовлення шляхом зміни вимірювання комплексного показника точності і зменшення трудомісткості операції контролю [107].

Поставлена задача вирішується тим, що вимірювальний пристрій для контролю зубчастого контуру внутрішнього ротора (рисунок 4.6) включає [107]: корпус з базовою поверхнею, підпружинену рухому частину з вимірювальною поверхнею. Базова поверхня вимірювального пристрою виконана у вигляді сегмента увігнутої циліндричної поверхні з радіусом,



який дорівнює різниці діаметра виступів і радіусу зубця контрольованого зубчастого профіля внутрішнього ротора, а вимірювальна поверхня виконана у вигляді призми з кутом  $\alpha$ .

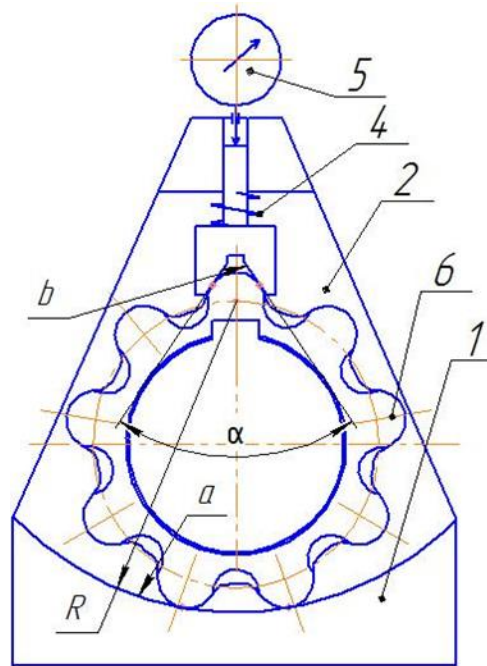


Рисунок 4.6 – Схема пристрою для контролю зубчастого контуру внутрішнього ротора планетарного гідромотора

Пристрій для контролю зубчастого контуру внутрішнього ротора планетарного гідромотора містить (рисунок 4.6) [107]: стіл 1 з базовою поверхнею  $a$ , пов'язану зі столом 1; стійку 2; рухливу вимірювальну поверхню  $b$ , пружину 4, індикатор 5, кінематично пов'язаний з рухомою вимірювальною поверхнею  $b$ , контрольований внутрішній ротор 6;  $R$  – радіус базової поверхні  $a$ ,  $\alpha$  – кут призми вимірювальної поверхні  $b$ .

Вимірювальний пристрій працює таким чином [107]: Базова поверхня  $a$  столу 1 вимірювального пристрою (рисунок 4.6) виконана у вигляді сегмента увігнутою циліндричної поверхні з радіусом  $R$ . Налаштовують вимірювальний пристрій на номінальний розмір контрольованого параметра по зразковій деталі, базують контрольований внутрішній ротор 6 на базовій поверхні  $a$  по діаметру виступів. Вводять в контакт з бічними поверхнями зубців внутрішнього ротора 6 вимірювальну поверхню  $b$ , яка пов'язана з

індикатором 5 вимірювального пристрою і вимірюють відхилення від номінального розміру. Вимірювальну поверхню **б** виконують у вигляді призми з кутом  $\alpha$  (рисунок 4.7).

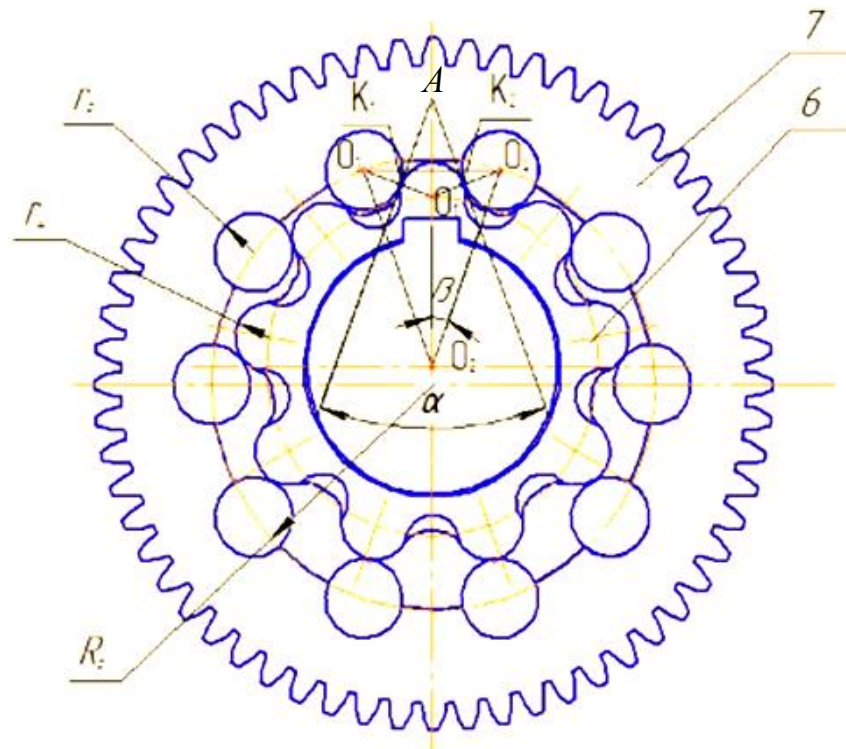


Рисунок 4.7 – Розрахункова схема для визначення кута призми рухомої вимірювальної поверхні

Форма базової поверхні **a** столу 1 (рисунок 4.6), обумовлена тим, що при переміщенні контрольованого внутрішнього ротора навколо миттєвого центру обертання, яким є центр радіусної поверхні зубця, що упирається в призму рухомого елемента двома точками. Причому два протилежних зубця своїми точками контакту послідовно опишуть дугу радіусом, що дорівнює відстані від них до миттєвого центру обертання або різниці між діаметром виступів внутрішнього ротора і радіусом зубця [107].

Так як  $D_e = R + r_1$ , то

$$R = D_e - r_1, \quad (4.13)$$

де  $D_e$  – діаметр окружності виступів внутрішнього ротора;

$r_1$  – радіус зуба внутрішнього ротора.

Рухома вимірювальна поверхня  $\theta$ , яка виконана у вигляді призми, має кут  $\alpha$  (рисунок 4.7), утворений дотичними прямими в точках контакту зубців теоретичного зачеплення внутрішнього і зовнішнього роторів.

З розрахункової схеми (рисунок 4.7) видно [107], що

$$- AK_1 \perp O_3O_1, AK_2 \perp O_1O_4;$$

- кут розташування зубців зовнішнього ротора дорівнює:

$$\angle O_3O_2O_4 = 2\beta;$$

- радіус зубців внутрішнього ротора дорівнює:

$$O_1K_2 = O_1K_1 = r_1;$$

- радіус зубців зовнішнього ротора дорівнює:

$$O_3K_1 = O_4K_2 = r_2;$$

- радіус кола, що проходить через центр зубців зовнішнього ротора:

$$O_2O_3 = O_2O_4 = R_2.$$

Виходячи з цього визначається кут призми  $\angle K_1AK_2 = \alpha$  – кут рухомої вимірювальної поверхні  $\theta$  [107].

З чотирикутника  $O_1K_1AK_2$  визначається кут  $\angle K_1AK_2$  :

$$\angle K_1AK_2 = 180^\circ - \angle K_1O_1K_2.$$

Відомо, що  $\angle K_1O_1K_2 = 2\angle BO_1O_4$ .

З трикутника  $\Delta BO_1O_4$  кут  $\angle BO_1O_4$  буде дорівнювати:

$$\angle BO_1O_4 = \arcsin \frac{BO_4}{O_1O_4},$$

де  $O_1O_4 = O_1K_2 + K_2O_4 = r_1 + r_2$ .

З трикутника  $\Delta O_2BO_4$   $BO_4 = O_2O_4 \cdot \sin \angle BO_2O_1 = R_2 \cdot \sin \beta$ .

Тоді

$$\angle BO_1O_4 = \arcsin \frac{R_2 \cdot \sin \beta}{O_1O_4},$$

відповідно

$$\angle K_1O_1K_2 = 2 \arcsin \frac{R_2 \cdot \sin \beta}{O_1O_4}.$$

Отже, кут призми  $\alpha$  визначається з рівняння (рисунок 4.7):

$$\alpha = 180^\circ - 2 \arcsin \frac{R_2 \cdot \sin \beta}{r_1 + r_2}, \quad (4.14)$$

- де  $R_2$  – радіус кола, що проходить через центри кіл зубців зовнішнього ротора 7, що сполучається з контрольованим внутрішнім ротором 6;  
 $r_1$  – радіус зубців контролюємого внутрішнього ротора 6;  
 $r_2$  – радіус зубців зовнішнього ротора 7, який сполучається з контрольованим внутрішнім ротором 6;  
 $\beta$  – половина кута розташування зубів зовнішнього ротора 7, який сполучається з контрольованим внутрішнім ротором 6.

Радіусна базова поверхня з радіусом  $R$  і призма з кутом вимірювальну поверхню 6 виконують у вигляді призми з кутом  $\alpha$  забезпечують самоустановку внутрішнього ротора на вимірювальній позиції в діапазоні, обумовленому зміщенням ротора щодо вертикальної осі симетрії в межах переміщення навколо миттєвого центру обертання, при якому положення внутрішнього ротора не впливає на показання індикатора 5.

4.2.3 Схема вимірювань і конструкція приладу для контролю точності виготовлення зубчастого профіля зовнішнього ротора.

При виготовленні зовнішнього ротора планетарного гідромотора з круглим зубом контроль точності виготовлення зубчастого профілю здійснюють за допомогою нутроміра – виміром охоплюємого розміру  $A$  зубчастого колеса. Застосовують індикаторні нутроміри часового типу (рисунок 4.8). Робота з індикаторним нутроміром потребує певних навичок і займає багато часу.

Контроль зубчастого профілю здійснюється за двома точкам 1, 2 [105], які не є функціональними в зачепленні (рисунок 4.4), порівняння отриманого розміру  $A$  з відповідним охоплюючим розміром зовнішнього ротора не визначає зазор в зачепленні і не дозволяє судити з високою точністю про працездатність зубчастої пари з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням.

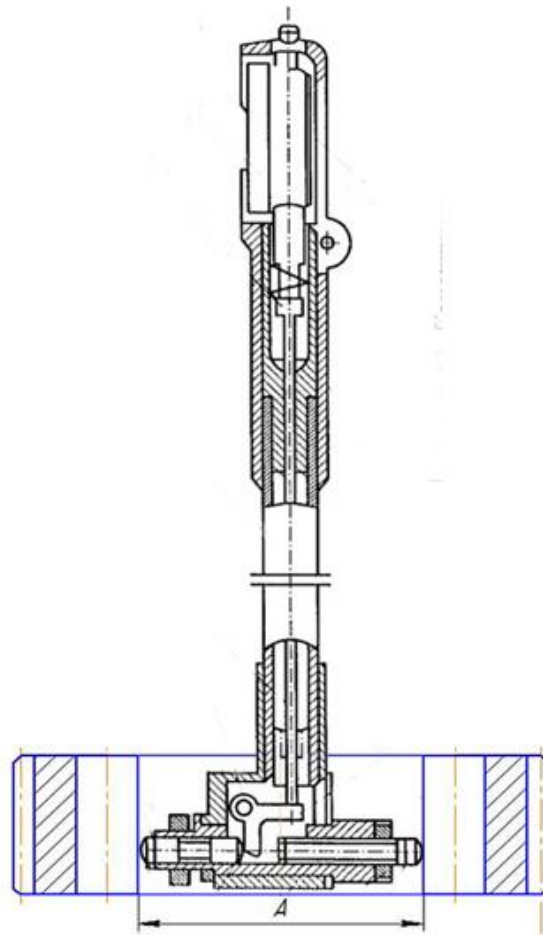


Рисунок 4.8 – Схема способу контролю зубчастих коліс планетарних гідромашин

В основу розробки схеми та пристрою для контролю точності виготовлення зубчастого контуру зовнішнього ротора планетарного гідромотора поставлена задача підвищення точності контролю його виготовлення шляхом зміни вимірювання комплексного показника точності і зменшення трудомісткості операції контролю [103].

Поставлена задача вирішується тим, що у приладі для контролю зубчастого профілю зовнішнього ротора планетарного гідромотора, що включає [103]: корпус з базовою поверхнею, підпружинену рухому частину з вимірювальною поверхнею, індикатор, встановлений на корпусі і кінематично пов'язаний з вимірювальною поверхнею. Базова поверхня виконана у вигляді сегмента опуклою циліндричної поверхні з радіусом, що дорівнює різниці діаметра виступів і радіуса ротора, що сполучається з

контрольованим зовнішнім ротором. Вимірювальна поверхня виконана у вигляді напівциліндра з радіусом, що дорівнює радіусу зубця ротора, що сполучається з контрольованим зовнішнім ротором.

Прилад для контролю зубчастого профілю зовнішнього ротора включає в себе (рисунок 4.9) [103]: корпус 1 з базовою поверхнею, підпружинену пружиною 3; рухомих частин 2 корпусу 1 з вимірювальною поверхнею  $\delta$ , індикатор 4, встановлений в корпусі 1 та кінематично пов'язаний з вимірювальною поверхнею  $\delta$ , контрольований зовнішній ротор 5.

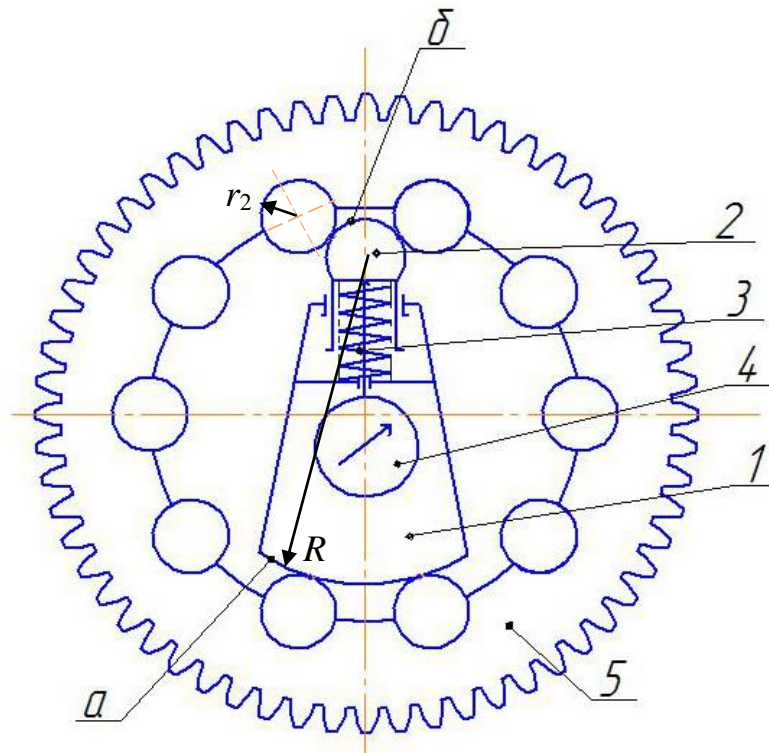


Рисунок 4.9 – Схема пристрою для контролю зубчастого контуру зовнішнього ротора планетарного гідромотора

Прилад працює таким чином [103]: Базову поверхню  $a$  вимірювального пристрою виконують у вигляді сегмента опуклою циліндричної поверхні з радіусом  $R$ , що дорівнює різниці діаметра виступів і радіуса ротора, що сополучається з контрольованим зовнішнім ротором. Налаштовують вимірювальний пристрій на номінальний розмір контрольованого параметра по зразковій деталі. Базують контрольований зовнішній ротор 5 на базовій

поверхні *a* по діаметру виступів зубців. Вводять в контакт з бічними поверхнями зубців колеса підпружинену пружиною 3 рухому частину 2 корпусу 1 з вимірювальною поверхнею *b*, пов'язану з індикатором 4. Вимірюють відхилення від номінального розміру.

Форма базової поверхні корпусу 1 обумовлена тим, що при переміщенні пристрою навколо миттєвого центру обертання, яким є центр радіусної вимірювальної поверхні *b*, що контактує двома точками із зубцями контрольованого зовнішнього ротора. Точки контакту двох протилежних зубців ротора описують дугу радіусом, що дорівнює відстані від них до миттєвого центру обертання або різниці між діаметром виступів зовнішнього ротора і радіусом зуба цього ротора, яка визначається за виразом [103]:

$$R = D_e - r_2,$$

де  $D_e$  – діаметр окружності виступів внутрішнього ротора;

$r_2$  – радіус зубця зовнішнього ротора.

Взаємне розташування поверхонь *a* і *b* забезпечує самоустановку контрольованого зовнішнього ротора на вимірювальній позиції в діапазоні, обумовленому зміщенню контрольованого зовнішнього ротора щодо вертикальної осі симетрії в межах переміщення навколо миттєвого центру обертання, при якому положення контрольованого зовнішнього ротора не вплине на показання індикатора 4.

### 4.3 Розробка методів і засобів діагностики планетарного гідромотора

4.3.1 Метод безрозбірного контролю технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації.

Аналіз математичного моделювання показав, що основним параметром, що визначає технічний стан планетарного гідромотора, є діаметральний зазор. З огляду на специфічність циклоїдального зачеплення, найбільш

«чутливим» параметром (з числа функціональних) планетарного гідромотора є частота обертання його вихідного валу (рисунок 3.17, криві 6).

У свою чергу, частота обертання пов'язана з лінійною залежністю з витратою робочої рідини і є функцією навантаження  $n = f_1(M_{кр})$ . Тоді для визначення діаметрального зазору необхідно виміряти три параметри: витрату робочої рідини, частоту обертання і крутний момент. Необхідно відзначити, що вимір крутного моменту в умовах експлуатації є дуже важким завданням. Встановлено, що механічний ККД і крутний момент залишаються практично незмінними у всьому діапазоні зміни діаметрального зазору (рисунок 3.17, криві 3 і 5). Отже, і перепад тиску робочої рідини  $\Delta p$ , у цьому діапазоні, буде незмінним. Інакше висловлюючись, перепад тиску змінюватиметься за умов експлуатації, лише із зміною навантаження.

Тому, при діагностуванні планетарного гідромотора в умовах експлуатації, замість трудомісткого для вимірювання крутного моменту  $M_{кр}$ , можна контролювати перепад тиску (знаючи залежність  $\Delta p = f_2(M_{кр})$ ). Якщо в процесі експлуатації гідромотору забезпечити номінальні витрату робочої рідини та навантаження (перепад тиску), то для визначення технічного стану планетарного гідромотора можна використовувати в якості номограми рисунок 3.17. При цьому частота обертання є єдиним параметром, що змінюється.

Для практичного використання запропонованого методу необхідно шляхом експериментальних досліджень отримати математичну модель зміни технічного стану планетарного гідромотора в залежності від навантаження, витрати робочої рідини і зношування (діаметрального зазору) та визначити залежність  $G = f_1(\Delta p, Q, n)$ . Запропонований метод можна реалізувати за допомогою стандартних засобів контролю.

Розроблена гідравлічна схема контролю технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації (рисунок 4.10) включає в себе випрямляючий контур 1 (для створення спрямованих гілок потоку), дросель 8 (для навантаження насосної станції і створення необхідного потоку),



витратомір 9 (для контролю робочої рідини), розподільник 3 (для реверсування напрямку обертання валу гідромотора), манометри 2, 4 і 7 (для визначення перепаду тиску) та випробуваний гідромотор 5, встановлений на сільськогосподарській машині (т.к. навантаження створюється за рахунок виконання сільськогосподарською машиною будь-якої операції). Частота обертання вихідного валу гідромотора вимірюється за допомогою тахометра (на схемі не показано).

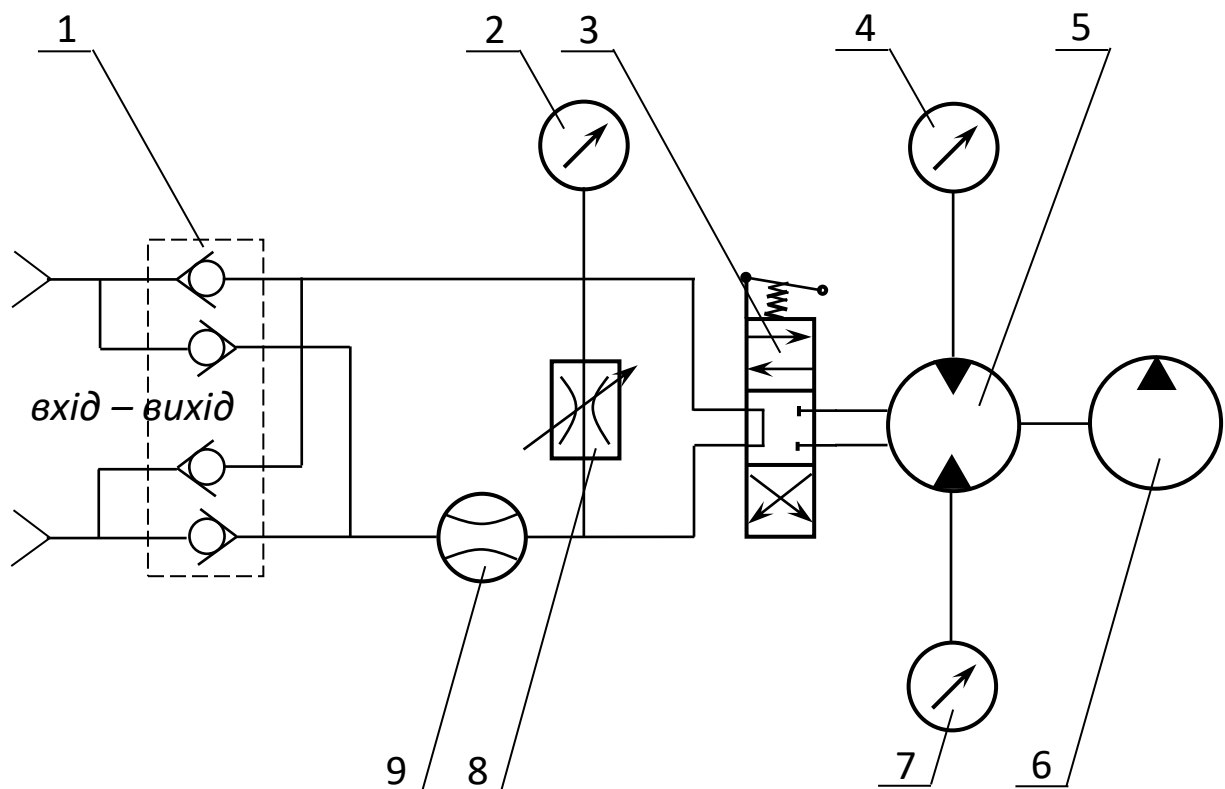


Рисунок 4.10 – Гідравлічна схема пристрою для контролю технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації:

- 1 – випрямляючий контур; 2, 4, 7 – манометри; 3 – розподільник;  
5 – випробуваний гідромотор; 6 – насос; 8 – дросель; 9 – витратомір

#### 4.3.2 Стендова діагностика планетарного гідромотора.

При визначенні обсягу ремонтних робіт (вхідний контроль), а також при оцінці якості ремонту планетарних гідромоторів (вихідний контроль) необхідно контролювати технічний стан гідромотора згідно з [103, 105, 107], тобто вимірювати ККД гідромотора.

ККД гідромотора визначається непрямым шляхом із рівняння [44, 71]:

$$\eta = \frac{M_{кр} \cdot \omega}{\Delta p \cdot Q}, \quad (4.15)$$

- де  $M_{кр}$  – крутний момент, що розвивається гідромотором;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання вихідного валу гідромотора;  
 $\Delta p$  – перепад тиску;  
 $Q$  – витрата робочої рідини.

Отже, визначення ККД планетарного гідромотора є дуже трудомісткою діагностичною операцією (через велику кількість вимірюваних параметрів). Тому мета вдосконалення стендової діагностики – зниження трудомісткості діагностування планетарного гідромотора шляхом зниження кількості контрольованих параметрів при визначенні його ККД.

Для реалізації поставленого завдання було розроблено гідравлічну схему приставки до стенду КІ-4815 для діагностики планетарних гідромоторів (рисунок 4.11).

Насос 12, що приводиться в дію стендом 1 (КІ-4815), подає робочу рідину за допомогою розподільника 2 до випробуваного планетарного гідромотора 4. Необхідна витрата робочої рідини встановлюється за допомогою дроселя 11 і контролюється лічильником робочої рідини (витратоміром), встановленим на стенді 1. Перепад тиску визначають за показниками манометрів 3 і 9. Частота обертання контролюється лічильником імпульсів 8. Крутний момент контролюється за допомогою тензомуфти та тензобалки за показаннями приладу тензопідсилювача 5. Навантаження гідромотора визначає однозахідний черв'ячний редуктор 7, підключений до нього тихохідним валом. До швидкохідного валу редуктора 7 підключений електродвигун 6. Таким чином, поки електродвигун 6 включений, випробуваний гідромотор 4 не може повернути тихохідний вал редуктора 7 (гідромотор працює в загальмованому режимі). Після включення електродвигуна 6 редуктор 7 «розгальмовується» і вал гідромотора 4 обертається з постійною кутовою швидкістю (заданою кінематикою

гальмівного пристрою), розвиваючи при цьому найбільший крутний момент. Отже, один із контрольованих параметрів, визначених залежністю (4.15), можна замінити на постійний коефіцієнт  $K_1 = \omega = \text{const}$ .

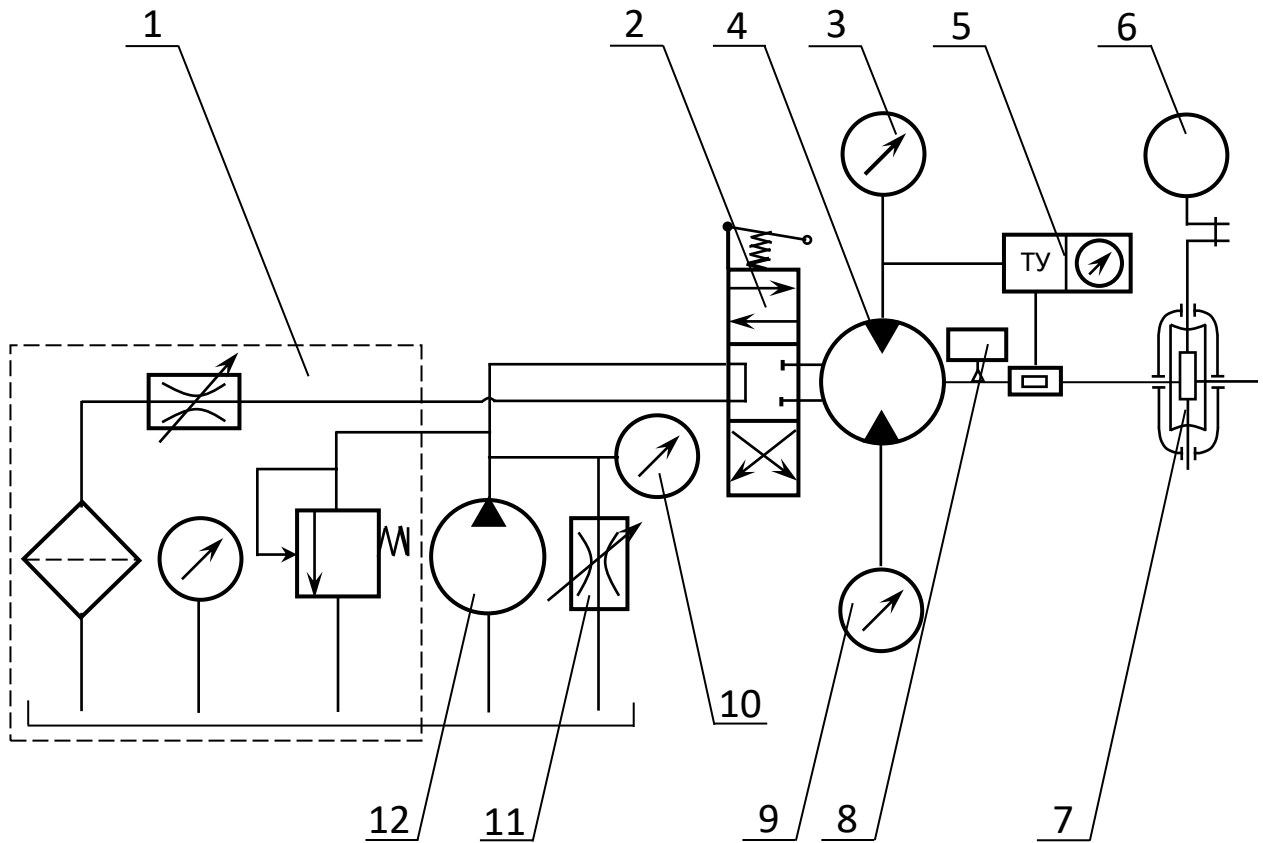


Рисунок 4.11 – Гідравлічна схема приставки до стенду КІ-4815 для діагностики планетарних гідромоторів:

- 1 – стенд КІ-4815; 2 – розподільник; 3, 9 – манометри; 4 - випробуваний гідромотор; 5 – тензопідсилювач; 6 – електродвигун; 7 – редуктор; 8 – лічильник імпульсів; 10 - витратомір; 11 – дросель; 12 – насос

Оскільки крутний момент, що розвивається гідромотором є функцією від перепаду тиску, то  $M_{кр} = f(\Delta p) = K_2 \cdot \Delta p$ , де  $K_2 = \text{const}$ . Замінивши  $K_1 \cdot K_2 = K_3 = \text{const}$  та підставивши його у рівняння (4.15), після перетворень отримаємо

$$\eta = \frac{K_3}{Q}$$

У зв'язку з цим, для визначення технічного стану планетарного

гідромотора згідно [103, 107] із застосуванням розробленої приставки, необхідно (і достатньо) визначити лише витрату робочої рідини, попередньо визначивши коефіцієнт  $K_3$ .

Таким чином можна зробити висновок, що для контролю циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора запропоновано та обґрунтовано новий геометричний параметр, загальний для внутрішнього та зовнішнього роторів, що дозволяє прогнозувати значення діаметрального зазору перед збиранням, після ремонту.

Розроблені методи та засоби ремонтної діагностики деталей циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора дозволяють контролювати похибку форми виготовлення (відновлення) зубчастого профілю внутрішнього та зовнішнього роторів.

Розроблені методи та засоби безрозбірної діагностики планетарного гідромотора дозволяють контролювати його технічний стан, як у стаціонарних умовах (на стенді), так і в умовах експлуатації зі зменшеною кількістю контрольованих параметрів.

#### 4.4 Висновки по розділу

1. Обґрунтовано використання комплексного параметру для прогнозування діаметрального зазору в циклоїдальному зачепленні. Показано, що параметр, який характеризує відстань між точками контакту зубців, дозволяє прогнозувати величину діаметрального зазору перед збиранням, що є важливим для забезпечення надійної роботи гідромотора.

2. Розроблено прилади для контролю точності виготовлення внутрішнього та зовнішнього роторів, що дозволяють оцінювати похибку форми виготовлення їх зубчастого профілю. Створені прилади дозволяють контролювати точність виготовлення зубчастого профілю роторів з використанням комплексного параметру, що підвищує якість виготовлення планетарних гідромоторів.

3. Запропоновано метод безрозбірного контролю технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації, що базується на вимірюванні частоти обертання вихідного валу, перепаду тиску та витрати робочої рідини. Розроблений метод дозволяє оперативно оцінювати технічний стан гідромотора без його демонтажу, що зменшує час та вартість діагностики.

4. Розроблено гідравлічну схему приставки до стенду КІ-4815 для стендової діагностики планетарних гідромоторів, що дозволяє зменшити кількість контрольованих параметрів. Запропонована гідравлічна схема дозволяє визначати ККД гідромотора, вимірюючи лише витрату робочої рідини, що значно спрощує процес діагностики.

5. Розроблено методику розрахунку найменшого діаметрального зазору з урахуванням температурних умов роботи гідромотора. Запропонована методика дозволяє розраховувати найменший діаметральний зазор, враховуючи коефіцієнти лінійного розширення матеріалів роторів та корпусу, а також робочі температури.

6. Представлено можливість ефективного контролю технічного стану планетарного гідромотора як в стаціонарних, так і в експлуатаційних умовах за рахунок застосування розроблених методів та засобів. Створені методи та засоби дозволяють контролювати технічний стан гідромотора на різних етапах його життєвого циклу, що сприяє підвищенню надійності та ефективності його використання.

## РОЗДІЛ 5

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Теоретичне обґрунтування впливу діаметрального зазору на зміну технічного стану планетарного гідромотора та результати математичного моделювання зміни технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації дозволяють сформулювати основні завдання експериментальних досліджень:

- перевірити та уточнити результати теоретичних досліджень та математичного моделювання;
- визначити номінальні значення функціональних параметрів планетарного гідромотора для діагностики його технічного стану в умовах експлуатації;
- дослідити вплив навантаження, витрати робочої рідини та діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора;
- визначити граничні значення діаметрального зазору циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора;
- перевірити розроблені засоби контролю у виробничих умовах.

#### 5.1 Методика визначення кількості повторності дослідів

Справжнє значення вимірюваних параметрів із заданим довірчим інтервалом отримували при встановленій кількості повторності дослідів, яку визначали згідно з методикою [43] з урахуванням [41, 79].

Для невеликої кількості експериментальних даних розраховуються основні числові характеристики змінних як випадкових величин. При вимірах фізичних величин, коли основну роль грають випадкові помилки, всі оцінки точності можна зробити лише з певною ймовірністю. Для виявлення випадкової помилки виміру необхідно виміри повторити кілька разів.

При плануванні експерименту вирішується питання про кількість повторності дослідів щодо тієї чи іншої вимірюваної величини. Ґрунтуючись на роботах [43, 79, 110] з урахуванням [46] для визначення кількості повторності дослідів необхідно задатися такими величинами:

– довірчою ймовірністю –  $\alpha$ , тобто, ймовірністю того, що значення вимірюваної величини  $Y$  не вийдуть за довірчі межі  $\pm Y$ , які визначаються довірчою ймовірністю. При звичайних дослідженнях у техніці знаходження залежностей впливу різних чинників достатня довірча ймовірність становить  $\alpha = 0,95$  за відносної помилки трохи більше 5%;

– припустимою помилкою –  $\varepsilon$ , яка виражена у частках середньоквадратичного відхилення  $\sigma$ .

Залежно від обраної довірчої ймовірності та припустимої помилки  $\varepsilon$  вибирається необхідна кількість повторності дослідів, що дорівнює  $n = 3$  [46].

З попереднього експерименту отримані три значення об'ємного ККД  $\eta_{об}$ : 0,946; 0,928 та 0,975. Для оцінки істинного значення вимірюваної величини приймають її середнє арифметичне значення, що визначається за формулою:

$$\bar{Y} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n Y_n, \quad (5.1)$$

$$\bar{X} = \frac{0,946 + 0,928 + 0,975}{3} = 0,95.$$

У класичній теорії помилок доведено, що випадкові помилки підкоряються нормальному закону розподілу. Для оцінки величини випадкової помилки вимірювання найбільш поширена оцінка за допомогою середньоквадратичного відхилення:

$$S_{(Y)} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (Y - \bar{Y})^2}, \quad (5.2)$$

де  $(n - 1) = f$  – кількість ступенів свободи.

$$S_x = \sqrt{\frac{(0,946 - 0,95)^2 + (0,928 - 0,95)^2 + (0,975 - 0,95)^2}{3-1}} =$$

$$= \sqrt{5,61 \cdot 10^{-4}} = 2,37 \cdot 10^{-2}.$$

0,000016

0,00048

0,000625

Квадрат цієї величини називається дисперсією окремого виміру та визначається з виразу:

$$S_{(Y)}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (Y - \bar{Y})^2, \quad (5.3)$$

$$S_x^2 = 5,61 \cdot 10^{-4}.$$

Середньоквадратична помилка середнього результату дорівнює:

$$S_Y = \frac{S_{(Y)}}{\sqrt{n}}, \quad (5.4)$$

$$S_{x_{cp}} = \frac{2,37 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{3}} = 1,37 \cdot 10^{-2}.$$

Величина довірчої помилки (абсолютна похибка) визначається виразом:

$$\varepsilon = t_T \cdot S_Y, \quad (5.5)$$

де  $t_T$  – табличне значення критерія Стюдента, при  $\alpha = 0,95$  і  $f = n - 1 = 2$ ,

$$t_T = 4,30 [46];$$

$$\varepsilon = 4,3 \cdot 1,37 \cdot 10^{-2} = 5,89 \cdot 10^{-2}.$$

Оскільки відносна помилка  $\Delta$  не повинна перевищувати 5%, перевіримо справедливість умови:

$$\Delta \geq \frac{\varepsilon}{\bar{Y}} \cdot 100\%, \quad (5.6)$$

$$\frac{5,89 \cdot 10^{-2}}{0,95} \cdot 100\% = 6,2\% > 5\%.$$



Умова (5.6) не виконується. Для отримання значення відносної помилки, що не перевищує 5%, визначимо відповідне значення абсолютної похибки з рівняння (5.6), прирівнявши праву частину до 5%:

$$\varepsilon = \frac{\bar{Y}}{100\%} \cdot 5\%,$$

$$\varepsilon = \frac{0,95 \cdot 5}{100} = 4,75 \cdot 10^{-2}.$$

Підставивши отримане значення  $\varepsilon$  у рівняння (5.5), визначимо розрахункове значення критерію Стьюдента:

$$t_p = \frac{\varepsilon \cdot \sqrt{n}}{S_{(Y)}}, \quad (5.7)$$

$$t_p = \frac{4,75 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{n}}{2,37 \cdot 10^{-2}}.$$

Приймаючи  $n = 4$ , маємо  $t_p = 3,8878$ . При  $n = 4$ ,  $f = 4 - 1 = 3$  і  $\Delta = 5\%$  табличне значення критерію Стьюдента становить  $t_T = 3,18$  [26]. Умова  $t_p = 4,0 > t_T = 3,18$  виконана. Отже, необхідна кількість повторності дослідів дорівнює 4.

5.2 Методика визначення номінальних значень функціональних параметрів планетарного гідромотора для діагностики його технічного стану в умовах експлуатації

Згідно з теорією подібності гідромашин [68], механічний (а значить, і загальний) ККД гідромотора змінюється за параболічною залежністю (рис. 5.1), причому сам критерій подібності визначається відомою залежністю:

$$\sigma = \frac{P_n}{\mu \cdot \omega}, \quad (5.8)$$

де  $p_1$  – тиск нагнітання робочої рідини;

$\mu$  – в'язкість робочої рідини;

$\omega$  – кутова швидкість вихідного валу гідромотора.

Аналіз наведеної залежності (рисунок 5.1) показує, що ККД гідромотора, залежно від навантаження (яке характеризує тиск нагнітання робочої рідини  $p_1$ ) та кутової швидкості вихідного валу гідромотора  $\omega$  змінюється по параболічній кривій. Причому весь діапазон зміни ККД гідромотора можна умовно розділити на дві ділянки:  $AB$  – ділянка різкого зростання ККД зі збільшенням навантаження та  $CD$  – ділянка, що визначає оптимальне (стале) значення ККД. Отже, для безрозбірного визначення технічного стану (діагностики) гідромотора необхідно виявити діапазон зміни функціональних параметрів, при якому ККД має номінальне значення (рисунок 5.1, ділянка  $CD$ ).

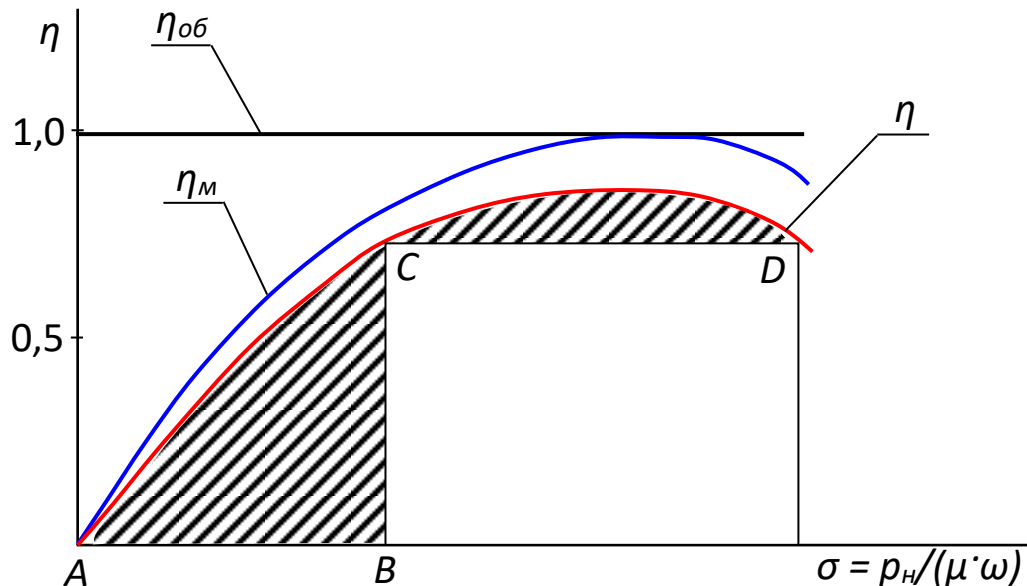


Рисунок 5.1 – Залежність ККД гідромашини від критерію подібності

Основними факторами, що визначають технічний стан гідромотора, є [24, 28, 32, 75, 80, 99]: діаметральний зазор  $G$  в циклоїдальному зачепленні, витрата робочої рідини  $Q$  та навантаження  $M_{кр}$  на валу гідромотора.

При проведенні експериментальних досліджень кожному змінному фактору призначено певний крок варіювання:

- діаметральний зазор  $G = 0,07$  мм;
- витрата робочої рідини  $Q = 20$  л/хв;

– крутний момент  $M_{кр} = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Для експериментального моделювання зміни діаметрального зазору  $G$ , як параметра розмірного зносу, виготовляли спеціальні зразки внутрішніх роторів, з різним радіусом ділильного кола  $R_1$ . При цьому отримували зазор  $G$ , рівним 0,02, 0,09, 0,16 та 0,23 мм. Геометричні параметри зовнішнього ротора (радіус ділильного кола  $R_2$ , радіус закруглення зуба  $r_2$ ) та радіус закруглення зуба внутрішнього ротора  $r_1$  залишалися незмінними ( $r_1, R_2, r_2 = \text{const}$ ). Похибка форми виготовлення зубчастого контуру внутрішнього та зовнішнього роторів, при визначенні діаметрального зазору, не враховували, а дійсну можливу зміну діаметрального зазору визначали з виразу:

$$G_\delta = G + P_{\phi_1} + P_{\phi_2}, \quad (5.9)$$

де  $G$  – діаметральний зазор без урахування похибки форми зубчастого контуру деталей силового з'єднання;

$P_{\phi_1}$  – похибка форми виготовлення зубчастого контуру внутрішнього ротора;

$P_{\phi_2}$  – похибка форми виготовлення зубчастого контуру зовнішнього ротора.

Експериментальні дослідження проводились на спеціальному випробувальному стенді (рисунок 5.2), розробленому відповідно до нормативної документації [49–55, 57–65].

Номінальне (поточне) значення витрати робочої рідини встановлювалося за допомогою зміни робочого потоку рідини при роботі гідромотора на холостому ході (без навантаження), відповідно рівним 50, 70, 90 и 110 л/хв.

Перепад тиску задавали відповідною зміною навантаження рівним 8, 16 и 20 МПа.

Необхідне навантаження задавалася за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду (рисунок 5.2) у діапазоні 100...1500 Н·м з кроком 100 Н·м.

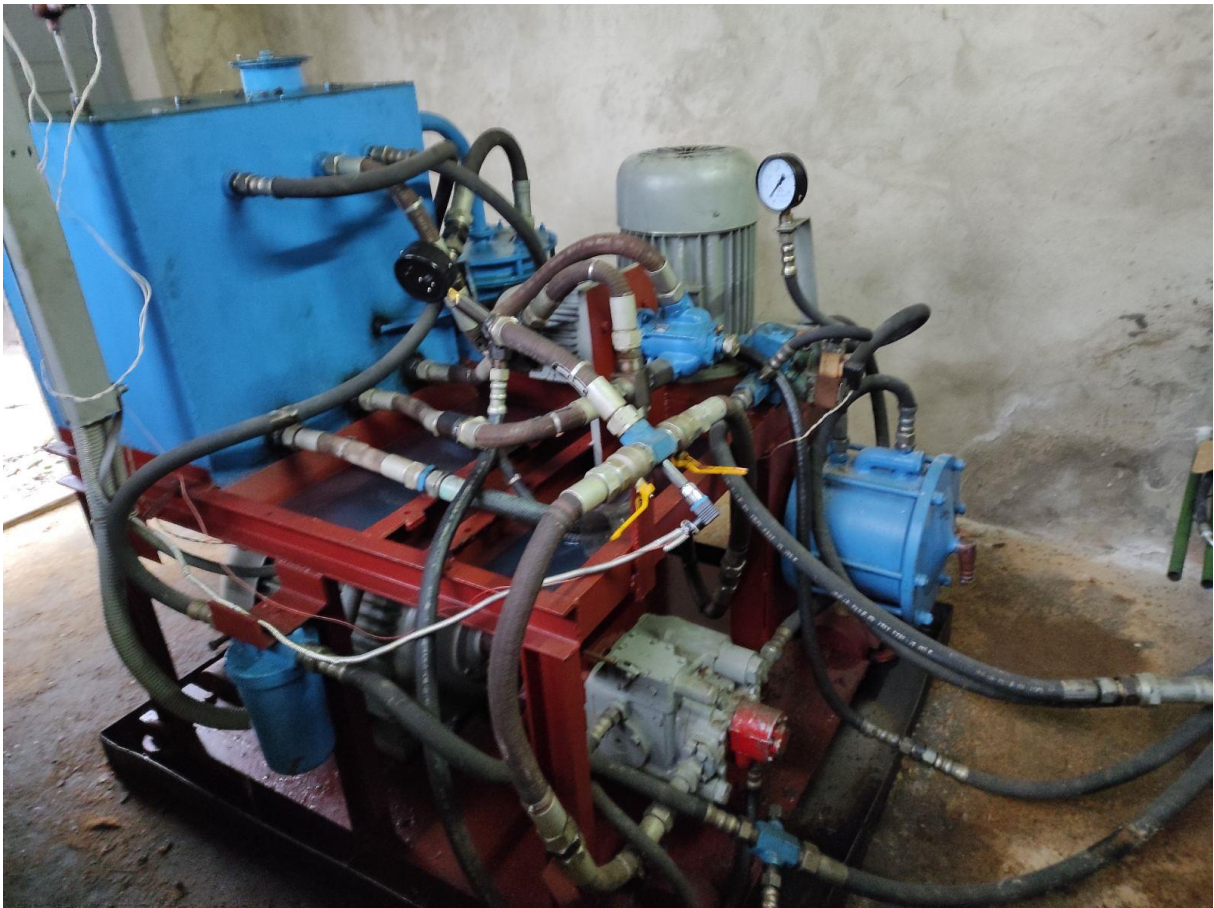


Рисунок 5.2 – Загальний вигляд експериментального стенду

Дослідження зміни вихідних характеристик розробленого модернізованого планетарного гідромотора оцінюється за результатами його порівняльних випробувань із серійним гідромотором.

Випробування проводилися з двома гідромоторами робочим об'ємом  $630 \text{ см}^3$  (з серійною та модернізованою системою роторів). У модернізованій конструкції гідромотора з метою підвищення сумісності результатів використано всі деталі серійного гідромотора, крім роторів. Похибка форми виготовлення роторів модернізованого гідромотора становила  $E = 0,02...0,065$  мм, а серійного –  $E = 0,02...0,21$  мм.

Для проведення стендових випробувань серійного та модернізованого планетарних гідромоторів розроблено принципову гідравлічну схему стенду (рисунок 5.3), яка показує розташування, взаємозв'язок та роботу основних елементів [77, 79, 88].

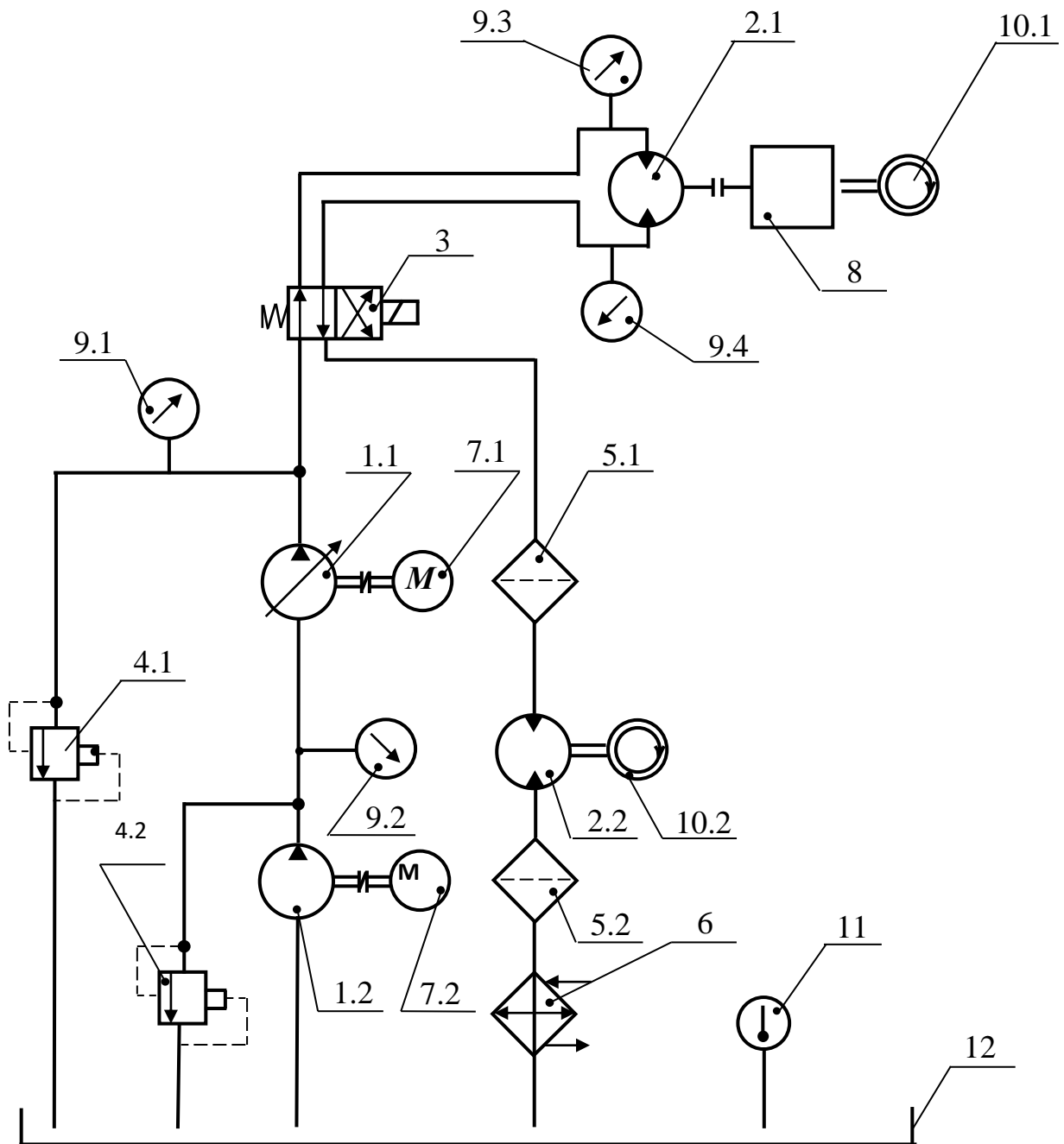


Рисунок 5.3 – Принципова гідравлічна схема експериментального стенду для випробувань планетарних гідромоторів:

1.1 – регульований аксіально-поршневий насос; 1.2 – пластинчастий насос підживлення; 2.1 - випробуваний планетарний гідромотор; 2.2 – аксіально-поршневий гідромотор; 3 – розподільник; 4.1 – запобіжний клапан; 4.2 – переливний клапан; 5.1, 5.2 – фільтри тонкого очищення; 6 – теплообмінник; 7.1, 7.2 – приводні двигуни; 8 – порошок гальмо; 9.1–9.4 – манометри; 10.1, 10.2 – тахометри; 11 – термометр; 12 – бак

Робоча рідина, необхідна для проведення випробувань, знаходиться в баку 12 об'ємом 250 літрів. При випробуваннях гідромоторів робоча рідина з бака 12 подається до регульованого аксіально-поршневого насоса 1.1 ( $Q = 220$  л/хв,  $p = 30$  МПа) за допомогою пластинчастого насоса підживлення 1.2 ( $Q = 220$  л/хв). Насоси 1.1 та 1.2 приводяться в дію приводними двигунами 7.1 та 7.2, відповідно. Далі рідина надходить до розподільника 3 і від нього до випробуваного гідромотора 2.1. Від гідромотора 2.1 робоча рідина знову надходить до розподільника 3, далі до фільтру тонкого очищення 5.1, аксіально-поршневому гідромотору 2.2, фільтру тонкого очищення 5.2 теплообміннику 6 і повертається в бак 12.

При випробуваннях в якості навантаження (для створення необхідного гальмівного моменту) працює порошкове гальмо 8. Реверсивний напрямок обертання випробуваного гідромотора 2.1 забезпечує розподільник 3.

Тиск на вході та виході випробуваного гідромотора 2.1 контролюється за допомогою манометрів 9.3 та 9.4. Частота обертання вала гідромотора визначається за допомогою тахометра 10.1 з датчиком імпульсів і диском, встановленим на валу порошкового гальма 8. Витрата робочої рідини визначається непрямым шляхом за частотою обертання вала, тарованого аксіально-поршневого гідромотора 2.2, що визначається тахометром.

Фільтрування робочої рідини здійснюється за допомогою фільтрів тонкого очищення 5.1 та 5.2. Необхідна температура робочої рідини в баку 12 забезпечується теплообмінником 6 з примусовим охолодженням проточною водою та контролюється термометром 11.

Для запобігання перевантаженням, що виникають при випробуваннях гідромотора 2.1, паралельно насосу 1.1 встановлений запобіжний клапан 4.1. Тиск робочої рідини на виході із насоса 1.1 контролюється манометром 9.1.

З метою забезпечення необхідної витрати робочої рідини на вході в насос 1.1 паралельно насосу підживлення 1.2 встановлено переливний клапан 4.2. Тиск рідини у магістралі підживлення (на виході з насоса 1.1) контролюється манометром 9.2.

За результатами вимірювання перепаду тиску і крутного моменту визначають механічний ККД, а результати вимірювань частоти обертання вала гідромотора і витрати робочої рідини дозволяють визначити об'ємний ККД. Інші характеристики гідромоторів визначаються розрахунковим шляхом.

5.3 Методика дослідження впливу навантаження, витрати робочої рідини і діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора

Для реалізації запропонованого методу діагностики планетарного гідромотора в умовах експлуатації необхідно досліджувати процес зміни технічного стану гідромотора в залежності від витрати робочої рідини, навантаження та діаметрального зазору. При вивченні цього процесу, а також для визначення ступеня впливу зносу циклоїдального зачеплення на функціональні параметри планетарного гідромотора використано математичне планування факторного експерименту [41, 46, 79].

При проведенню дослідженні як функції відгуків  $y_i$  (вихідні параметри) вибиралися наступні параметри:

- частота обертання  $n$  вала гідромотора ( $y_1$ );
- перепад тисків  $\Delta p$  робочої рідини ( $y_2$ );
- об'ємний ККД  $\eta_{об}$  гідромотор ( $y_3$ );
- механічний ККД  $\eta_m$  гідромотора ( $y_4$ );
- загальний ККД  $\eta$  гідромотора ( $y_5$ ).

Основними факторами, що змінюються  $x_i$  (вхідні параметри), що визначають технічний стан планетарного гідромотора, є:

- крутний момент  $M_{кр}$  на валу гідромотора ( $x_1$ );
- дійсна витрата  $Q$  робочої рідини ( $x_2$ );
- діаметральний зазор  $G$  циклоїдального зачеплення ( $x_3$ ).

Контрольованими незмінними факторами  $z_i$ , що визначають технічний стан планетарного гідромотора прийняті:

- температура  $T$  робочої рідини ( $z_1$ );
- кінематична в'язкість  $\nu$  робочої рідини ( $z_2$ );
- тонкість фільтрації  $\Phi$  робочої рідини ( $z_3$ ).

Вибрані фактори та рівні варіювання зведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Інтервали та рівні варіювання факторів

Найменування фактору	Позначення	Код. знач. фактору	Од. вимір.	Інтерв. варіювання	Рівні факторів		
					нижн.	осн.	верхн.
Крутний момент	$M_{кр}$	$x_1$	Н·м	580	280	860	1440
Витрата робочої рідини	$Q$	$x_2$	л/хв	20	70	90	110
Діаметральний зазор	$G$	$x_3$	мм	0,09	0,02	0,11	0,20
Температура	$T$	$z_1$	$^{\circ}\text{C}$	–	50 $\pm$ 4		–
Кінематична в'язкість	$\nu$	$z_2$	м <sup>2</sup> /с	–	65 $\cdot$ 10 <sup>-6</sup>		–
Тонкість фільтрації	$\Phi$	$z_3$	мкм	–	не більше 63		–

При такому, матричному плануванні експериментальних досліджень обробка результатів дослідження зводиться до визначення коефіцієнтів регресії, які визначаються за відомими формулами [110] відповідно методиці [46]. Після визначення коефіцієнтів регресії переходять до статистичного аналізу рівнянь регресії, що складається з трьох етапів:

- оцінка дисперсії відтворюваності (або оцінка помилки досліду);
- оцінка значущості коефіцієнтів рівняння регресії;
- оцінка адекватності моделі.

Таким чином, можна зробити висновок, що розроблені методики дозволяють перевірити та уточнити результати теоретичних досліджень; визначити номінальні значення функціональних параметрів під час



діагностики планетарного гідромотора; провести виробничу перевірку розроблених методів та засобів контролю та діагностики.

Використання факторного експерименту при дослідженні впливу навантаження, витрати робочої рідини та діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора дозволяє суттєво скоротити кількість дослідів та отримати (з заданою ймовірністю) математичну модель, що визначає технічний стан (діаметральний зазор) гідромотора при різних значеннях функціональних параметрів  $G = f(Q, \Delta p, n)$ .

Результати експериментальних досліджень впливу навантаження, витрати робочої рідини та діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора при реалізації факторного експерименту наведено у таблицях 5.2...5.4.

Таблиця 5.2 – Вихідні дані визначення коефіцієнтів регресії

№ дослідю	Середнє значення функції відгуку				
	$n, y_1$	$\Delta p, y_2$	$\eta_{об}, y_3$	$\eta_m, y_4$	$\eta, y_5$
1	100,4	2,4	0,985	0,845	0,832
2	30,5	10,8	0,870	0,938	0,807
3	17,5	3,1	0,890	0,655	0,648
4	161	10,7	0,943	0,932	0,862
5	96	2,3	0,975	0,870	0,848
6	32	10,7	0,877	0,935	0,819
7	164	2,9	0,938	0,690	0,648
8	150	10,4	0,883	0,962	0,849

Таблиця 5.3 – Коефіцієнти рівнянь регресії

коефіцієнти регресії	Функції відгуку				
	$n, y_1$	$\Delta p, y_2$	$\eta_{об}, y_3$	$\eta_m, y_4$	$\eta, y_5$
$b_0$	113,625	67	0,92025	0,84575	0,784
$b_1$	-20,25	40,25	-0,027	0,0875	0,04
$b_2$	48,875	1,5	-0,0065	-0,05125	-0,0425
$b_3$	-3,125	-1,25	-0,00175	0,0185	0,007
$b_{12}$	13,25	-1,75	0,02625	0,04125	0,0535
$b_{13}$	0,75	-0,5	-0,0115	0,0035	0,003
$b_{23}$	-2,375	-0,75	-0,001	0,013	0
$b_{123}$	0,75	-0,5	-0,01575	0,0105	0,004

Таблиця 5.4 – Вихідні дані до визначення дисперсії відтворюваності

$n, об/хв$	$\Delta p, МПа$	$\eta$
153	15,3	0,938
154	15,5	0,925
151	15,3	0,972
154	15,7	0,945
154	15,6	0,945
155	15,5	0,964
156	15,7	0,977
157	15,5	0,97
157	15,3	0,97
157	15,3	0,97

Із серії дослідів (таблиця 5.4) дисперсія відтворюваності дорівнює:

$$S^2_{(y1)} = 3,956; S^2_{(y2)} = 2,678 \cdot 10^{-2}; S^2_{(y3-5)} = 3,1671 \cdot 10^{-4}.$$

Найменше значення значущого коефіцієнта регресії дорівнює (значення критерію Стьюдента  $t = 2,26$  при числі ступенів свободи  $f = 9$  [26]):

$$|b_{i/(y1)}| = 1,58925; |b_{i/(y2)}| = 0,1308; |b_{i/(y3-5)}| = 1,421985 \cdot 10^{-2}.$$

Використання повного факторного експерименту щодо впливу навантаження  $M_{кр}$ , витрати робочої рідини  $Q$  і діаметрального зазору  $G$  зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора дозволяє істотно скоротити кількість дослідів. При цьому отримана математичну модель, виражена рівняннями регресії, дозволяє з ймовірністю 0,95 визначити вплив навантаження  $M$ , витрати робочої рідини  $Q$  і діаметрального зазору  $G$  на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора:

$$y_1(n) = 113,625 - 20,25 \cdot x_1 + 48,875 \cdot x_2 - 3,125 \cdot x_3 + 13,25 \cdot x_1 \cdot x_2 - 2,375 \cdot x_2 \cdot x_3; \quad (5.10)$$

$$y_2(\Delta p) = 67 + 40,25 \cdot x_1 + 1,5 \cdot x_2 - 1,75 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (5.11)$$

$$y_3(\eta_{об}) = 0,92025 - 0,027 \cdot x_1 + 0,02625 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,01575 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3; \quad (5.12)$$

$$y_4(\eta_m) = 0,84575 + 0,0875 \cdot x_1 - 0,052125 \cdot x_2 + 0,0185 \cdot x_3 + 0,04125 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (5.13)$$

$$y_5(\eta) = 0,784 + 0,04 \cdot x_1 - 0,0425 \cdot x_2 + 0,0535 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (5.14)$$

Дисперсія адекватності дорівнює:

$$S^2_{ад1(n)} = 5,25;$$

$$S^2_{ад2(\Delta p)} = 5,25;$$

$$S^2_{ад3(\eta_{об})} = 3,573 \cdot 10^{-4};$$

$$S^2_{ад4(\eta_m)} = 8,168 \cdot 10^{-4};$$

$$S^2_{ад3(\eta)} = 1,48 \cdot 10^{-4}.$$

Розрахункові  $F_p$  і теоретичні  $F_T$  [46] значення критерія Фішера дорівнюють:

$$F_{p1(n)} = 1,26 \quad F_{T1} = 4,3 \quad f_1 = 2, \quad f_2 = 9$$

$$F_{p2(\Delta p)} = 1,96 \quad F_{T2} = 3,6 \quad f_1 = 4, \quad f_2 = 9$$

$$F_{p3(\eta_{об})} = 1,128 \quad F_{T2} = 3,6 \quad f_1 = 4, \quad f_2 = 9$$

$$F_{p4(\eta_m)} = 2,578 \quad F_{T2} = 3,9 \quad f_1 = 3, \quad f_2 = 9$$

$$F_{p5(\eta)} = 2,139 \quad F_{T2} = 3,6 \quad f_1 = 4, \quad f_2 = 9$$

Для всіх розрахункових та теоретичних значень критеріїв Фішера виконується умова  $F_p < F_T$ . Таким чином, отримані рівняння регресії (5.10...5.14) адекватно описують досліджуваний процес.

Аналіз рівнянь (5.11...5.14) підтверджує, що зміна діаметрального зазору в діапазоні 0,02...0,16 мм не впливає на зміну перепаду тисків і ККД планетарного гідромотора.

Аналіз рівняння (5.10) зміни частоти обертання в залежності від діаметрального зазору свідчить про те, що при відомих значеннях навантаження, витрати робочої рідини та частоти обертання можна визначити значення діаметрального зазору (а отже, і технічний стан гідромотора в цілому).

Для цього з рівняння (5.11), попередньо розкодувавши його, визначимо зміну крутного моменту  $M_{кр} = f(\Delta p)$ :

$$M_{кр} = \frac{40 \cdot \Delta p - 2410 - 3 \cdot Q}{48,125 - 0,0875 \cdot Q} + 60, \quad (5.15)$$

де  $\Delta p$  – перепад тиску робочої рідини,  $8 \leq \Delta p \leq 16$  МПа;

$Q$  – витрата робочої рідини,  $70 \leq Q \leq 110$  л/хв.

Розкодувавши рівняння (5.10) і підставивши в нього рівняння (5.15), визначимо зміну діаметрального зазору  $G = f(\Delta p, Q, n)$ :

$$G = \frac{21,267372 + 3,36875 \cdot n - 5,59125 \cdot \Delta p + K \cdot Q}{363,94508 \cdot (6,37656 - 0,0103906 \cdot Q) \cdot Q} + 0,09, \quad (5.16)$$

де  $n$  – частота обертання валу гідромотора,  $30 \leq n \leq 175$  об/хв;

$$K = 6,5087947 + 0,006125 \cdot n + 0,046375 \cdot \Delta p - 0,018446 \cdot Q.$$

Отримані вирази (5.15) і (5.16), при відомих значеннях частоти обертання валу гідромотора, перепаду тиску та витрати робочої рідини, дозволяють визначити технічний стан планетарного гідромотора в умовах експлуатації в заданому діапазоні варіювання перерахованих параметрів.

Таким чином, можна зробити висновок, що отримані математичні моделі (5.10...5.14) адекватно описують досліджуваний процес зміни технічного стану планетарного гідромотора в залежності від навантаження,

витрати робочої рідини і діаметрального зазору, а також підтверджують нераціональність ККД як параметра, що характеризує технічний стан планетарного гідромотора, а у той же час обґрунтовують діаметральний зазор, як єдиний достовірний діагностичний параметр.

При проведенні експериментальних досліджень варіювання навантаження проводилося шляхом зміни значень крутного моменту  $M_{кр}$  який мав дев'ять дискретних значень  $M_{кр} = 140, 280, 420, 560, 700, 840, 980, 1120, 1440$  Н·м. Зміна витрати робочої рідини  $Q$  здійснювалася шляхом дроселювання подачі насоса (з паралельним включенням дроселя) і мали три дискретні значення  $Q = 110, 90$  і  $70$  л/хв. Діаметральний зазор  $G$ , як параметр, що визначає технічний стан гідромотора, обмежувався чотирма значеннями  $G = 0.02, 0.09, 0.16$  і  $0.23$  мм та забезпечувався шляхом заміни внутрішнього ротора.

Аналіз результатів проведених досліджень (рисунок 5.4) підтверджує висновки, отримані в розділах 2 і 3 та показує, що за наявності діаметрального зазору, внутрішній ротор «спливаючи» забезпечує самогерметизацію нагнітальної та зливальної зон. Технічний стан досліджуваного планетарного гідромотора з робочим об'ємом  $V = 630$  см<sup>3</sup> визначається величиною діаметрального зазору, а його працездатність обмежена значеннями  $G = 0.02 \dots 0.16$  мм (рисунок 5.4). У всьому діапазоні зміни крутного моменту  $140 \leq M_{кр} \leq 1440$  Н·м, витрати робочої рідини  $70 \leq Q \leq 110$  л/хв та діаметрального зазору  $0,02 \leq G \leq 0,16$  мм, робочий стан планетарного гідромотора представлено як відповідна «площадка».

При значеннях діаметрального зазору  $G = 0.23$  мм та витраті  $Q$  робочої рідини 110 і 90 л/хв, зі збільшенням навантаження  $M_{кр}$  від 560 до 700 Н·м, відповідно, відбувається різке падіння частоти обертання  $n$  валу гідромотора. Подальше збільшення навантаження призводить до повної зупинки (втрати працездатності) гідромотора (рисунок 5.4, а, б). При витраті робочої рідини  $Q = 70$  л/хв гідромотор повністю втратив працездатність (рисунок 5.4, в).

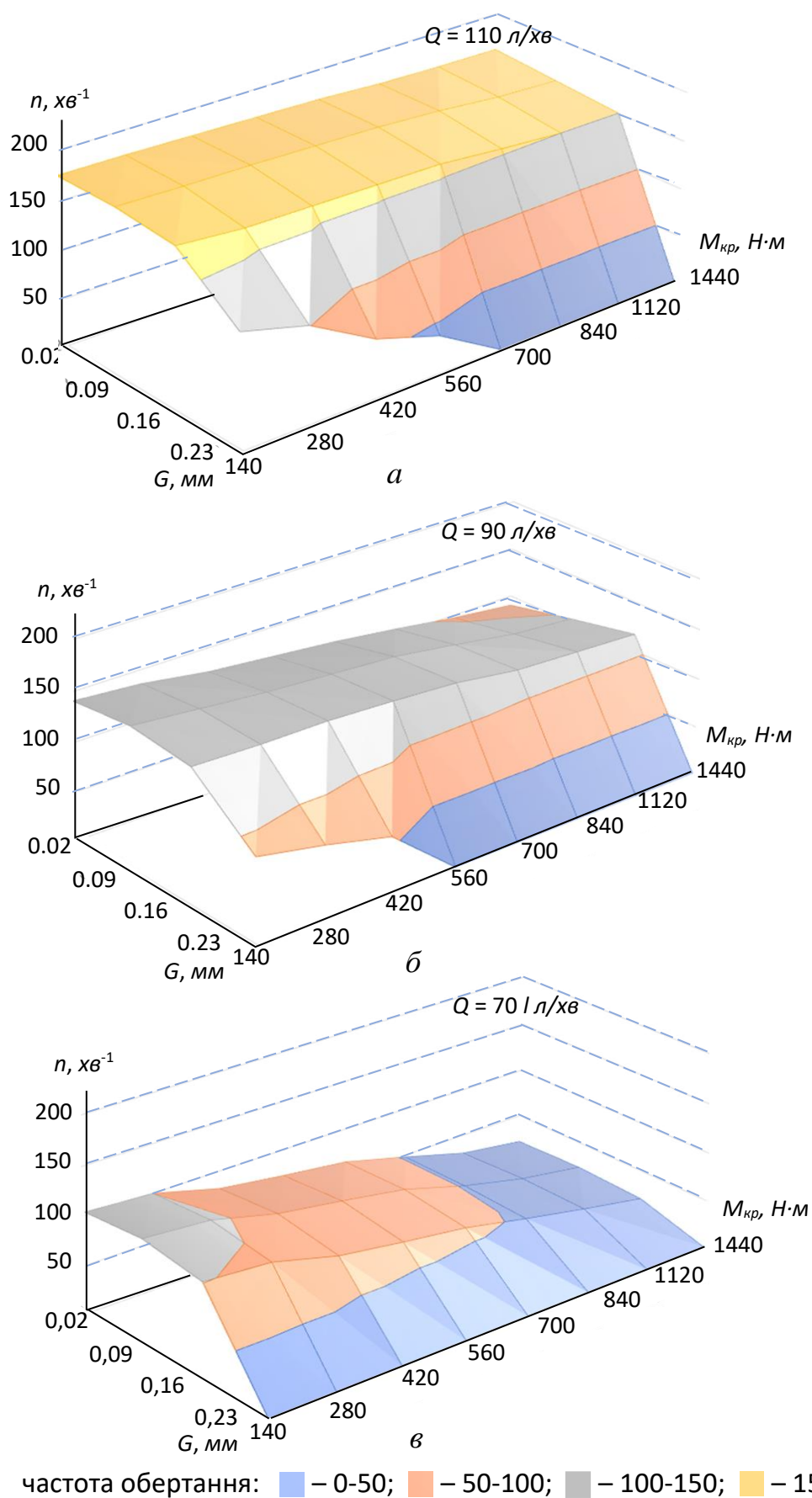


Рисунок 5.4 – Зміна частоти обертання валу гідромотора в залежності від навантаження, витрати робочої рідини та діаметрального зазору

Проведеними дослідженнями встановлено, що в процесі експлуатації (при зносі) механічний ККД і крутний момент планетарного гідромотора залишаються практично незмінними у всьому діапазоні зміни діаметрального зазору між роторами. Отже, і перепад тиску  $\Delta p$  робочої рідини, в діапазоні зміни крутного моменту буде незмінним, а в умовах експлуатації буде змінюватися, тільки зі зміною навантаження.

Таким чином, можна заключити, що знаючи закономірність зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора при його експлуатації (зносі) залежно від зміни навантаження та витрати робочої рідини можна визначити його технічний стан.

#### 5.4 Визначення номінальних значень функціональних параметрів планетарного гідромотора в умовах експлуатації

Експериментальні дослідження зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора проводилися для чотирьох фіксованих значень витрати  $Q$  робочої рідини (110 л/хв – рисунок 5.5, а; 90 л/хв – рисунок 5.5, б; 70 л/хв – рисунок 5.6, а; 50 л/хв – рисунок 5.6, б). 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  $\Delta p$ , частоти обертання валу гідромотора  $n$  та його загального ККД  $\eta$ .

Аналіз наведених залежностей (рисунок 5.5, рисунок 5.6) показує, що зміни діаметрального зазору в діапазоні  $G = 0,02...0,16$  мм практично не впливає на зміну перепаду тисків  $\Delta p$  і загального ККД  $\eta$  гідромотора при змінах навантаження в діапазоні  $M = 120...1500$  Н·м та витрати робочої рідини в діапазоні  $Q = 50...110$  л/хв.

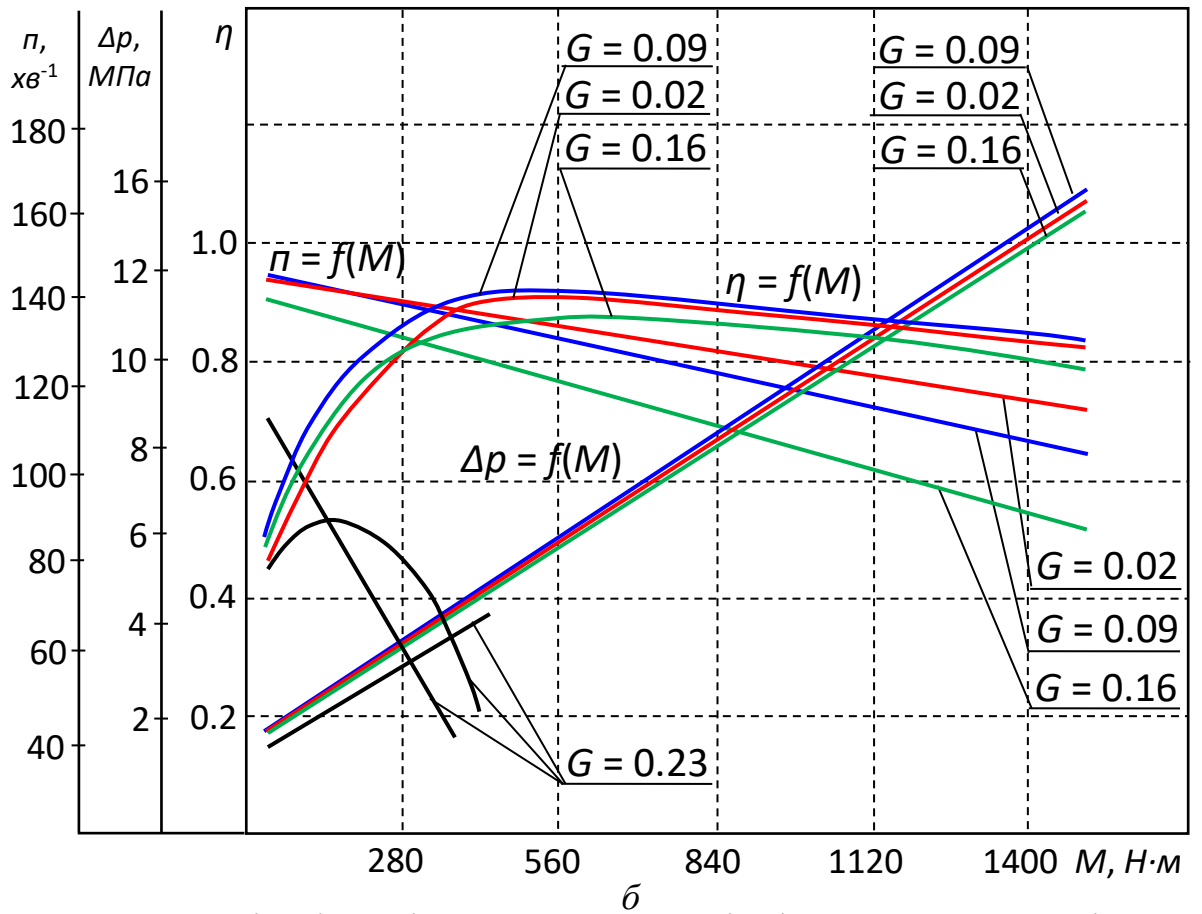
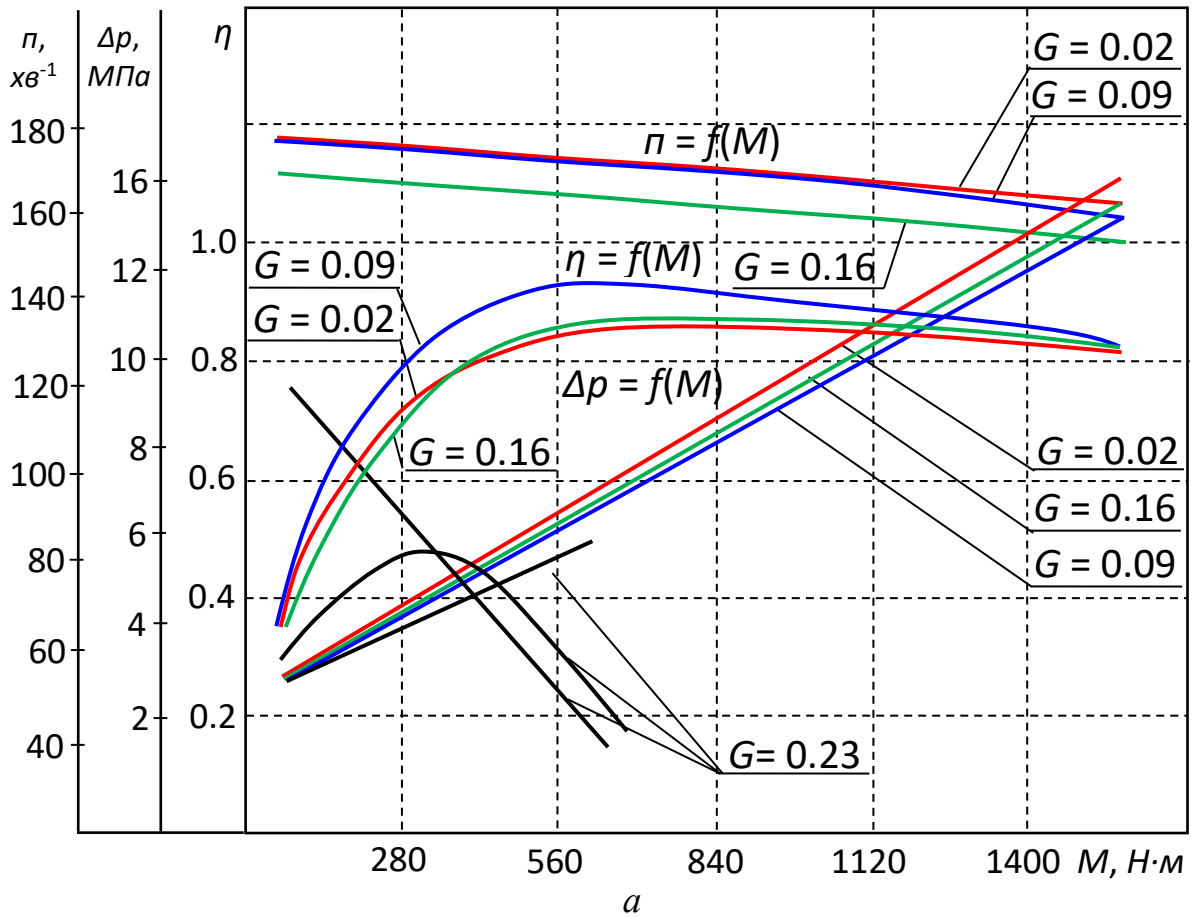


Рисунок 5.5 – Зміна функціональних параметрів гідромотора при вихідних витратах робочої рідини: а –  $Q = 110 \text{ л/хв}$ ; б –  $Q = 90 \text{ л/хв}$



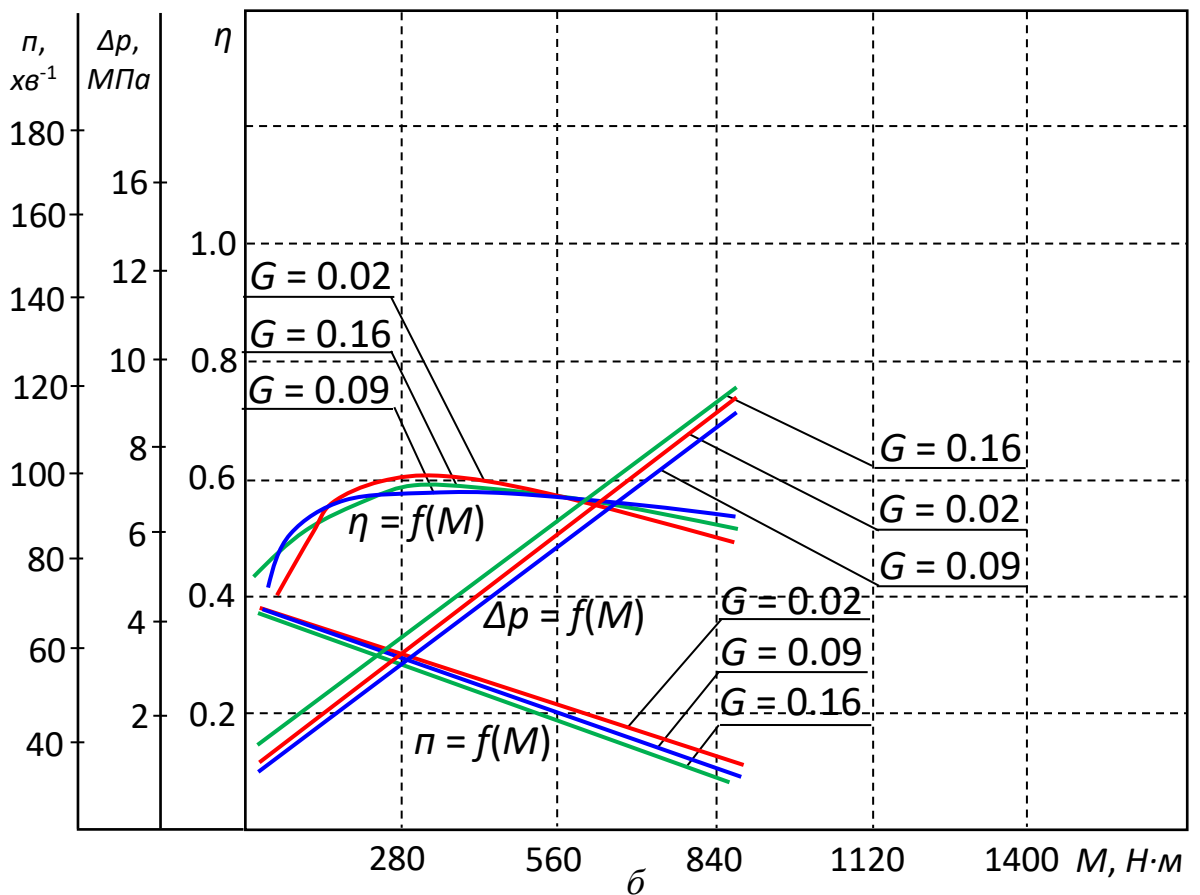
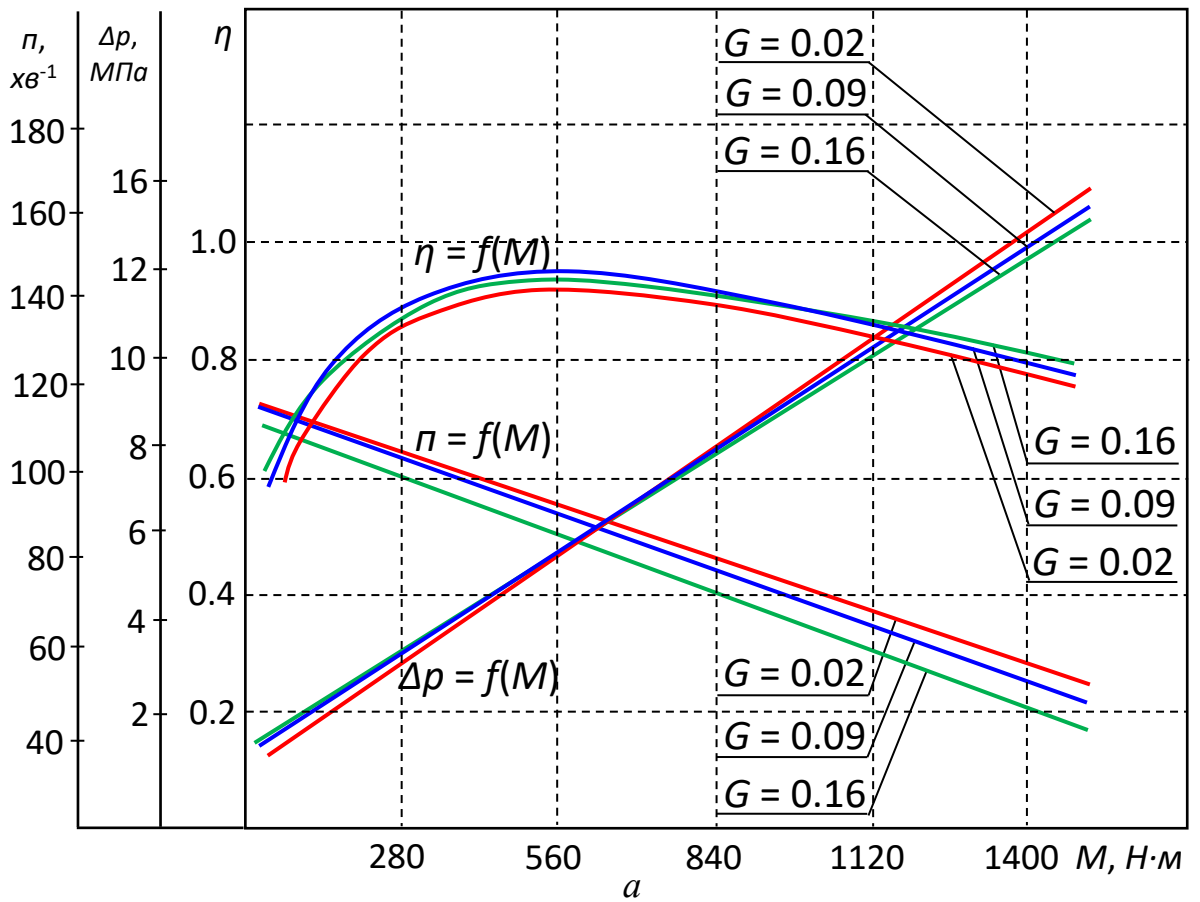


Рисунок 5.6 – Зміна функціональних параметрів гідромотора при вихідних витратах робочої рідини:  $a - Q = 70 \text{ л/хв}$ ;  $b - Q = 50 \text{ л/хв}$

При витраті робочої рідини  $Q = 110$  л/хв (рисунок 5.5, а) та діаметральному зазорі  $G = 0,02...0,09$  мм, зі збільшенням навантаження  $M$  спостерігається незначне зменшення частоти обертання  $n = 175...165$  хв<sup>-1</sup>, що становить 7%. При значенні діаметрального зазору  $G = 0,16$  мм спостерігається незначне зменшення частоти обертання  $n$  (на 3 %), яке зі збільшенням навантаження  $M$  змінюється в діапазоні  $n = 170...160$  хв<sup>-1</sup>, що становить 6%.

Аналогічні зміни частоти обертання  $n$  спостерігаються під час витрати робочої рідини  $Q = 90$  л/хв (рисунок 5.5, б) для значень діаметрального зазору  $G = 0,02...0,09$  мм. У разі збільшення навантаження  $M$  спостерігаються зменшення частоти обертання  $n = 145...110$  хв<sup>-1</sup>, що становить 24%. При значенні діаметрального зазору  $G = 0,16$  мм спостерігається незначне зменшення частоти обертання  $n$  (на 3 %), яке зі збільшенням навантаження  $M$  змінюється в діапазоні  $n = 140...85$  хв<sup>-1</sup>, що становить 40%.

При витраті робочої рідини  $Q = 70$  л/хв (рисунок 5.6, а) та діаметральному зазорі  $G = 0,02...0,16$  мм, відбувається зменшення частоти обертання гідромотора  $n = 115...50$  хв<sup>-1</sup>, що становить 57%.

Аналогічний характер зміни частоти обертання  $n$  спостерігається при витраті робочої рідини  $Q = 50$  л/хв (рисунок 5.6. б) і значенні діаметрального зазору  $G = 0,02...0,16$  мм. У разі збільшення навантаження  $M$  спостерігається зменшення частоти обертання  $n = 75... 20$  хв<sup>-1</sup>, що становить 75%.

Різде падіння частоти обертання  $n$ , і як наслідок, загального ККД гідромотора спостерігається при значеннях діаметрального зазору  $G = 0,23$  мм для значень витрат  $Q = 110$  л/хв (рисунок 5.5, а) і  $Q = 90$  л/хв (рис. 5.3, б). При витраті робочої рідини  $Q = 110$  л/хв (рисунок 5.5, а) зі збільшенням навантаження  $M = 120...600$  Н·м частота обертання змінюється в діапазоні  $n = 120...40$  хв<sup>-1</sup>, що становить 67%. При витраті робочої рідини  $Q = 90$  л/хв (рисунок 5.5, б) із збільшенням навантаження  $M = 120...380$  Н·м частоти обертання змінюється в діапазоні  $n = 110...40$  хв<sup>-1</sup>, що становить 63%.

Подальше збільшення навантаження  $M$  в обох розглянутих випадках призводить до зупинки гідромотора.

За встановленими значеннями зазначених параметрів було визначено такі залежності зміни частоти обертання від навантаження,  $n = f_1(M_{кр})$  (рисунок 5.7), витрати робочої рідини від навантаження,  $Q = f_2(M_{кр})$  (рисунок 5.8), перетікань  $Q_{np} = f_1(G)$  і загального ККД  $\eta = f_2(G)$  від діаметрального зазору (рисунок 5.9).

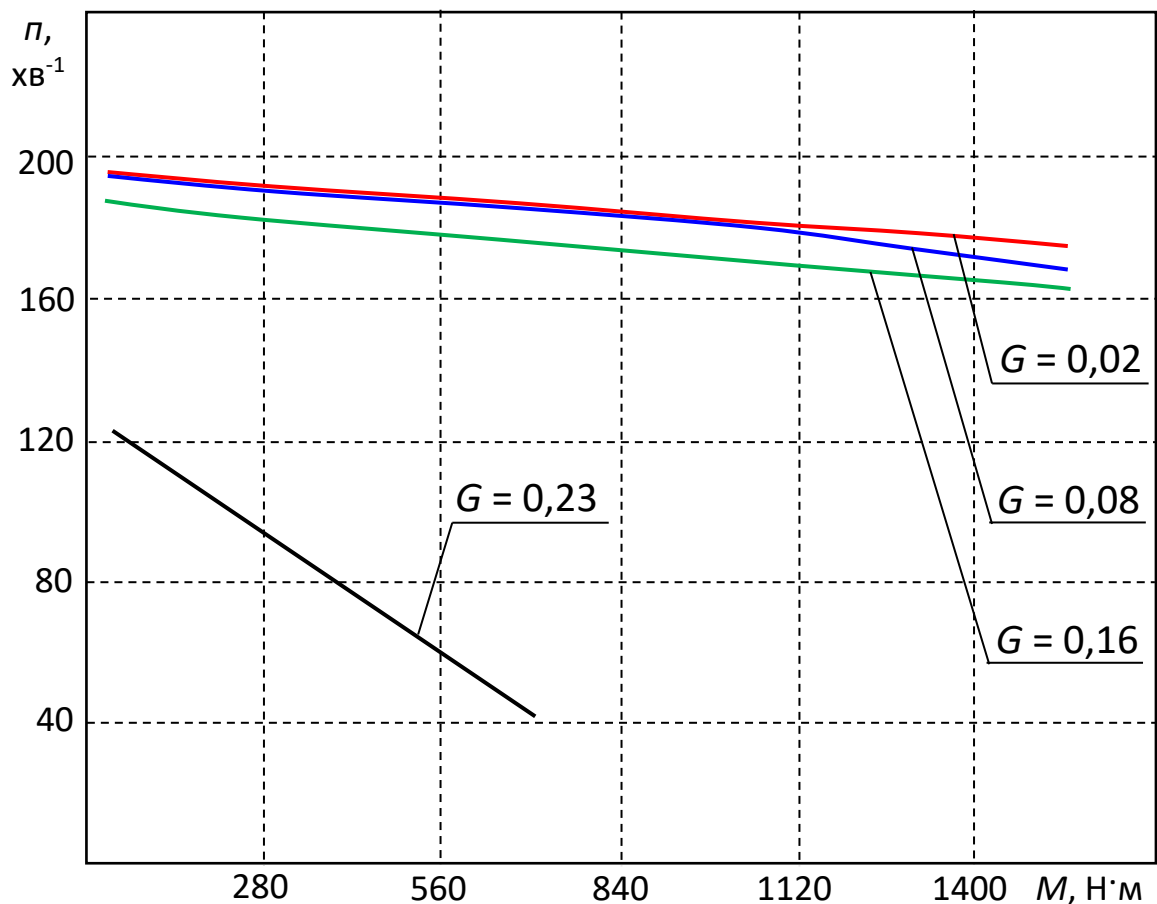


Рисунок 5.7. Залежність зміни частоти обертання від навантаження при вихідній витраті робочої рідини  $Q = 110$  л/хв

Аналіз залежності зміни частоти обертання вала гідромотора від навантаження  $n = f(M_{кр})$  показує (рисунок 5.7), що:

– зі збільшенням діаметрального зазору до  $G = 0,16$  мм частота обертання  $n$  знижується незначно;

– криві зміни частоти обертання при різних значеннях навантаження практично еквідистантні;

– з подальшим збільшенням зазору до  $G = 0,23$  мм при навантаженні  $M_{кр} = 700$  Н·м спостерігається різке зменшення частоти обертання  $n$  більш ніж у 4 рази (до 40 об/хв), а при навантаженні  $M_{кр} > 700$  Н·м гідромотор зупиняється.

Аналіз залежності зміни витрати робочої рідини від навантаження  $Q = f(M_{кр})$  показує (рисунок 5.8), що зі збільшенням діаметрального зазору  $G$  дійсна витрата робочої рідини  $Q$  не тільки не зростає, але навіть навпаки зменшується, змінюючись ідентично з частотою обертання  $n$  (рисунок 5.7).

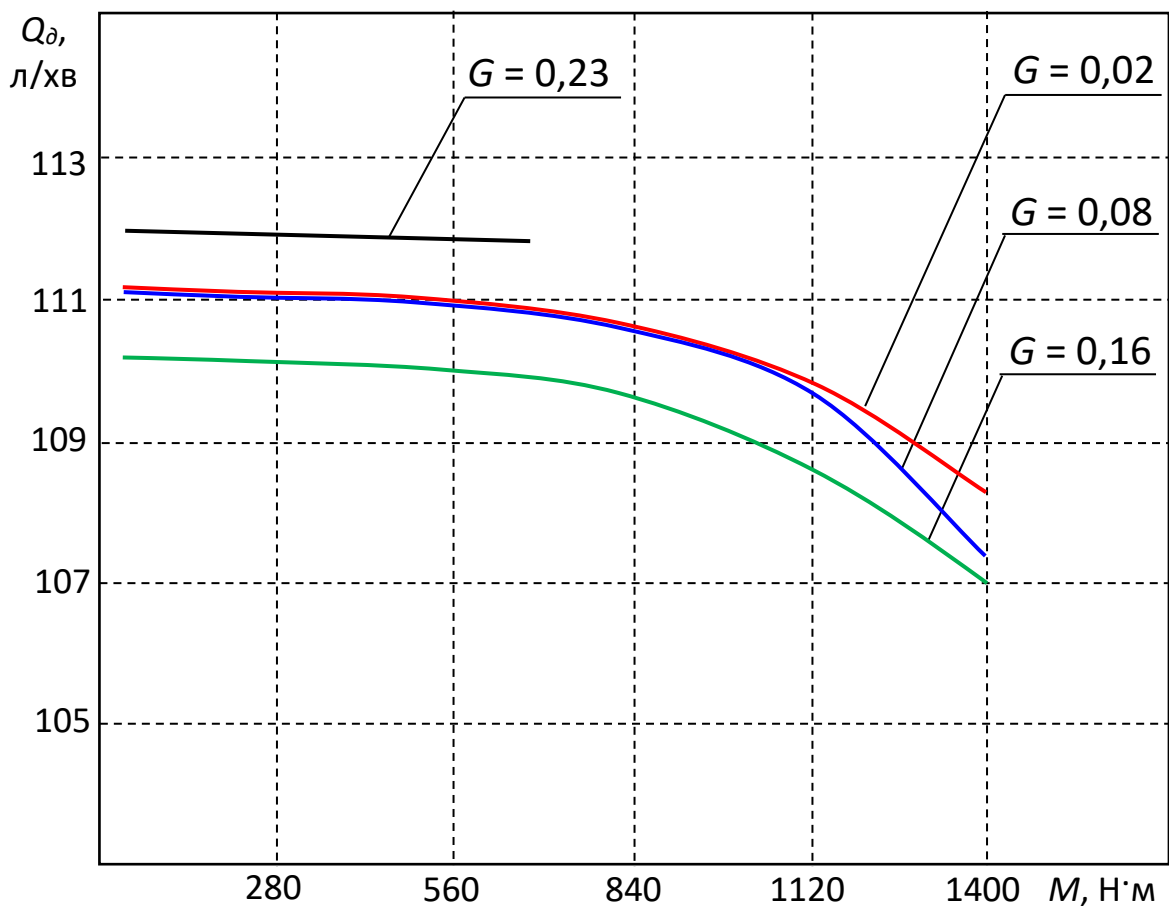


Рисунок 5.8. Залежність зміни витрати робочої рідини від навантаження

Причому при значенні зазору  $G = 0,23$  мм витрата залишається постійною, хоча частота обертання різко падає, що пояснюється специфікою кінематики циклоїдального зачеплення (розділ 2).

Аналіз залежності зміни ККД від діаметрального зазору  $\eta = f(G)$  показує (рисунок 5.9), що:

- ККД гідромотора (при навантаженні як  $M_{кр} = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , так і  $M_{кр} = 1440 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ) практично не змінюється при будь-яких значеннях зазору, аж до  $G = 0,16 \text{ мм}$ ;

- з подальшим збільшенням зазору  $G$  при навантаженні  $M_{кр} > 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$  гідромотор зупиняється, а при  $M_{кр} \leq 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$  спостерігається різке падіння ККД гідромотора аж до його зупинки.

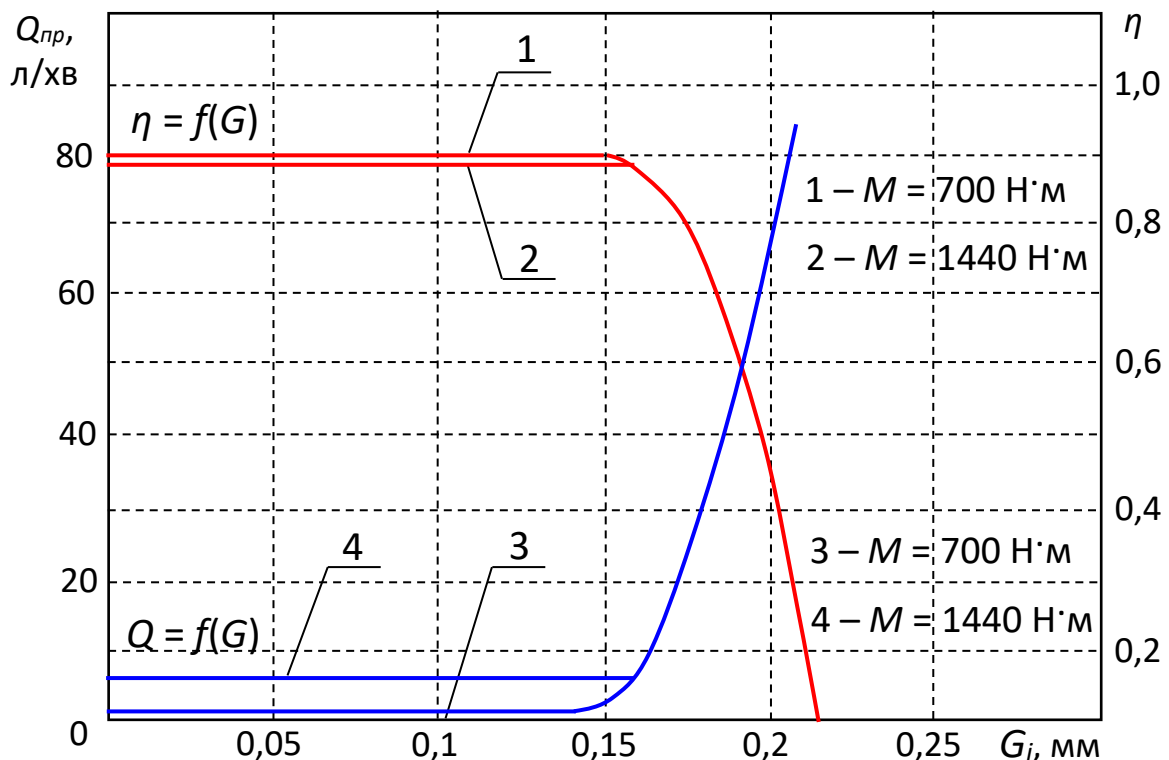


Рисунок 5.9. Залежність зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора від діаметрального зазору

Криві 1 та 2 (рисунок 5.9) відображають залежність ККД гідромотора від зносу  $\eta = f(G)$ , а криві 3 та 4 – залежність витрати перетікань (витоків) від зносу  $Q_y = f_1(G)$ . Причому криві 1 і 3 відповідають 50% навантаженню ( $M_{кр} = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ), а криві 2 і 4 – 100% навантаженню ( $M_{кр} = 1440 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ). Порівняльний аналіз експериментальних залежностей (рисунок 5.9, криві 1 і 3) та відповідних теоретичних залежностей (рисунок 5.9, криві 2 і 4) свідчить

про ідентичність характеру зміни досліджуваних процесів, причому чітко простежуються ділянки, паралельні осі абсцис, а також місця різкого спаду (росту).

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  $G_{крE} = 0,18$ , відрізняється від теоретичного  $G_{крT} = 0,42$  мм. Це пояснюється двома причинами:

- перша, і найістотніша – велика похибка форми виготовлення зубчастого контуру (порівняна з робочим зазором деталей циклоїдального зачеплення, тому що сумарна похибка форми контуру зовнішнього ротора  $P_{\phi 2}$  (рисунок 5.10) дорівнює  $P_{\phi 1} + P_{\phi 2} = 0,132$  мм, тоді як  $G_{крE} = 0,18$  мм);

- друга – невдалий конструктивний вибір поєднання геометричних параметрів у циклоїдальному зачепленні гідромотора, що призвело до торкання внутрішнього та зовнішнього роторів у парі зубців № 4 (розділ 3) та зниження ресурсу на 25%.

Виходячи з цього впливає, що:

- зазор  $G$  може служити в якості достовірного діагностуемого параметра технічного стану планетарного гідромотора ПРГ–22;

- працездатність планетарного гідромотора ПРГ–22 при номінальному навантаженні  $M_{кр} = 700$  Н·м визначається найбільшим граничним значенням зазору  $G_{зр} = 0,16$  мм (без урахування похибки форми виготовлення зубчастого контуру);

- зазначене граничне значення зазору може бути закладено в основу нормування геометричних параметрів циклоїдального зачеплення планетарного гідромотора ПРГ–22.

Таким чином, можна зробити висновок, що ККД гідромотора  $\eta$ , рекомендований [48] для діагностики технічного стану гідромоторів, не завжди прийнятний, зокрема, для планетарного гідромотора, а для

характеристики залишкового ресурсу взагалі не прийнятний. Кращим діагностуємим параметром може служити діаметральний зазор  $G$  між роторами в циклоїдальному зачепленні планетарного гідромотора.

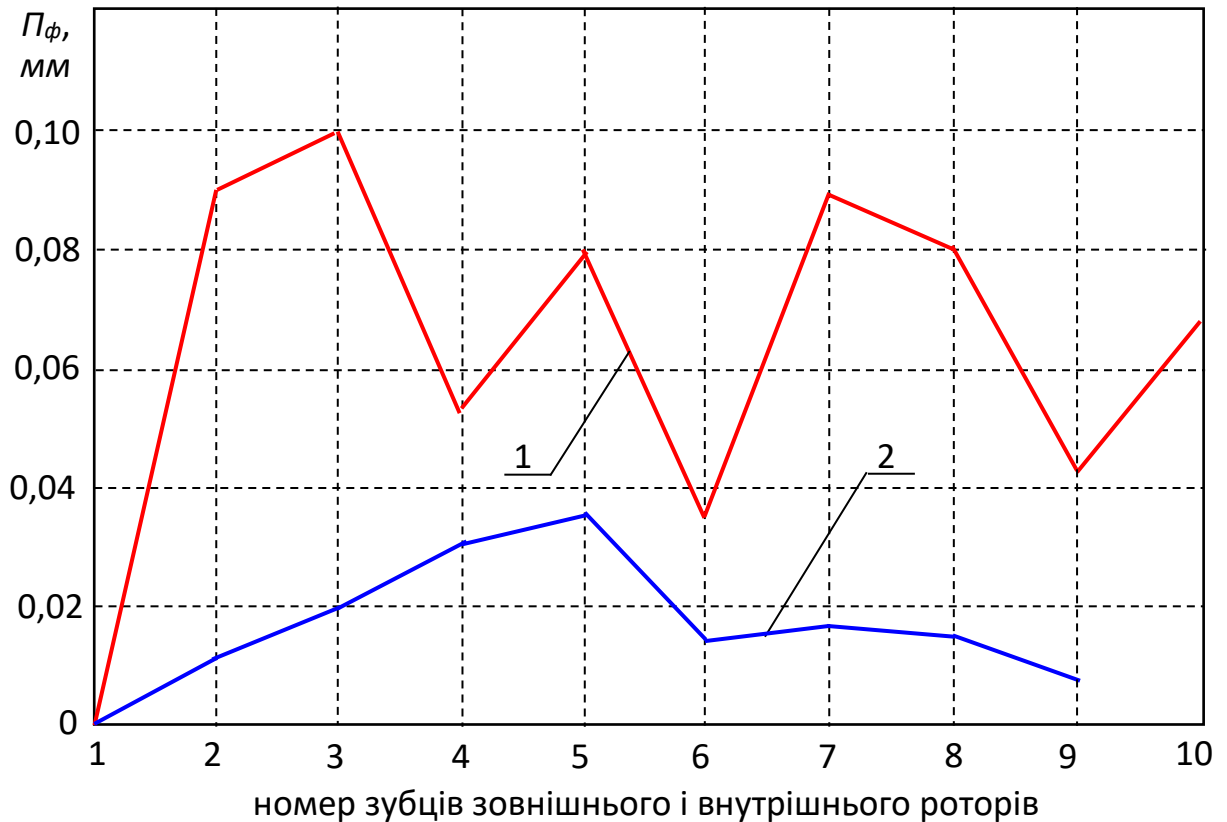


Рисунок 5.10 – Похибка форми виготовлення зубчастого контуру для кінематичної пари 9/10:

1 – зовнішнього ротора, 2 – внутрішнього ротора

Вибір параметрів радіуса заокруглення зуба  $r_1$  і радіуса ділильного кола  $R_1$  внутрішнього ротора в технічній документації на виготовлення не обґрунтований, що призводить до зниження ресурсу гідромотора на 25%.

Методика визначення номінальних значень функціональних параметрів планетарного гідромотора для діагностики його технічного стану в умовах експлуатації дає змогу виявити найбільше значення зазору  $G_{zp} = 0,16$  мм (зокрема, для планетарного гідромотора ПРГ–22), при якому планетарний гідромотор працездатний при номінальних режимах ( $M_{кр} = 700 \dots 1440$  Н·м і  $Q = 70 \dots 110$  л/хв), що може бути закладено в основу нормування

геометричних параметрів циклоїдального зачеплення планетарних гідромоторів ПРГ–22.

### 5.5 Висновки по розділу

1. Обґрунтовано вибір діаметрального зазору в циклоїдальному зачепленні як більш інформативного та достовірного діагностичного параметра для планетарних гідромоторів. Встановлено, що діаметральний зазор тісно пов'язаний з вихідними характеристиками гідромотора (частота обертання, крутний момент) та дозволяє більш точно оцінити його технічний стан. Доведено, що в діапазоні зміни навантаження ( $M_{кр} = 280 \dots 1440 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ), витрати робочої рідини ( $Q = 20 \dots 110 \text{ л/хв}$ ) та діаметрального зазору ( $G = 0,02 \dots 0,16 \text{ мм}$ ) – ККД гідромотора залишається відносно стабільним ( $\eta = 0,9 \dots 0,78$ ), не відображаючи фактичний ступінь зносу деталей циклоїдального зачеплення.

2. Отримані математичні моделі, описані рівняннями регресії (5.10...5.14) адекватно описують вплив навантаження, витрати робочої рідини та діаметрального зазору на технічний стан планетарного гідромотора. Підтверджено статистичну значущість отриманих рівнянь та їхню придатність для прогнозування зміни технічного стану гідромотора. Експериментально визначено залежності між частотою обертання валу гідромотора, перепадом тиску, витратою робочої рідини та діаметральним зазором. Отримані залежності дозволяють розраховувати значення діаметрального зазору на основі вимірювання трьох основних параметрів, що робить метод діагностики доступним для широкого кола користувачів.

3. При зміні витраті робочої рідини  $Q = 110, 90$  та  $70 \text{ л/хв}$  і діаметрального зазору  $G = 0,02 \dots 0,16 \text{ мм}$ , збільшення навантаження впливає на зміну частоти обертання  $n = 175 \dots 165 \text{ хв}^{-1}$  (7%);  $n = 145 \dots 110 \text{ хв}^{-1}$  (24%);  $n = 115 \dots 50 \text{ хв}^{-1}$  (57%), відповідно до витрат робочої рідини. Значне падіння частоти обертання  $n$ , і як наслідок, загального ККД гідромотора пояснюється



збільшенням «додаткових переміщень» внутрішнього ротора при збільшенні діаметрального зазору.

4. 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. Кращим параметром для діагностування є діаметральний зазор між роторами в циклоїдальному зачепленні планетарного гідромотора.

5. Встановлено, що нераціональний конструктивний вибір поєднання геометричних параметрів в циклоїдальному зачепленні може призвести до зниження ресурсу гідромотора. Виявлено, що похибка форми виготовлення зубчастого контуру роторів суттєво впливає на точність діагностики технічного стану планетарних гідромоторів. Доведена необхідність врахування похибки форми виготовлення зубчастого профілю роторів планетарного гідромотора при оцінці його технічного стану.

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.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-практичної проблеми підвищення ефективності та надійності планетарних гідромоторів шляхом удосконалення розрахунків та проектування 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 ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bates, C.A.; Broe-Richter, H.W.; Bendlin, C.R.; Ennemark, P. The effect of an amorphous hydrogenated carbon-coated gear-wheel on a hydraulic orbital motor's efficiency over time. *Proc. Inst. Mech. Eng. J* 2018, 1–14. <https://doi.org/10.1177/1350650117752610>
2. Biernacki K, Stryczek J. Analysis of stress and deformation in plastic gears used in gerotor pumps. *J Strain Anal Eng Des* 2010; 45(7): 465–479. <https://doi.org/10.1243/03093247JSA630>
3. Biernacki, K. Analysis of the Material and Design Modifications Influence on Strength of the Cycloidal Gear System. *International journal of precision engineering and manufacturing*. 2015. Vol. 16. Is. 3. P. 537-546.
4. Biernacki, K. Selection of the optimum tooth profile for plastic cycloidal gears. *Journal of mechanical engineering science*. 2014. Vol. 228. Is. 18. P. 3395-3404.
5. Bigliardi, E.; Francia, M.; Milani, M.; Montorsi, L.; Paltrinieri, F.; Stefani, M. A combined methodology for studying the axial balancing mechanism of orbit annular hydraulic machines. *IFAC-PapersOnLine* 2016, 28, 427–432. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.05.110>
6. Bonandrini, G.; Mimmi, G.; Rottenbacher, C. Design and simulation of meshing of a particular internal rotary pump. *Mech. Mach. Theory* 2012, 49, 104–116. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.11.001>.
7. Bonandrini, G.; Mimmi, G.; Rottenbacher, C. Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. *Proc. Inst. Mech. Eng. C* 2009, 223, 1469–1480. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES1163>
8. 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. *J. Mech. Des.* 2012, 134, 011005. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>.

9. 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. *J. Mech. Des.* 2012, 134, 011005. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>
10. Demenego, A.; Vecchiato, D.; Litvin, F.L.; Nervegna, N.; Mancó, S. Design and simulation of meshing of a cycloidal pump. *Mech. Mach. Theory* 2002, 37, 311–332. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(01\)00074-X](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(01)00074-X).
11. Ding, H.; Lu, X.J.; Jiang, B. A CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* 2012, 15, 062006.
12. Furustig, J.; Almqvist, A.; Pelcastre, L.; Bates, C.A.; Ennemark, P.; Larsson, R. A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors. *Proc. Inst. Mech. Eng. C* 2016, 230, 2086–2097. <https://doi.org/10.1177/0954406215590168>
13. Furustig, J.; Larsson, R.; Almqvist, A.; Bates, C.A.; Ennemark, P. A wear model for EHL contacts in gerotor type hydraulic motors. *Proc. Inst. Mech. Eng. C* 2015, 229, 254–264
14. Gamez-Montero P. J., Codina E., Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12. 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>.
15. Hsieh, C.F. Fluid and dynamics analyses of a gerotor pump using various span angle Designs. *J. Mech. Des.* 2012, 134 (12), 121003. <https://doi.org/10.1115/1.4007703>
16. Hsieh, C.-F. Influence of gerotor performance in varied geometrical design parameters. *J. Mech. Des.* 2009, 131, 121008. <https://doi.org/10.1115/1.4000484>
17. Hsieh, C.-F.; Hwang, Y.-W. Geometric design for a gerotor pump with high area efficiency. *J. Mech. Des.* 2007, 129, 1269–1277. <https://doi.org/10.1115/1.2779887>
18. Hutsol T. European Green Deal: Improving the Efficiency of Using Planetary Hydraulic Machines. *Energies* 2023, 16 (18), 6481. <https://doi.org/10.3390/en16186481>

19. Hwang, Y.-W.; Hsieh, C.-F. Geometric design using hypotrochoid and nonundercutting conditions for an internal cycloidal gear. *J. Mech. Des.* 2007, 129 (4), 413–420. <https://doi.org/10.1115/1.2437806>
20. ISO 4156-1:2021: Straight cylindrical involute splines – Metric module, side fit. Part 1: Generalities
21. 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>
22. Kiurchev, S., Abdullo, M.A., Vlasenko, T., Prasol, S., Verkholantseva, V. Automated Control of the Gear Profile for the Gerotor Hydraulic Machine. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) *InterPartner 2022: Advanced Manufacturing Processes IV. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2023. 32–43, Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4).
23. Kwon, S.-M.; Kang, H.S.; Shin, J.-H. Rotor profile design in a hypogerotor pump. *J. Mech. Sci. Technol.* 2010, 23, 3459–3470. <https://doi.org/10.1007/s12206-009-1007-y>
24. Kyurchev, V., Kiurchev, S., Rezvaya, K., Fatyeyev, A., Głowacki, S. (2024). Assessing the Reliability of a Mathematical Model of Working Processes Occurring in a Hydraulic Drive. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Edl, M., Machado, J., Xu, J. (eds). *DSMIE 2024: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2024. 281–292. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9\\_24](https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9_24)
25. Liu, H.; Lee, J.-C.; Yoon, A.; Kim, S.-T. Profile design and numerical calculation of instantaneous flow rate of a gerotor pump. *J. Appl. Math. Phys.* 2015, 3, 92–97. <https://doi.org/10.4236/jamp.2015.31013>
26. Maiti, R.; Das, M.K.; Sahoo, V.; Avula, K.C.; Anukaran, A.; Tolambia, V.P.; Nag, A. Leakage Past Active Contacts in Involute and Cycloidal Gear

Hydrostatic Units. In Proceedings of the 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 20–22 May 2015.

27. Nag, A.; Maiti, R. Unification of epitrochoid origin profile design approaches for external lobed star member used in hydrostatic and gear units. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 2013. 227. 299–310.

28. 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. Vol. 7. No 4.3. Special Issue 3. P. 1–5. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19542>.

29. 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. P. 704-713. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5\\_68](https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68)

30. 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. Vol. 1021. Is. 1. 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>.

31. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Pashchenko V., Zasiadko A. Influence of the Shape of Windows on the Throughput of the Planetary Hydraulic Motor's Distribution System. In: Ivanov V. et al. (eds). *DSMIE 2021: Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2021. Vol. 2. 146-155. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1\\_15](https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_15).

32. 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. Vol. 708, No 1, 012017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012017>.



33. Panchenko A., Voloshina A., Boltyansky O., and others: Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. 3, 1 (93). 67–77. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.132504>.

34. Rundo M. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. *Energies*. 2017. 9 (10). No: 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>.

35. Strmc̃nik, E.; Majdic̃, F. The improvement of the total efficiency of the gerotor orbital hydraulic motor. In *Proceedings of the 11th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 19–21 March 2018*. <https://doi.org/10.18154/RWTH-2018-224639>.

36. Strmc̃nik, E.; Majdic̃, F. The pressure and efficiency characteristic of hydraulic gerotor motor with the floating outer ring. *Tehnicki Vjesnik* 2018, 25, 609–615. <https://doi.org/10.17559/TV-20161201093324>.

37. Stryczek, J.; Antoniak, P.; Jakhno, O.; Kostyuk, D.; Kryuchkov, A.; Belov, G.; Rodionov, L. Visualisation research of the flow processes in the outlet chamber–outlet bridge–inlet chamber zone of the gear pumps. *Arch. Civ. Mech. Eng.* 2015, 15, 95–108. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2014.02.010>.

38. Vecchiato, D., Demenego, A., Argyris, J., Litvin, F.L. Geometry of a cycloidal pump. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 2001, 190, 2309–2330. [https://doi.org/10.1016/S0045-7825\(00\)00236-X](https://doi.org/10.1016/S0045-7825(00)00236-X).

39. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. In: Ivanov V. et al. (eds). *DSMIE 2019. Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2020. 732-741. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6\\_73](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_73).

40. 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*, 2018. Vol. 7. No 4.3. Special Issue 3. P. 6–11. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19544>.

41. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Milaeva I., Pastushenko A. Prediction of Changes in the Output Characteristics of the Planetary Hydraulic Motor. InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, 2021. 744–754. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5\\_72](https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_72).

42. Voloshina, A., Panchenko, A., Panchenko, I., Zasiadko, A. Geometrical parameters for distribution systems of hydraulic machines. In: Nadykto V. (eds) Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, Cham, 2019. 323-336. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5\\_34](https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_34).

43. Yeremenko, O., Abdullo, M. A., Boltianska, N., Mikhalchenko, S., Verkholantseva, V. Reducing the Pulsation of the Working Fluid in Planetary Hydraulic Machines by Rational Design of Their Distribution Systems. In: Ivanov V. et al. (eds). DSMIE 2022: Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. LNME. Springer, Cham, 2022. 2. 133-143. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1\\_13](https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_13).

44. Волошина А. А. Дослідження ККД гідравлічних обертачів планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2014. Вип. 14. Т.3. С. 51-58.

45. Гідроприводи і гідромотори: довідник / За ред. Ю.М. Белоконь. – К.: Техніка, 2008. 392 с.

46. Гришук Ю. С. Основи наукових досліджень: навчальний посібник. Харків: НТУ «ХП», 2008. 232 с.

47. Діхтієвський О. В. Підвищення точності вимірювання геометричних параметрів зубчастих коліс: дис. канд. техн. наук. Київ. 2019. 179 с.

48. ДСТУ 2192-93. Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги. К.: Держстандарт України № 77 від 24.05.1993 р. УДК 62-82/083Л 4.

49. ДСТУ 3455.1-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ). К: Держстандарт України, 1997. 48 с.

50. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ). К: Держстандарт України, 1997. 61 с.

51. ДСТУ 3455.3-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ). К: Держстандарт України, 1997. 37 с.

52. ДСТУ 3455.4-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 4. Кондиціонери робочого середовища, гідропосудини та пневмопосудини. Гідропроводи та пневмопроводи. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ). К: Держстандарт України, 1997. – 30 с.

53. ДСТУ 4468:2005. Фільтри та очисні сепаратори для рідин. Терміни та визначення понять (ISO 5598:1985, MOD). чинний: від 2008.01.01. К. : Держспоживстандарт України, 2010. IV. 16 с.

54. ДСТУ 4975:2008. Ущільнювальні пристрої та ущільники. Терміни та визначення основних понять (ISO 5598:1985, NEQ). Чинний від 2009.01.01. К. : Держспоживстандарт України, 2010. IV. 26 с.

55. ДСТУ ISO 11170:2013. Об'ємні гідроприводи. Фільтроелементи. Послідовність випробувань з перевіряння технічних характеристик (ISO 11170:2003, IDT). Чинний від 2014-07-01. Київ : Мінекономрозвитку України, 2015. IV. 6 с.

56. ДСТУ ISO 1328-1:2006. Колеса зубчасті циліндричні. Система точності ISO. Частина 1. Терміни та визначення понять і встановлені допуски відхилень бокових поверхонь зубців зубчастого колеса. К.: Держспоживстандарт України № 246 від 16.08.2006 р.

57. ДСТУ ISO 16889:2008. Об'ємні гідроприводи. Фільтри. Метод багаторазового циркулювання для визначення фільтрувальних характеристик

фільтроелемента (ISO 16889:1999, IDT). Чинний від 2010.01.01. Київ : Держспоживстандарт України, 2013. IV. 48 с.

58. ДСТУ ISO 23309:2012. Об'ємні гідроприводи. Системи змонтовані. Методи очищування гідроприводів промиванням (ISO 23309:2007, IDT). Чинний від 2013.07.01. К. : Мінекономрозвитку України, 2013. IV. 6 с.

59. ДСТУ ISO 3662:2013. Помпи та гідромотори. Номінальні робочі об'єми (ISO 3662:1976, IDT). Чинний від 2014.07.01. Київ : Мінекономрозвитку України, 2014. IV. 3 с.

60. ДСТУ ISO 4409:2013. Насоси об'ємні, гідромотори та гідропередачі. Методи випробування та подання основних сталих робочих характеристик (ISO 4409:2007, IDT). Чинний від 2014.07.01. Київ : Мінекономрозвитку України, 2014. - IV, 17 с.

61. ДСТУ ISO 5781:2008. Об'ємні гідроприводи. Клапани редукційні, клапани послідовності, клапани розвантажувальні, дроселі та клапани зворотні. Приєднувальні поверхні монтажних плит (ISO 5781:2000, IDT). На заміну ДСТУ 2193-93 (ГОСТ 16517-93) в частині пункту 4.6. Чинний від 2010.01.01. К. : Держспоживстандарт України, 2013. IV. 19 с.

62. ДСТУ ISO 6099:2008. Об'ємні гідроприводи, пневмоприводи та їхні складники. Циліндри. Умовні позначки приєднувальних розмірів і типів кріплення (ISO 6099:2001, IDT). На заміну ДСТУ ISO 6099-93 (ГОСТ 30010-93) (ISO 6099:1985); Чинний від 20100101. К. : Держспоживстандарт України, 2013. IV. 57 с.

63. ДСТУ ISO 8132:2008. Об'ємні гідроприводи. Гідроциліндри з однобічним штоком на 16 МПа (160 бар) - середня серія та на 25 МПа (250 бар). Приєднувальні розміри елементів кріплення (ISO 8132:2006, IDT). На заміну ДСТУ ISO 8132-94 (ГОСТ 30071.2-93) (ISO 8132-1986) ; Чинний від 2010.01.01. К. : Держспоживстандарт України, 2013. IV. 12 с.

64. ДСТУ ISO 8133:2008. Об'ємні гідроприводи. Гідроциліндри з однобічним штоком на 16 МПа (160 бар) - компактна серія. Приєднувальні розміри елементів кріплень (ISO 8133:2006, IDT). На заміну ДСТУ ISO 8133-

93 (ГОСТ 30070.4-93) (ISO 8133:1991); Чинний від 2010.01.01. К. : Держспоживстандарт України, 2013. IV. 12 с.

65. ДСТУ ISO 8426:2013. Об'ємні гідроприводи. Насоси об'ємні та гідромотори. Методи визначання корисного об'єму (ISO 8426:2008, IDT). Чинний від 2014.07.01. Київ : Мінекономрозвитку України, 2014. IV. 10 с.

66. Набродов В.З. Допуски, посадки та технічні вимірювання: підручник для здобувачів професійної освіти. Київ: Літера ЛТД, 2019. 224 с.

67. Неснов Д.В., Фролов О.В, Корецька І.М. Зубчасті передачі: навчальний посібник. ДонНТУ, Донецьк: 2009.- 45с.: 25іл

68. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Гідравлічні машини : навчальний посібник. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 100 с.

69. Пімонов І. Г., Рукавишников Ю. В. Підвищення якості діагностування гідроприводів мобільних машин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр. ХНАДУ. Харків, 2020. Вип. 88. Т. 2. С. 128–134.

70. Панченко А. І. Розвиток наукових основ проектування планетарних гідромоторів з заданими вихідними характеристиками: автореф. дис. ... д-ра. техн. наук : 05.05.17. Мелітополь, 2006. 44 с.

71. Панченко А. І., Волошина А. А., Волков С. В., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей планетарного гідромотора на його ККД. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 70-84. DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-70-84.

72. Панченко А. І., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33-50.

73. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко И. А., Холод І. М., Волошин А. А. Вплив геометричних параметрів розподільних систем на

стабілізацію вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2023. Вип. 23. Т. 2. С. 6-24. DOI:10.31388/2078-0877-2023-23-2-6-24

74. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2019. № 1 (63). С. 55-60.

75. 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. 2. С. 23-35. DOI:10.31388/2078-0877-20-2-23-35.

76. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

77. 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. 2. С. 61-77. DOI:10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77.

78. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68-85. DOI: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.

79. 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. DOI:10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105

80. 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. DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-33-48.

81. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І. Обґрунтування розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 3-20. DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-3-20.

82. Панченко А. І., Волошина А. А., Тарасенко В. В., Бедлецький Г. В. Обґрунтування умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2012. Вип. 12. Т.3. С. 53-63.

83. Панченко А.І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. №3. С.11-13.

84. Панченко А.І., Волошина А.А. Гідравлічні машини планерного типу: електронний навчальний посібник. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. URL: [https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/mstsm\\_1/](https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/mstsm_1/).

85. Панченко А.І., Волошина А.А., Засядько А.І. Проектування розподільних систем торцевого типу (на прикладі планетарних гідромоторів): монографія. Запоріжжя: ТОВ «Науково-виробнича компанія «Інтер-М», 2023. 134 с.

86. Панченко А.І., Волошина А.А., Золотарьов О.Ю., Тітов Д.С. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2003. №1.С.71-74.

87. 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; u202204504; заяв. 30.11.2022; опубл.

21.02.2024; Бюл. № 8. 5 с.

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

89. 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 м. Київ, 30 листопада – 2 грудня жовтня 2020 року. Київ, 2020. С. 46-47.

90. 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, м. Мелітополь, 17-19 вересня 2014 року. Мелітополь, 2014. С. 95.

91. 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, м. Київ, 26-29 травня 2015 року. Київ, 2015. С. 133-134.

92. 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. DOI: 10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

93. 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*: матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції, м. Вінниця, 3-6 жовтня 2017 року. Вінниця, 2017. С. 45-47.



94. 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. м. Київ, 22-25 жовтня 2019 року. Київ, 2019. С. 77-78.

95. 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, м. Львів, 25-28 вересня 2018 року. Львів, 2018. С. 57-59.

96. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. (2023) Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. Вип. 13. Т. 1. DOI: 10.31388/2220-8674-2023-1-3.

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

98. 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.

99. 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. DOI: 10.32782/2078-0877-2025-25-1-5.

100. 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, м. Київ, м. Херсон 7-10 вересня 2021 року*). Київ, 2021. С. 312-315.

101. Панченко А.І., Гуйва С.Д., Волошина А.А., Панченко І.А., Болтянський О.В. Спосіб кріплення кришок до корпусу гідравлічних машин : патент на корисну модель 123937 Україна, F04C 2/08; и201710287; заяв. 24.10.2017; опубл. 12.03.2018; Бюл. № 5. 5 с.

102. Панченко А.І., Гуйва С.Д., Волошина А.А., Панченко І.А., Болтянський О.В. Спосіб кріплення кришки до корпусу гідравлічних машин : патент на корисну модель 130453 Україна, F04C 2/08; и201806106; заяв. 01.06.2018; опубл. 10.12.2018; Бюл. № 23. 5 с.

103. 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. 5 с.

104. Панченко А.І., Гуйва С.Д., Волошина А.А., Панченко І.А., Кюрчев С.В. Спосіб кріплення кришки до корпусу гідравлічних машин : патент на корисну модель 124949 Україна, F04C 2/08; и201711574; заяв. 27.11.2017; опубл. 25.04.2018; Бюл. № 8. 5 с.

105. 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; и201706639; заяв. 27.06.2017; опубл. 26.12.2017; Бюл. № 24. 5 с.

106. Панченко А.І., Гуйва С.Д., Волошина А.А., Панченко І.А., Мілаєва І.І. Спосіб кріплення кришки до корпусу гідравлічних машин : патент на корисну модель 126183 Україна, F04C 2/08; и201712979; заяв. 07.12.2017; опубл. 11.06.2018; Бюл. № 11. 5 с.

107. 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. 5 с.

108. Панченко А.І., Гуйва С.Д., Волошина А.А., Панченко І.А., Стефановський О.Б. Спосіб кріплення кришок до корпусу гідравлічних машин : патент на корисну модель 132622 Україна, F04C 2/08; u201807069; заяв. 23.06.2018; опубл. 11.03.2019; Бюл. № 5. 5 с.

109. Тітова О.А., Панченко А.І., Волошина А.А. Методологічні засади проектування гідроприводу мехатронних систем сільськогосподарської техніки: навчальний посібник. Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. 179 с.

110. Черноусенко О. Ю., Чепелюк О. О., Риндюк Д. В. Основи наукових досліджень та інженерної творчості: навчальний посібник. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2016. 270 с.

111. Чернявський Б.С. Основи проектування гідравлічних машин. – Харків: НТУ «ХП», 2011. 246 с.

## ДОДАТКИ

## 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](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> (Наказ МОН України №1523 від 29.12.2014 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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> (Наказ МОН України № 409 від 17.03.2020 р.).

*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 кінематичномй 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; u201803759; 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; u201803763; 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; u202204504; заяв. 30.11.2022; опубл. 21.02.2024; Бюл. № 8. 6 с.

*Здобувачем обґрунтовано конструктивні особливості системи роторів.*

## Додаток Б

Результати експериментальних досліджень планетарного гідромотора  
Таблиця Б.1 – Результати експериментальних досліджень планетарного  
гідромотора: витрата робочої рідини  $Q = 110$  л/хв, температура робочої  
рідини  $T = 50^\circ\text{C}$

$M_{кр}$ , Н·м	$\Delta p$ , МПа	$n$ , об/хв	$\eta$	$Q$ , л/хв
$G = 0,02$ мм				
280	4,5	175	0,641	111
560	7,1	172	0,797	111
840	9,2	169	0,826	110,5
1120	10,7	165	0,812	109
1440	16,0	163	0,809	108,5
$G = 0,09$ мм				
280	4,2	174	0,658	111
560	6,0	173	0,935	111
840	8,0	169	0,928	111
1120	10,3	165	0,911	110
1440	13,9	159	0,859	106
$G = 0,16$ мм				
280	4,3	164	0,643	110
560	6,1	163	0,812	110
840	8,2	161	0,838	110
1120	10,5	155,5	0,844	108
1440	14,5	150	0,849	107
$G = 0,23$ мм				
280	3,8	101	0,437	112
560	5,3	62	0,340	112
700*	6,0	40	0,229	111

\*Примітка: крутний момент  $M_{кр} = 700$  Н·м гідромотор не розвиває.

Таблиця Б.2 – Результати експериментальних досліджень планетарного гідромотора: витрата робочої рідини  $Q = 90$  л/хв, температура робочої рідини  $T = 50^{\circ}\text{C}$

$M_{кр}$ , Н·м	$\Delta p$ , МПа	$n$ , об/хв	$\eta$
$G = 0,02$ мм			
280	3,8	136	0,749
560	5,8	126	0,880
840	8,3	114	0,860
1120	10,6	106	0,840
1440	14,9	97	0,837
$G = 0,09$ мм			
280	3,6	142	0,855
560	5,9	136	0,875
840	8,4	128	0,909
1120	10,8	119	0,903
1440	15,9	109	0,869
$G = 0,16$ мм			
280	3,5	139	0,762
560	5,7	139	0,847
840	8,1	132	0,880
1120	10,3	123	0,819
1440	14,5	120	0,839
$G = 0,23$ мм			
210	2,6	88	0,525
280	3,2	74	0,487
350	3,8	57	0,411
420*	4,2	41.1	0,295

\*Примітка: крутний момент  $M_{кр} = 420$  Н·м гідромотор не розвиває.

Таблиця Б.3 – Результати експериментальних досліджень планетарного гідромотора: витрата робочої рідини  $Q = 70$  л/хв, температура робочої рідини  $T = 50^{\circ}\text{C}$

$M_{кр}$ , Н·м	$\Delta p$ , МПа	$n$ , об/хв	$\eta$
$G = 0,02$ мм			
280	3,2	100	0,820
560	5,6	82	0,874
840	8,0	65	0,867
1120	10,5	48	0,818
1440	15,7	30	0,795
$G = 0,09$ мм			
280	3,5	105	0,859
560	5,8	88	0,926
840	8,0	67	0,903
1120	10,5	48	0,868
1440	15,5	33	0,825
$G = 0,16$ мм			
280	3,5	96	0,848
560	5,7	78	0,940
840	8,0	59	0,863
1120	10,2	45	0,834
1440	15,4	32	0,819
$G = 0,23$ мм*			

\*Примітка: при витраті робочої рідини  $Q = 70$  л/хв і зазорі  $G = 0,23$  мм гідромотор не працює.

Таблиця Б.4 – Результати експериментальних досліджень планетарного гідромотора: витрата робочої рідини  $Q = 50$  л/хв, температура робочої рідини  $T = 50^{\circ}\text{C}$

$M_{кр}$ , Н·м	$\Delta p$ , МПа	$n$ , об/хв	$\eta$
$G = 0,02$ мм			
280	3,3	61	0,884
420	4,5	41	0,844
560	6,0	29	0,836
700*	7,8	12,5	0,799
*Примітка: крутний момент $M_{кр} = 700$ Н·м гідромотор не розвиває.			
$G = 0,09$ мм			
140	2,1	68	0,776
280	3,2	60	0,797
420	4,3	43	0,835
560**	6,2	32	0,824
*Примітка: крутний момент $M_{кр} = 560$ Н·м гідромотор не розвиває.			
$G = 0,16$ мм			
280	3,7	63	0,807
420	4,8	49	0,829
560	6,2	38	0,873
700	8,0	26	0,858
840***	9,5	16	0,775
Примітка: *крутний момент $M_{кр} = 700$ Н·м гідромотор не розвиває; **крутний момент $M_{кр} = 560$ Н·м гідромотор не розвиває; ***крутний момент $M_{кр} = 840$ Н·м гідромотор не розвиває.			
$G = 0,23$ мм*			

\*Примітка: при витраті робочої рідини  $Q = 50$  л/хв і зазорі  $G = 0,23$  мм гідромотор не працює.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова ради директорів  
АТ «HIDROINPEX»  
Анатолій КАЛДАРЕ  
« 23 » листопада 2024 р.

АКТ

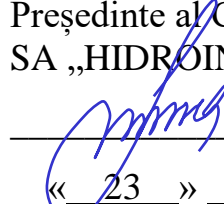
про впровадження результатів  
дисертаційної роботи  
ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича  
**Особливості розрахунку та  
проектування систем роторів  
планетарних гідромоторів**  
представленої на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук

Акт складений в тому, що до  
впровадження прийнято методики  
**розрахунку, проектування та  
виготовлення дослідних зразків  
елементів системи роторів  
(зовнішній ротор та внутрішній  
ротор)** високомоментних низькообо-  
ротних гідравлічних машин.

Впровадження полягає в тому,  
що використання методик розрахунку  
та проектування елементів системи  
роторів дозволить покращити вихідні  
характеристики високомоментних  
низькооборотних гідравлічних машин  
за рахунок обґрунтування раціональ-  
ної технології виготовлення зовніш-  
нього і внутрішнього роторів з  
внутрішнім зчепленням гіпоциклої-  
дального профілю.

Головний інженер  
АТ «HIDROINPEX»  
Виорел Андриуца

APROBAT

Președinte al Consiliului de Administrație  
SA „HIDROINPEX”  
Anatolii CALDARE  
« 23 » noiembrie 2024

ACTUL

privind implementarea rezultatelor  
lucrării de disertație  
PANCHENKO Igor Anatoliyovych  
**Caracteristici ale calculului și  
proiectării sistemelor rotorice ale  
motoarelor hidraulice planetare**  
prezentat pentru diploma de Candidat în  
Științe Tehnice

Actul constă în adoptarea  
**metodelor de calcul, proiectare și  
fabricare a prototipurilor elementelor  
sistemului rotorice (rotor extern și  
rotor intern)** ale mașinilor hidraulice  
cu cuplu mare și turație mică.

Implementarea constă în faptul că  
utilizarea metodelor de calcul și  
proiectare a elementelor sistemului  
rotoric va permite îmbunătățirea  
caracteristicilor inițiale ale mașinilor  
hidraulice cu cuplu mare și turație  
redușă prin fundamentarea unei  
tehnologii raționale de fabricare a  
motoarelor externe și interne cu ambreiaj  
intern cu profil hipocicloidal.

Inginer șef  
SA „HIDROINPEX”  
Viorel Andriuța

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова ради директорів  
АТ «HIDROINPEX»

 Анатолій КАЛДАРЕ  
 « 23 » листопада 2024 р.


АКТ

про впровадження результатів  
дисертаційної роботи  
ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича  
**Особливості розрахунку та  
просектування систем роторів  
планетарних гідромоторів**  
представленої на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук


Акт складений в тому, що до  
впровадження прийнято **робочі  
креслення на виготовлення  
дослідних зразків системи роторів  
системи (зовнішній ротор та  
внутрішній ротор)** високомомент-  
них низькооборотних гідравлічних  
машин.

Впровадження полягає в тому,  
що використання робочих креслень  
на виготовлення дослідних зразків  
елементів системи роторів дозволить  
покращити вихідні характеристики  
високомоментних низькооборотних  
гідравлічних машин за рахунок  
обґрунтування раціональних  
геометричних параметрів шестерні та  
ротора

Головний інженер  
АТ «HIDROINPEX»

 Виорел Андриуца

APROBAT

Președinte al Consiliului de Administrație  
SA „HIDROINPEX”

 Anatolii CALDARE  
 « 23 » noiembrie 2024


ACTUL

privind implementarea rezultatelor  
lucrării de disertație  
PANCHENKO Igor Anatoliyovych  
**Caracteristici ale calculului și  
proiectării sistemelor rotorice ale  
motoarelor hidraulice planetare**  
prezentat pentru diploma de Candidat în  
Științe Tehnice

Actul constă în faptul că au fost  
acceptate pentru implementare desenele  
de lucru pentru fabricarea prototipurilor  
sistemului rotor (rotor extern și rotor  
intern) ale mașinilor hidraulice cu cuplu  
mare și viteză mică.

Implementarea constă în faptul că  
utilizarea desenelor de lucru pentru  
fabricarea prototipurilor elementelor  
sistemului rotor va permite  
îmbunătățirea caracteristicilor inițiale  
ale mașinilor hidraulice cu cuplu mare și  
turație mică prin fundamentarea  
parametrilor geometrice raționali ai  
angrenajului și rotorului.

Inginer șef  
SA „HIDROINPEX”

 Viorel Andriuța

Додаток В.2



ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова ради директорів  
АТ «HIDROINPEX»

 Анатолій КАЛДАРЕ  
 « 23 » листопада 2024 р.


АКТ

про впровадження результатів  
дисертаційної роботи  
ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича  
**Особливості розрахунку та  
проектування систем роторів  
планетарних гідромоторів**  
представленої на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук

Акт складений в тому, що до впровадження прийнято **методику проведення стендових випробувань** на модернізованому експериментальному стенді для випробування високомоментних низькооборотних гідравлічних машин.

Вимоги до модернізованого експериментального стенду для випробувань високомоментних низькооборотних гідромоторів полягають в тому, що стенд повинен забезпечити вимір перерахованих вище параметрів в наступних діапазонах:

- частота обертання,  $n = 160 \dots 60 \text{ хв}^{-1}$ ;
- витрата робочої рідини,  $Q = 100 \text{ л/хв}$ ;
- крутний момент на валу гідромотора,  $M_{кр} = 360-1440 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;
- тиск робочої рідини на вході та виході гідромотора,  $p_{вх} = 0 \dots 25 \text{ МПа}$ ,  $p_{вих} = 0 \dots 10 \text{ МПа}$ .

Головний інженер  
АТ «HIDROINPEX»

 Виорел Андриуца

APROBAT

Președinte al Consiliului de Administrație  
SA „HIDROINPEX”

 Anatolii CALDARE  
 « 23 » noiembrie 2024


ACTUL

privind implementarea rezultatelor  
lucrării de disertație  
PANCHENKO Igor Anatoliyovych  
**Caracteristici ale calculului și  
proiectării sistemelor rotorice ale  
motoarelor hidraulice planetare**  
prezentat pentru diploma de Candidat în  
Științe Tehnice

Actul constă în faptul că a fost adoptată pentru implementare **metodologia pentru efectuarea testelor** pe bancul de încercări pe un stand experimental modernizat pentru testarea mașinilor hidraulice cu cuplu mare și turație mică.

Cerințele pentru un stand experimental modernizat pentru testarea motoarelor hidraulice cu cuplu mare și viteză redusă sunt ca standul să ofere măsurarea parametrilor de mai sus în următoarele intervale:

- frecvența de rotație,  $n = 160 \dots 60 \text{ min}^{-1}$ ;
- debitul fluidului de lucru,  $Q = 100 \text{ l/min}$ ;
- cuplul pe arborele motorului hidraulic,  $M_{кр} = 360-1440 \text{ N} \cdot \text{м}$ ;
- presiunea fluidului de lucru la intrarea și ieșirea motorului hidraulic,  $r_{vx} = 0 \dots 25 \text{ МПа}$ ,  $r_{vx} = 0 \dots 10 \text{ МПа}$ .

Inginer șef  
SA „HIDROINPEX”

 Viorel Andriuța

Додаток В.4

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова ради директорів  
АТ «HIDROINPEX»

 Анатолій КАЛДАРЕ  
 « 23 » листопада 2024 р.


АКТ

про впровадження результатів  
дисертаційної роботи  
ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича  
**Особливості розрахунку та проєктування  
систем роторів планетарних гідромоторів**  
представленої на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук

Акт складений в тому, що до  
впровадження прийнято **робочі креслення,  
гідравлічну та електричну схеми** на  
модернізацію експериментального станду  
для випробування високомоментних  
низькооборотних гідравлічних машин.

Умови експлуатації модернізованого  
експериментального станду для  
випробувань високомоментних  
низькооборотних гідромоторів:

- режим роботи – безперервний;
- станд повинен обслуговуватися оператором, який пройшов інструктаж з безпечної експлуатації станду;
- живлення електрообладнання станду проводиться від трьохфазної мережі змінного струму напругою 380 В, частотою 50 Гц;
- нормальна робота станду забезпечується:
- періодичним обслуговуванням для забезпечення нормальної роботи механізмів;
- системою планово-попереджувальних ремонтів.

Головний інженер  
АТ «HIDROINPEX»

 Виорел Андриуца

APROBAT

Președinte al Consiliului de Administrație  
SA „HIDROINPEX”

 Anatolii CALDARE  
 « 23 » noiembrie 2024


ACTUL

privind implementarea rezultatelor lucrării de  
disertație

PANCHENKO Igor Anatoliyovych  
**Caracteristici ale calculului și proiectării  
sistemelor rotorice ale motoarelor  
hidraulice planetare**

prezentat pentru diploma de Candidat în Științe  
Tehnice

Actul constă în faptul că au fost acceptate  
pentru implementare desenele de execuție,  
schemele hidraulice și electrice pentru  
modernizarea standului experimental de testare  
a mașinilor hidraulice cu cuplu mare și turație  
mică.

Умови експлуатації модернізованого  
експериментального станду для  
випробування високомоментних,  
низькошвидкісних гідродвигунів:

- режим роботи – безперервний;
- станд повинен обслуговуватися оператором, який пройшов навчання з безпечної експлуатації станду;
- електрообладнання станду живиться від трифазної мережі змінного струму напругою 380 В, частотою 50 Гц;
- Нормальну роботу станду забезпечують:
- періодичне технічне обслуговування для забезпечення нормального функціонування механізмів;
- система планових та профілактичних ремонтів

Inginer șef  
SA „HIDROINPEX”

 Viorel Andriuta

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова правління

АТ «Ямпільський приладобудівний завод»



Валерій КОЖУХАР

« 18 » січня 2023 р.

**АКТ**

про впровадження результатів дисертаційної роботи  
ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича

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

представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Акт складений в тому, що до впровадження прийнято **методики розрахунку, проектування та виготовлення дослідних зразків елементів системи роторів (зовнішній ротор та внутрішній ротор) високомоментних низькооборотних гідравлічних машин.**

Впровадження полягає в тому, що використання методик розрахунку та проектування елементів системи роторів дозволить покращити вихідні характеристики високомоментних низькооборотних гідравлічних машин за рахунок обґрунтування раціональної технології виготовлення зовнішнього і внутрішнього роторів з внутрішнім зчепленням гіпоциклоїдального профілю.

Головний інженер АТ «ЯПЗ»

Сергій КАЛІОН

Додаток В.6

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова правління

АТ «Ямпільський приладобудівний завод»



Валерій КОЖУХАР

« 18 » січня 2023 р.

**АКТ**

про впровадження результатів дисертаційної роботи  
ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича

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

представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Акт складений в тому, що до впровадження прийнято **робочі креслення на виготовлення дослідних зразків системи роторів системи (зовнішній ротор та внутрішній ротор)** високомоментних низькооборотних гідравлічних машин.

Впровадження полягає в тому, що використання робочих креслень на виготовлення дослідних зразків елементів системи роторів дозволить покращити вихідні характеристики високомоментних низькооборотних гідравлічних машин за рахунок обґрунтування раціональних геометричних параметрів шестерні та ротора.

Головний інженер АТ «ЯПЗ»

Сергій КАЛІОН

Додаток В.7

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова правління

АТ «Ямпільський приладобудівний завод»



Валерій КОЖУХАР

січня 2023 р.

**АКТ**

про впровадження результатів дисертаційної роботи

ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича

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

представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Акт складений в тому, що до впровадження прийнято **методику проведення стендових випробувань** на модернізованому експериментальному стенді для випробування високомоментних низькооборотних гідравлічних машин.

Вимоги до модернізованого експериментального стенду для випробувань високомоментних низькооборотних гідромоторів полягають в тому, що стенд повинен забезпечити вимір перерахованих вище параметрів в наступних діапазонах:

- частота обертання,  $n = 160 \dots 60 \text{ хв}^{-1}$ ;
- витрата робочої рідини,  $Q = 100 \text{ л/хв}$ ;
- крутний момент на валу гідромотора,  $M_{кр} = 360-1440 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- тиск робочої рідини на вході та виході гідромотора,  $p_{вх} = 0 \dots 25 \text{ МПа}$ ,  $p_{вих} = 0 \dots 10 \text{ МПа}$ .

Головний інженер АТ «ЯПЗ»

Сергій КАЛІОН

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова правління

АТ «Ямпільський приладобудівний завод»



Валерій КОЖУХАР

« 18 » січня 2023 р.

**АКТ**

про впровадження результатів дисертаційної роботи

ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича

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

представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Акт складений в тому, що до впровадження прийнято **робочі креслення, гідравлічну та електричну схеми** на модернізацію експериментального стенду для випробування високомоментних низькооборотних гідравлічних машин.

Умови експлуатації модернізованого експериментального стенду для випробувань високомоментних низькооборотних гідромоторів:

- режим роботи – безперервний;
- стенд повинен обслуговуватися оператором, який пройшов інструктаж з безпечної експлуатації стенду;
- живлення електрообладнання стенду проводиться від трьохфазної мережі змінного струму напругою 380 В, частотою 50 Гц;
- нормальна робота стенду забезпечується:
- періодичним обслуговуванням для забезпечення нормальної роботи механізмів;
- системою планово-попереджувальних ремонтів.

Головний інженер АТ «ЯПЗ»

Сергій КАЛІОН

**ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор

з науково-педагогічної роботи

Олександр ЛОМЕЙКО

« 03 » вересня 2024 р.

**АКТ**

про впровадження результатів дисертаційної роботи

ПАНЧЕНКА Ігоря Анатолійовича

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

представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Акт складений в тому, що до впровадження в навчальний процес прийнято методики по розрахунку, проектуванню та експлуатації високомоментних низькооборотних гідравлічних машин з удосконаленою системою роторів.

Впровадження полягає в тому, що використання методики по розрахунку, проектуванню та експлуатації високомоментних низькооборотних гідравлічних машин будуть використовуватися при вивченні дисциплін «Гідропривод мехатронних систем», «Гідро-, пневмо- та електропривод».

Автор розробки, здобувач

Ігор ПАНЧЕНКО

В.о. завідувача кафедри  
мехатронних систем тракторів та  
сільськогосподарських машин  
доктор технічних наук, професор

Анжела ВОЛОШИНА

Декан механіко-технологічного факультету,  
доктор технічних наук, професор

Володимир КУВАЧОВ