

Асоціація спеціалістів
промислової гідравліки і пневматики

ISSN: 1994-4691

Всеукраїнський
науково-технічний
журнал

Промислова
Гідравліка і
Пневматика

Журнал засновано у березні 2003 року

Засновник: Таврійський державний
агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного

№ 2 (76)

2025

Реєстрація суб'єкта у сфері
друкованих медіа:

Рішення національної ради України
з питань телебачення і радіомовлення
№ 532 від 13.03.2025 року
Ідентифікатор медіа: R 30-05942

Виходить 2 рази на рік

All-Ukrainian
Scientific and Technical
Journal

Industrial
Hydraulics
и
Pneumatics

WEB: <https://oj.tsatu.edu.ua>

DOI: 10.32782/1994-4691-2025-2-76



Видавничий дім
"Гельветика"
2025

ISSN 1994-4691

Головний редактор

Волошина А. А., *д-р техн. наук, професор*
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, Україна

Заступники головного редактора

Панченко А. І., *д-р техн. наук, професор*
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, Україна

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Абдуллоев М. А., *канд. техн. наук, доцент*
Таджицький технічний університет
імені академіка М. С. Осімі, Таджикистан
Белятинський А. О., *д-р техн. наук, професор*
Північний університет національностей, Китай
Гловацький Ш., *д-р техн. наук, професор*
Варшавський університет наук про життя, Польща
Гуцол Т. Д., *д-р техн. наук, професор*
Сільськогосподарський університет у Кракові, Польща
Мудрик К., PhD, *д-р наук, професор*
Сільськогосподарський університет у Кракові, Польща
Садуллозода, Ш., *канд. техн. наук, доцент*
Університет інновацій та цифрових технологій
Таджикистану, Таджикистан
Бадах В. М., *канд. техн. наук, с.н.с.*
ДУ «Київський авіаційний інститут», Україна
Воронін С. В., *д-р техн. наук, професор*
Український державний університет залізничного
транспорту, Україна
Гусак О. Г., *канд. техн. наук, професор*
Сумський державний університет, Україна
Козлов Л. Г., *д-р техн. наук, професор*
Вінницький національний технічний університет, Україна
Кондусь В. Ю., *канд. техн. наук, доцент*
Сумський державний університет, Україна
Кулешков Ю. В., *д-р техн. наук, професор, Центрально-*
український національний технічний університет, Україна
Луговський О. Ф., *д-р техн. наук, професор*
НТУУ «Київський політехнічний інститут», Україна
Самойчук К. О., *д-р техн. наук, професор*
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, Україна
Струтинський В.Б., *д-р техн. наук, професор*
НТУУ «Київський політехнічний інститут», Україна

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА**Засновник**

Таврійський державний агротехнологічний
університет імені Дмитра Моторного

Заснований у 2003 році

Реєстрація суб'єкта у сфері друкованих медіа: Рішення
національної ради України з питань телебачення і
радіомовлення № 532 від 13.03.2025 року

Ідентифікатор медіа: R 30-05942

Виходить 2 рази на рік

Адреса редакції

Юридична: 72312, Запорізька обл.
м. Мелітополь, пр. Б. Хмельницького, 18
Фактична: 69600, Запорізька обл.
м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 66
<https://oj.tsatu.edu.ua>

DOI: 10.32782/1994-4691-2025-2-76

Editor in chief

Voloshina A., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University,
Ukraine

Deputy editors in chief

Panchenko A., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University,
Ukraine

EDITORIAL BOARD

Abdullo M. A., *Cand. Sci. Tech., Associate Professor*
Tajik Technical University named after academic M. S. Osimi,
Tajikistan
Bieliatynskiy A., *Dr. Sci. Tech., Professor*
North Minzu University, China
Głowacki, Sz., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Warsaw University of Life Sciences, Poland
Hutsol T., *Dr. Sci. Tech., Professor*
University of Agriculture in Krakow, Poland
Mudryk K., *Dr. Sci. Tech., Professor*
University of Agriculture in Krakow, Poland
Sadullozoda Sh., *Cand. Sci. Tech., Associate Professor*
University of Innovation and Digital Technologies of
Tajikistan, Tajikistan
Badakh V., *Cand. Sci. Tech., Senior Researcher*
State University "Kyiv Aviation Institute", Ukraine
Voronin S., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Ukrainian State University of Railway Transport,
Ukraine
Gusak O., *Cand. Sci. Tech., Professor*
Sumy State University, Ukraine
Kozlov L., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Vinnytsia National Technical University, Ukraine
Kondus V., *Cand. Sci. Tech., Associate Professor*
Sumy State University, Ukraine
Kuleshkov Yu., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Central Ukrainian National Technical University, Ukraine
Luhovskyi O., *Dr. Sci. Tech., Professor*
NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ukraine
Samoichuk K., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University,
Ukraine
Strutynsky V., *Dr. Sci. Tech., Professor*
NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ukraine

INDUSTRIAL HYDRAULICS AND PNEUMATICS**Founder**

Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological
University

Founded in 2003

Registration of an entity in the field of print media:
Decision of the National Council of Ukraine on Television
and Radio Broadcasting No. 532 dated March 13, 2025.

Media identifier: R 30-05942

Published 2 times a year

Address of the Editorial office

Legal address: 72312, Zaporizhzhia region
Melitopol, 18, B. Khmelnitskyi Ave.
Actual address: 69600, Zaporizhzhia region
Zaporizhzhia, 66, Zhukovskiy Str.
<https://oj.tsatu.edu.ua>

DOI: 10.32782/1994-4691-2025-2-76

© Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, 2025

ЗМІСТ / CONTENTS

ПРИКЛАДНА ГІДРОМЕХАНІКА. ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОАГРЕГАТИ

- Волошина А. А., Панченко А. І., Панченко І. А., Засядько А. І., Волошин А. А.** 5
Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин з урахуванням гідродинамічної складової
Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A., Voloshin A. Ensuring the Operational Capability of Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines Taking into Account the Hydrodynamic Component
- Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Холод І. М., Волошин А. А.** 24
Особливості конструкції та компоновання планетарних гідромоторів серії PRG
Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Kholod I., Voloshin A. Design and Arrangement Features of PRG Series Planetary Hydraulic Motors
- Роговий А. С., Тімченко Є. І., Дьомін Д. Р., Цента Є. М.** 43
Математичне моделювання траєкторії руху твердих частинок у вихрових камерах
Rogovyi A., Timchenko Ye., Domin D., Tsenta Ye. Mathematical Modelling of the Motion Trajectory of Solid particles in Vortex Chambers
- Сахно Є.Ю., Коваленко С.В.** 51
До питання проектування подільника потоку системи живлення гідростатичних опор
Sakhno E., Kovalenko S. On the Issue of Designing a Flow Divider for the Hydrostatic Support Power System
- Ткачук М. М., Гречка І. П., Льозний О. С., Грабовський А. В., Ткачук М. А.** 61
Аналіз контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб'ємних передач
Tkachuk M. M., Hrechka I., Loznyi O., Grabovskiy A., Tkachuk M. A. Analysis of Contact Interaction of Compound-profile Elements of Radial-piston Hydraulic Transmissions
- Хованський С. О., Гречка І. П., Коробова С. А., Голенко С. О.** 74
Методи та моделі визначення сил тертя запірно-регулюючих елементів гідроапаратів
Khovansky S., Hrechka I., Korobova S., Holenko S. Methods and Models for Determining Friction Forces of Control and Shut-off Elements in Hydraulic Devices
- Кондус В., Гусак О.** 82
Energy Characteristics of the Torque-flow Pump TFP 125-50: Results of an Experimental Study
Kondus V., Gusak O. Energetichni charakterystyky vilynovihrovogo nasosa TFP 125-50: rezultaty eksperymental'nogo doslidzhennya

**СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ
ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ**

- Скворчевський О.Є.** 93
Порівняльний аналіз сучасних технологій високонавантаженого лінійного приводу
Skvorchevsky A. Comparative Analysis of the Modern Heavy-loaded Linear Actuation Technologies

ТЕХНОЛОГІЇ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАТРОНІКА

Самойчук К. О., Кюрчев С. В., Паляничка Н. О., Ковальов О. О. Дослідження параметрів диспергування мікроемульсій 104

Samoichuk K., Kiurchev S., Palianychka N., Kovalov A. Investigation of Dispersing Parameters of Microemulsions

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ І ПНЕВМАТИКИ

Воронін С. В., Стефанов В. О. Математична модель розрахунку товщини граничної мастильної плівки на поверхнях тертя гідравлічних машин 112

Voronin S., Stefanov V. Mathematical Model for Calculating the Thickness of the Boundary Lubricant Film on Friction Surfaces of Hydraulic Machines

ПРИКЛАДНА ГІДРОМЕХАНІКА. ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОАГРЕГАТИ

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-1>

УДК 621.225.001.4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН З УРАХУВАННЯМ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СКЛАДОВОЇ

ENSURING THE OPERATIONAL CAPABILITY OF DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES TAKING INTO ACCOUNT THE HYDRODYNAMIC COMPONENT

А. А. Волошина^{1*}, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0003-4052-2674

А. І. Панченко¹, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0002-1230-1463

І. А. Панченко¹, асистент

ORCID: 0000-0003-2150-4278

А. І. Засядько², викладач

ORCID: 0000-0003-2597-0313

А. А. Волошин³, викладач спец. дисциплін

ORCID: 0009-0004-3850-7613

¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,

² ВСП «Бердянський коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»

³ ВСП «Мелітопольський коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»

*e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

Анотація. Для приводу ходових модулів та робочих органів мехатронних систем самохідної техніки в основному застосовуються планетарні гідромотори. Основним недоліком планетарних гідромашин є нерівномірність їх вихідних характеристик, обумовлена наявністю гідравлічних та об'ємних втрат у розподільній системі, які обумовлені нераціональною конструкцією її елементів, геометричні параметри яких задають необхідне зусилля постійного контакту між рухомим і нерухомим розподільниками. З метою забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромоторів обґрунтовано раціональні геометричні параметри ступінчастих поверхонь нерухомого і рухомого розподільників, необхідні для забезпечення утворення масляної плівки в контактній зоні. Розроблені розрахункові схеми та математична модель дозволяють визначати раціональне зусилля у зоні контакту поверхонь нерухомого і рухомого розподільників при їх проектуванні. В результаті досліджень встановлено, що зниженням притискового зусилля на 3...5% у модернізованій розподільній системі можна досягти зниження перетікань у контактному зазорі на 26%. Зниження перетікань у контактній зоні дозволяє підвищити продуктивність розподільної системи на 2,4% шляхом збільшення її об'ємного ККД.

Ключові слова: розподільна система, рухомий і нерухомий розподільники, зона контакту, контактна поверхня, розподільні вікна, перетікання робочої рідини.

Постановка проблеми.

Сучасну промисловість цивілізованого світу неможливо уявити без застосування інновацій, ефективного використання існуючих технологій та технічних структур. Технічний прогрес, що знижує економічні та енергетичні витрати, негативні екологічні наслідки та підвищує ефективність використання технічних засобів, передбачений цілями сталого розвитку. Одним із актуальних науково-практичних напрямів є дослідження, присвячені мехатронним системам самохідної техніки з гідравлічним

приводом модулів ходових систем [1], що вимагають використання ефективних гідромоторів.

При розробці гідроприводів ходових модулів мехатронних систем самохідної техніки, як правило, застосовуються низькооборотні (високомоментні) гідромотори замість швидкохідних з редукторами [2]. В якості таких гідромоторів знайшли застосування героторні [3], орбітальні [4] та планетарні [5] гідромотори. Планетарні гідромотори застосовуються в основному для приводу ходових модулів та робочих органів мехатронних систем самохідної техніки [6, 7].

Основними системами планетарного гідромотора (рис. 1), що забезпечують його працездатність, є система роторів [8, 9] та розподільна система [10, 11]. Система роторів представлена (рис. 2) зовнішнім ротором зі вставними зубами (роликами) та внутрішнім ротором, що утворюють гіпоциклоїдальне зачеплення [12, 13]. Розподільна система представлена (рис. 3) рухомих та нерухомих розподільниками. Також у системі розподілу бере участь вал та передня кришка, які призначені для підведення (відведення) робочої рідини [14, 15].

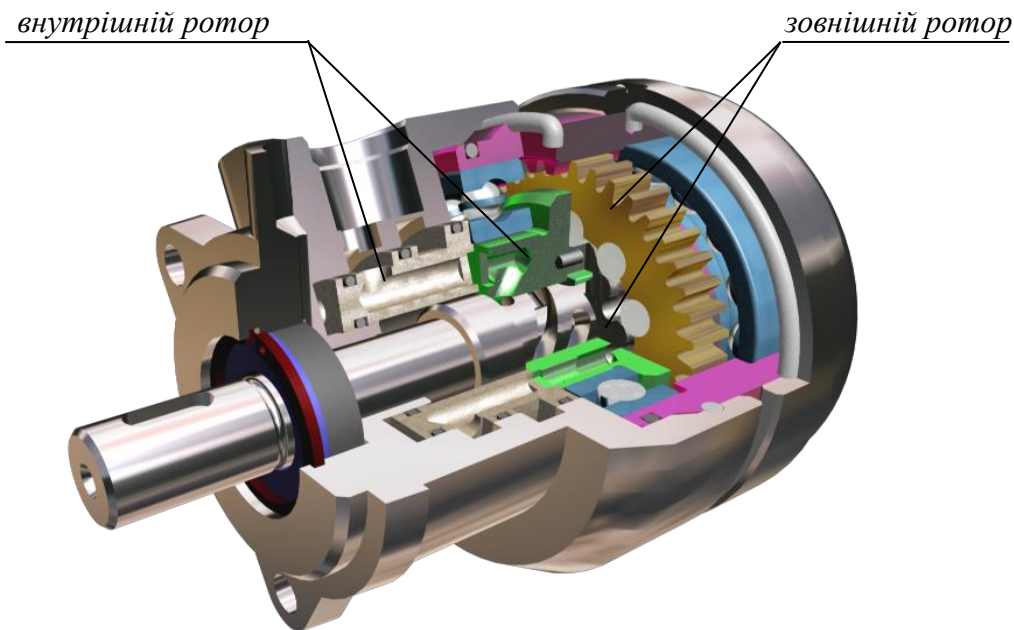


Рис. 1. Конструкція планетарного гідромотора

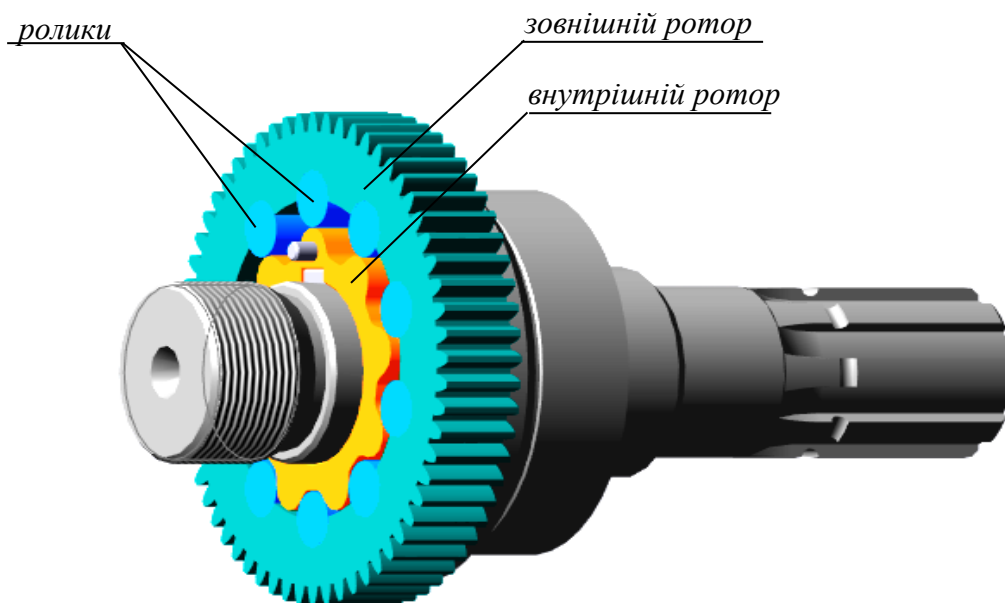


Рис. 2. Конструкція системи роторів планетарного гідромотора

Для забезпечення роботи гіпоциклоїдального зачеплення необхідна наявність гідравлічного поля, яке обертається. Гідравлічне поле (рис. 4) формується шляхом контактування торцевих поверхонь рухомого і нерухомого розподільників (рис. 3), на контактуючих поверхнях яких виконані розподільні вікна [10, 14, 15].

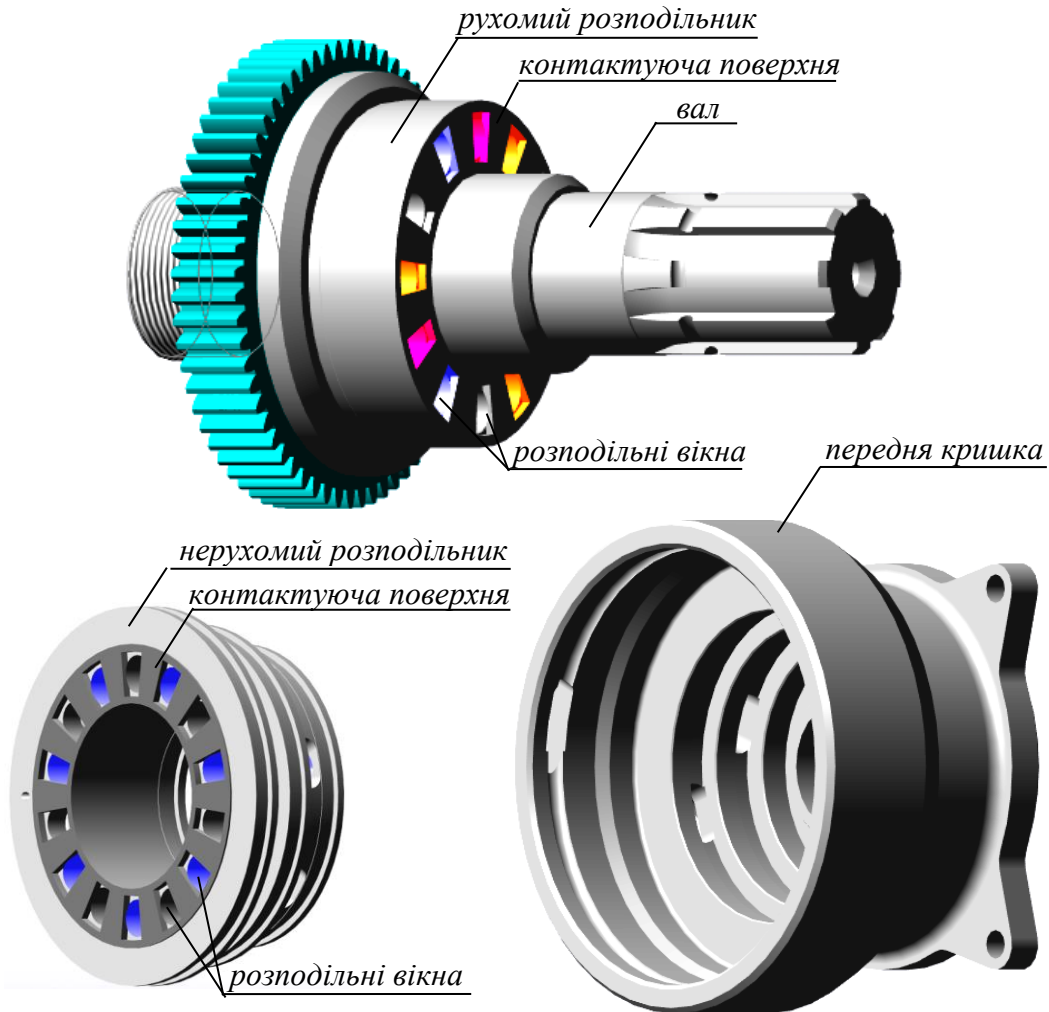


Рис. 3. Конструкція розподільної системи планетарного гідромотора

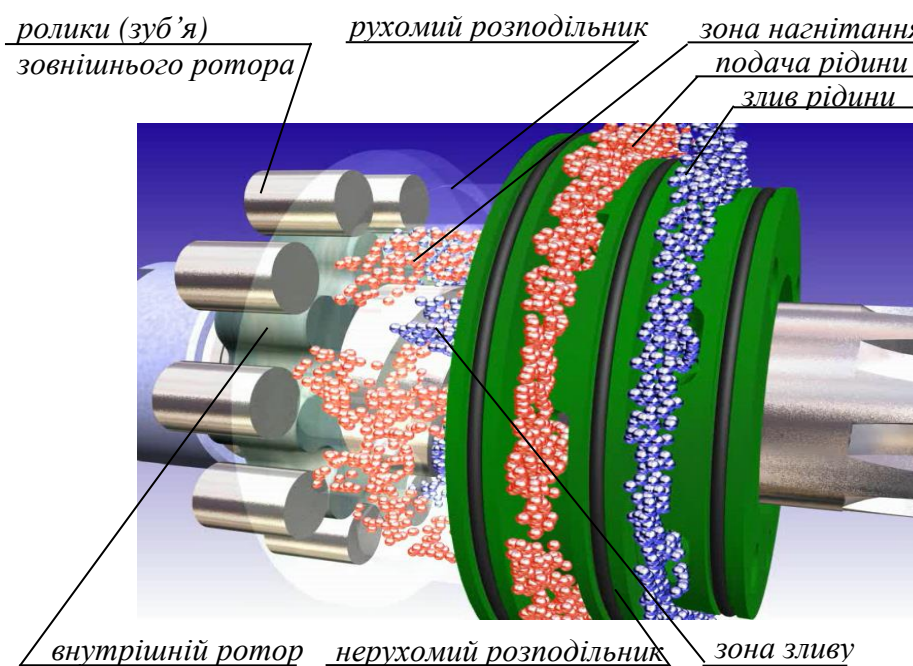


Рис. 4. Принцип формування гідравлічного поля, що обертається

У процесі роботи розподільної системи зона нагнітання змінюється зоною зливу, тобто відбувається обертання (поворот) гідравлічного поля [16]. Принцип роботи торцевої розподільної системи планетарного гідромотора, представлений на рис. 3 детально описаний у роботі [10].

Основним недоліком планетарних гідромашин є нерівномірність їх вихідних характеристик, обумовлена наявністю гідравлічних та об'ємних втрат у розподільній системі. Ці втрати обумовлені нераціональною конструкцією елементів розподільної системи, геометричні параметри яких задають необхідне зусилля постійного контакту між рухомим і нерухомим розподільниками. Постійний якісний контакт між розподільниками є основою стабілізації вихідних характеристик планетарних гідромашин.

Тому дослідження робочих процесів, що відбуваються у розподільній системі в процесі експлуатації планетарного гідромотора, з метою обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів розподільної системи, що забезпечують підвищення ефективності використання планетарних гідромашин, є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень.

Зростаючі вимоги до продуктивності гідроприводів активних робочих органів та ходових систем у різних галузях машинобудування обумовлені розвитком та ускладненням гідравлічних машин [17]. Аналіз публікацій останніх 15 років показує [17], що основна увага дослідників зосереджена на героторних насосах. Виконано гідродинамічні дослідження [18], запропоновано методи підвищення навантажувальної здатності [19], обґрунтовано циклоїдальні профілі роторів [20] та оптимальні форми зубів [21], проведено розрахунок сил і моментів між контактуючими роторами [22], обґрунтовано складні зубчасті профілі [23], виконано кінематичний аналіз [24]. Досліджено зазори між зубами роторів та пов'язані з ними витоки за допомогою програмного пакета GeroLAB [25], а також виконано аналіз витоків для насосів різних типів [26]. Вивчено вплив тиску [27], питомої подачі та частоти обертання [28] на ефективність зубчастого зачеплення, виконано багатокритеріальну оптимізацію зубчастого профілю [29], порту геротора [30] та конструкції героторного насоса в цілому [31]. При цьому взаємодія системи роторів та системи розподілу робочої рідини у цих роботах не розглядалася.

Розроблено математичні моделі зачеплення з урахуванням профілів внутрішнього та зовнішнього роторів [32], побудовано гіпоциклоїдальні профілі зубів [33], досліджено вплив форми зуба на продуктивність героторного насоса [34], виконано розрахунки миттєвої витрати [35] та аналіз витиснення [36]. Запропоновано математичні моделі [37] та чисельні методи моделювання робочих процесів [38]. Розглянуто можливості CFD-моделювання для гідродинамічних розрахунків [39], розроблено тривимірні перехідні моделі для орбітальних гідромоторів [40], а також кінцево-елементні моделі для оцінки міцності зубчастих передач [41] з урахуванням рівнянь гідродинаміки [42]. Розроблено чисельну модель, яка застосовується до гідромоторів орбітального типу, що дозволяє кількісно виміряти зношування [43], виконано параметричне проектування циклоїдальних передач [44]. Водночас моделювання робочих процесів у розподільних системах планетарних (орбітальних) гідромоторів у доступних джерелах відсутнє.

Ряд досліджень присвячено кавітації [45] та аерації [46] з використанням скороченої кількості обчислювальних симуляцій гідродинаміки [47], а також впливу повітря в робочій рідині [48], аерованих і неаерованих рідин [49], стисливості рідини [50, 51]. Вивчено вплив взаємодії потоку з механічними елементами на витоки [52, 53]. Однак вплив витоків, перетікань та в'язкості робочої рідини на вихідні характеристики розподільних систем планетарних гідромашин не досліджувався.

Проведено систематизацію схем планетарних роторних гідравлічних машин [54], розглянуто шляхи їх удосконалення [55], запропоновано методи розширення каналів подачі [56] та навантажувальні моделі розподілу тиску в робочих камерах [57]. При

цьому принцип подачі робочої рідини та режими роботи планетарних (орбітальних) гідромоторів суттєво відрізняються від машин із планетарним ротором.

Аналіз причин зниження ефективності (стабілізації) роботи планетарних (орбітальних) гідромоторів показує, що основними вузлами, які лімітують їх роботу є система роторів [9, 13] та система розподілу робочої рідини [10, 11]. Для системи роторів досліджено вплив зазорів між відповідними зубами роторів [58], кінематику переміщення роторів [8, 12], динаміку зміни вихідних характеристик [59], а також проведено експериментальні дослідження [60] та розроблено методи контролю точності виготовлення роторів [61]. У той же час вплив конструктивних особливостей розподільних систем на вихідні характеристики гідромашин практично не вивчений.

Розподільна система є складним вузлом, який забезпечує подачу та злив робочої рідини в робочі камери, утворені внутрішнім та зовнішнім роторами, у заданій послідовності [14, 15]. Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми [10], зазори між розподільними вікнами [62], досліджено вплив форми вікон на пропускну здатність [63], а також динамічні процеси [64] та експериментальні характеристики [65]. Однак питання забезпечення працездатності розподільної системи залишаються недостатньо висвітленими.

Планетарний (орбітальний) гідромотор є конструкцією, що складається з редуктора з циклоїдальним зачепленням і пристрою розподілу робочої рідини [14, 16]. Аналіз літературних джерел показує, що з наявності публікацій по редукторам, дослідження розподільних систем таких гідромоторів практично відсутні [17]. При цьому саме працездатність розподільної системи багато в чому визначає ресурс та ефективність роботи гідромашини, в цілому [66]. Основною умовою її працездатності є забезпечення постійного контакту рухомого розподільника з нерухомим (забезпечення умови притискання). У зв'язку з цим обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів розподільної системи, що забезпечують виконання умови підтискання рухомого розподільника до нерухомого, є актуальним завданням, що вимагає невідкладного вивчення.

Методологія дослідження.

Для забезпечення працездатності планетарних гідромашин шляхом вивчення робочих процесів, що відбуваються у розподільній системі з обґрунтуванням їх раціональних геометричних параметрів, необхідно:

- розробити розрахункові схеми та математичний апарат, які дозволяють визначити раціональне контактне зусилля елементів розподільної системи з урахуванням гідродинамічної складової, що забезпечує підвищення її продуктивності;
- вивчити вплив конструктивних особливостей елементів розподільної системи на зміну вихідних параметрів гідромотора планетарного тип.

Під час роботи планетарного гідромотора його працездатний стан визначається якісною роботою розподільної системи [16, 62], яка створює гідравлічне поле, що обертається, та забезпечує взаємодію рухомого і нерухомого роторів [4, 64]. Стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора під час роботи гідроприводу самохідної техніки залежить від узгодженості взаємодії елементів його розподільної системи. Основними елементами розподільної системи планетарного гідромотора є нерухомий та рухомий розподільники (рис. 3, 4), що утворюють зону контакту своїми торцевими поверхнями, на яких розташовані розподільні вікна [66].

Для складання схеми сил, що діють у розподільній системі гідромотора планетарного типу, за основу взята розрахункова схема визначення об'ємних втрат у зазорі, утвореному торцевими поверхнями рухомого та нерухомого розподільників [66]. Схеми сил, що діють в торцевому зазорі розподільної системи, показує (рис. 5), що притискна сила забезпечує контактну взаємодію торцевих контактуючих поверхонь КП1 нерухомого і КП2 рухомого розподільників та задається тиском робочої рідини на

ступінчасті поверхні нерухомого розподільника. Таким чином, притискна сила забезпечує якісну взаємодію контактуючих поверхонь КП1 і КП2, необхідну для початку роботи (пуску) планетарного гідромотора.

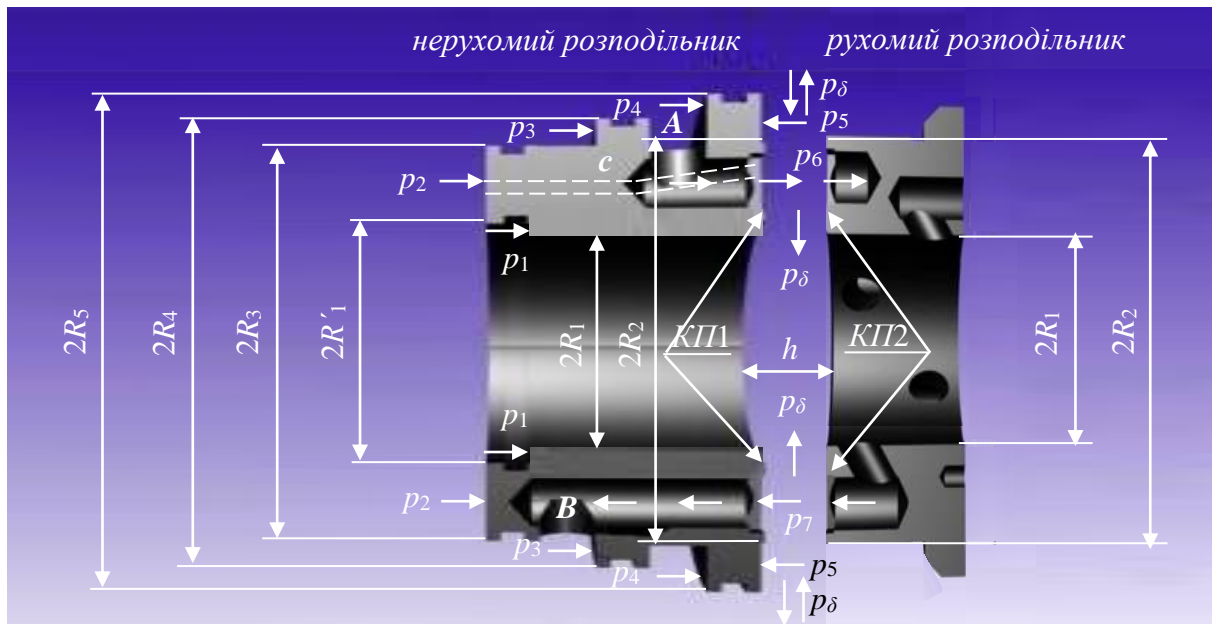


Рис. 5. Схема сил, що діють у торцевій розподільній системі планетарного гідромотора [66]

На початку руху (при запуску) планетарного гідромотора нерухомий розподільник під дією результуючої сили тиску робочої рідини на ступінчасті поверхні нерухомого розподільника притискається до рухомого розподільника. Протидія притискної (результуючої) силі F_1 відтискної (результуючої) сили F_2 тиску робочої рідини на ступінчасті поверхні нерухомого розподільника розташовані в зоні контакту.

Для визначення результуючих сил F_1 та F_2 приймемо, що підведення робочої рідини здійснюється через канал А, а відведення через канал В (рис. 5). Будемо вважати, що результуюча сила тиску робочої рідини, що діє зліва на право, є притискною силою F_1 , з права на ліво – відтискною силою F_2 [66]:

$$\begin{aligned}
 F_1 &= p_2 \cdot \pi \cdot (R_3^2 - R_1'^2) + p_3 \cdot \pi \cdot (R_4^2 - R_3^2) + p_4 \cdot \pi \cdot (R_5^2 - R_4^2) + p_1 \cdot \pi \cdot (R_1'^2 - R_1^2), \\
 F_2 &= p_5 \cdot \pi \cdot (R_5^2 - R_2^2) + p_6 \cdot \pi \cdot S_1 + p_7 \cdot \pi \cdot S_2 + F_\delta,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

де p_1 – тиск дренажу; p_2, p_4, p_5 – тиск нагнітання; p_3 – тиск зливу; p_6, p_7 – тиски нагнітання і зливу в розподільних вікнах, що діють по площам S_1, S_2 ; R_1, R_1', R_3, R_4, R_5 – радіуси ступінчастих поверхонь рухомого розподільника, причому радіуси R_1 і R_2 – радіуси, що обмежують контактуючі поверхні рухомого і нерухомого розподільників, на яких виконані розподільні вікна; F_δ – зусилля необхідне для створення масляної плівки висотою h в контактній зоні між кільцевими контактуючими поверхнями КП1 і КП2 (рис. 5).

Контактна зона розподільної системи планетарного гідромотора представлена поверхнями КП1 і КП2, які обмеженими радіусами R_1 і R_2 (рис. 5), для нерухомого та рухомого розподільників. На кільцевій контактуючій поверхні КП1 розташовані по черзі вікна нагнітання і зливу нерухомого розподільника (рис. 6) [10, 11, 14–16, 66]. На контактуючій поверхні КП2 розташовані по черзі робочі та розвантажувальні вікна рухомого розподільника (рис. 6) [10, 11, 14–16, 66]. При роботі розподільної системи ці поверхні накладаються, утворюючи площі перекриття розподільних вікон у зонах нагнітання та зливу, відповідно.

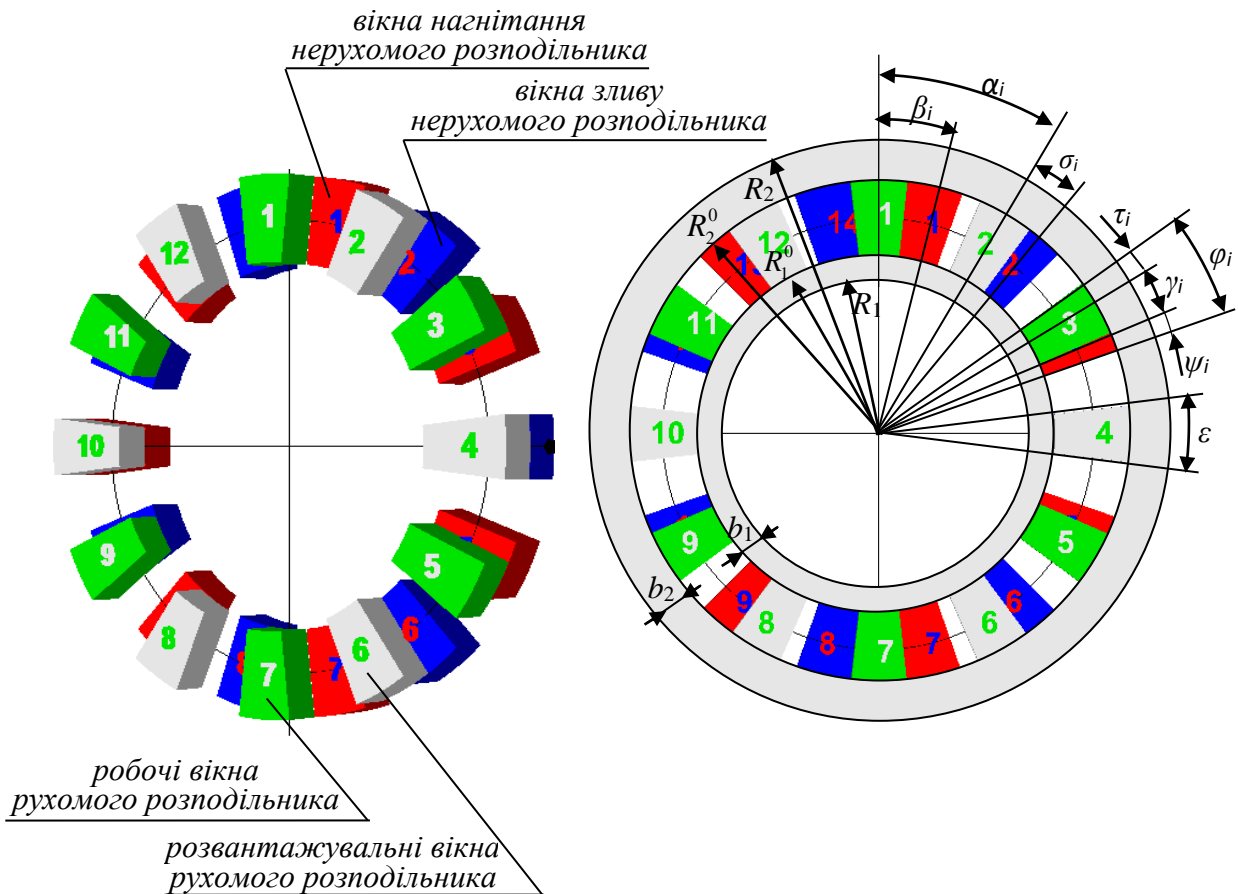


Рис. 6. Розрахункова схема визначення площ перекриття розподільних вікон у контактній зоні

Розроблена розрахункова схема визначення площ перекриття розподільних вікон у контактній зоні показує кутову симетричність розташування розподільних вікон рухомого та нерухомого розподільника (рис. 6). Тому площі перекриття розподільних вікон для зони нагнітання S_1 і зони зливу S_2 чисельно рівні між собою і визначаються з виразу:

$$S_i(t) = S_{1i}(t) = S_{2i}(t) = \sum \varphi_i \cdot \pi \cdot (R_2^{02} - R_1^{02}), \quad (2)$$

де φ_i – кут, що обмежує перекриття вікон рухомого розподільника з вікнами нагнітання та зливу нерухомого розподільника, $\varphi_i = \tau_i + \gamma_i + \psi_i$, $\tau_i = \pi / Z_2 - \gamma_i$, $\psi_i = \pi / Z_2 - \gamma_i$, $\gamma_i = \pi / Z_2 - |\alpha_i - \beta_i|$, причому встановлено [66], що кути τ_i і ψ_i завжди рівні, $\tau_i = \psi_i$, де Z_2 – кількість вікон нерухомого розподільника; α_i , β_i – поточні кути розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників; R_1^{02} і R_2^{02} – радіуси, що обмежують розподільні вікна (рис. 6).

З урахуванням наведеного, результуюча сила F_2 буде дорівнювати:

$$F_2 = p_5 \cdot \pi \cdot (R_5^2 - R_2^2) + \sum \left(\frac{\pi}{Z_2} + |\alpha_i(t) - \beta_i(t)| \right) \cdot \pi \cdot (R_2^{02} - R_1^{02}) \cdot \pi \cdot (p_6 + p_7) + F_\delta. \quad (3)$$

У момент пуску планетарного гідромотора, при обертанні рухомого розподільника між контактуючими поверхнями КП1 і КП2, у зазорі h утворюється масляна плівка (рис. 5). Утворення масляної плівки дозволяє усунути сухе тертя у зоні контакту елементів розподільної системи планетарного гідромотора. У той же час утворення масляної плівки формує відтискне зусилля F_δ , яке може призвести до порушення якості контакту між поверхнями КП1 і КП2.

Відтискне зусилля F_δ , необхідне для створення масляної плівки висотою h в

контактній зоні між контактуючими поверхнями КП1 і КП2 (рис. 5) визначається з виразу

$$F_{\delta} = p_{\delta} \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2), \quad (4)$$

де p_{δ} – тиск, створений в зоні контакті між контактуючими поверхнями КП1 і КП2 нерухомого і рухомого розподільників.

Величина тиску p_{δ} , утвореного в зоні контакту між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників залежить від ряду факторів (рис. 5), визначальним з яких є геометричні параметри (розміри) кільця, утвореного обертовими поверхнями нерухомого КП1 та рухомого КП2 розподільників. Наступним важливим фактором є точність виготовлення контактних поверхонь рухомого та нерухомого розподільників, що визначається перпендикулярністю їх торців до осі обертання. Важливими факторами є матеріал, з якого виготовлені розподільники, а також технічні характеристики робочої рідини. Тоді тиск p_{δ} утворений у зоні контакту після відповідних перетворень визначається з виразу [66]:

$$p_{\delta} = \frac{12\mu'}{h^3} \cdot \frac{Q_{nep_i}}{\sum \left(\frac{\pi}{Z_2} + |\alpha_i(t) - \beta_i(t)| \right)} \cdot \left(\ln \frac{R_2^0}{R_2} + \ln \frac{R_1}{R_1^0} \right) + \frac{3\rho \cdot \omega_{zm}^2}{40} \cdot (R_2^2 - R_1^2 + R_1^{02} - R_2^{02}), \quad (5)$$

де μ' – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини; h – зазор, утворений між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 та рухомого КП2 розподільників при їх обертанні (рис. 5); Q_{nep} – перетікання робочої рідини в зоні нагнітання та зливу, відповідно; ρ – щільність робочої рідини; ω_{zm} – кутова швидкість валу гідромотора.

Підставивши у (3) вирази (4) і (5) та виконавши відповідні перетворення отримаємо залежність для визначення відтискного зусилля F_2 :

$$F_2 = p_5 \cdot \pi \cdot (R_5^2 - R_2^2) + \sum \left[\left(\frac{\pi}{Z_2} + |\alpha_i(t) - \beta_i(t)| \right) \cdot \pi^2 (p_6 + p_7) \cdot (R_2^{02} - R_1^{02}) \right] + \frac{12\mu}{h^3} \cdot \frac{Q_{nep_i}}{\sum \left(\frac{\pi}{Z_2} + |\alpha_i(t) - \beta_i(t)| \right)} \cdot \left(\ln \frac{R_2^0}{R_2} + \ln \frac{R_1}{R_1^0} \right) + \frac{3\rho \cdot \omega_{zm}^2 \cdot \pi}{40} \times (R_2^2 - R_1^2 + R_1^{02} - R_2^{02}) \cdot (R_2^2 - R_1^2). \quad (6)$$

Стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора в процесі роботи, залежить від якісної роботи його розподільної системи, що забезпечується взаємодією контактуючих поверхонь КП1 і КП2 її розподільників. Сталий режим роботи планетарного гідромотора характеризується наявністю гідродинамічної сили $F_{2\partial}$, що виникає при обертанні рухомого розподільника. Тому, в зазорі h (рис. 5) на ущільнювальних поясах b_1 і b_2 (рис. 6) рухомого і нерухомого розподільників з масляної плівки утворюється масляний клин. Тоді, продуктивність розподільної системи планетарного гідромотора забезпечується стабільністю підтискання нерухомого розподільника до рухомого, при виконанні умови $F_1 > F_2$.

Однак надмірне перевищення результуючого зусилля F_1 над F_2 викликає підвищене тертя і зношування контактуючих поверхонь нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників. Таким чином, притискна сила F_1 повинна балансувати між значеннями, що забезпечують умови створення масляної плівки в зазорі h та значеннями, що забезпечують якісний контакт між контактуючими поверхнями КП1 і КП2. Отже сума відтискного зусилля F_2 і гідродинамічної сили $F_{2\partial}$ повинні врівноважувати притискну силу F_1 , тобто $F_1 = F_2 + F_{2\partial}$. Загалом більшість розподільних систем гідромашин конструюється з неповним гідростатичним розвантаженням сили притиску F_1 , коли

надлишок сили притиску $F_1 - F_2$ врівноважується гідродинамічною силою F_{zd} , величина якої можж бути визначена на основі рішення рівняння Рейнольдса [16]:

$$\frac{\partial}{\partial X} \cdot \left(h'^3 \frac{\partial p}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \cdot \left(h'^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6\mu' \cdot V_{u,m} \cdot \frac{\partial h'}{\partial X}, \quad (7)$$

де $V_{u,m}$ – лінійна швидкість ковзання центру тяжіння рухомого розподільника, яка дорівнює: $V_{u,m} = 2\pi \cdot R_{сер} \cdot n$, де $R_{сер}$ – відстань від осі обертання валу гідромотора до центра тяжіння рухомого розподільника, яка дорівнює: $R_{сер} = (R_2^0 - R_1^0) / 2$.

Наближений метод розв'язування рівняння (7), дозволяє знайти розподіл тиску в зазорі (масляному клині) між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників та несучу здатність масляного клину (гідродинамічну силу F_{zd}).

Для визначення гідродинамічної сили F_{zd} прийняті наступні припущення:

- зазор між контактуючими поверхнями рухомого та нерухомого розподільників має клиноподібну форму;
- контактуючі поверхні рухомого та нерухомого розподільників представлені кільцевими поверхнями зовнішнього та внутрішнього ущільнювальних поясів та замінені рівновеликим квадратом;
- закон зміни висоти масляного клину прийнятий експоненційним;
- величина коефіцієнта динамічної в'язкості робочої рідини прийнята постійною.

З урахуванням прийнятих припущень аналітичне рішення рівняння (7) представлено безрозмірним коефіцієнтом несучої здатності масляного клину у вигляді ряду [16]:

$$K_{mk} = \frac{\pi^4}{4} \cdot e^{0,75 \cdot \ln \frac{h_{min}}{h_{max}}} \cdot \sum_{m,n=1,2,\dots}^{m=4, n=4} \frac{m \cdot [1 - (-1)^n] \cdot [1 - (-1)^m \cdot e^{-1,5 \cdot \ln \frac{h_{min}}{h_{max}}}]^m}{n \cdot \pi^2 \cdot \left[2,25 \cdot \left(\ln \frac{h_{min}}{h_{max}} \right)^2 + m^2 \cdot n^2 \right]} \cdot a, \quad (8)$$

де

$$a = \frac{4m \cdot e^{0,25 \cdot \ln \frac{h_{min}}{h_{max}}} \cdot \pi^2 \cdot R_{cp} \cdot [1 - (-1)^n] \cdot [1 - (-1)^m \cdot e^{-0,5 \cdot \ln \frac{h_{min}}{h_{max}}}]^m}{2n \cdot \pi^2 \cdot \left(0,25 \cdot \left(\ln \frac{h_{min}}{h_{max}} \right)^2 + m^2 \cdot \pi^2 \right) \cdot \left[m^2 + n^2 \cdot \frac{2,25 \cdot \left(\ln \frac{h_{min}}{h_{max}} \right)^2}{\pi} \right] \cdot (L+l) \cdot \frac{h_{max}}{h_{min}}} \cdot \ln \frac{h_{min}}{h_{max}},$$

де h_{max} , h_{min} – максимальна та мінімальна висота зазору між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників, відповідно; L – довжина сторони квадрата зовнішнього ущільнювального пояска, $L = [\pi \cdot (R_2^2 - R_2^{02})]^{0,5}$; l – довжина сторони квадрата внутрішнього ущільнювального пояска, $l = [\pi \cdot (R_1^{02} - R_1^2)]^{0,5}$.

Тоді несуча здатність масляного клину (гідродинамічна сила) буде визначатися виразом:

$$F_{zd} = \frac{2 \cdot \mu' \cdot \pi \cdot \frac{(R_2^0 - R_1^0)}{2} \cdot n \cdot \left[\sqrt{\pi \cdot (R_2^2 - R_2^{02})} + \sqrt{\pi \cdot (R_1^{02} - R_1^2)} \right]^3}{h_{min}^2} \cdot K_{mk}. \quad (9)$$

Знаючи притиску силу F_1 та відтиску силу F_2 , можна визначити величину мінімального зазору між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників:

$$h_{\min} = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu' \cdot \pi \cdot \frac{(R_2^0 - R_1^0)}{2} \cdot n \cdot \left[\sqrt{\pi \cdot (R_2^2 - R_2^{02})} + \sqrt{\pi \cdot (R_1^{02} - R_1^2)} \right]^3}{F_1 - F_2}} \cdot K_{\text{мк}} \quad (10)$$

а следовательно, при моделировании статического и динамического режимов работы распределительного блока получать более точные значения объемных и гидромеханических потерь.

Вирази (8–10) дозволяють отримати замкнуту систему рівнянь, що представляє собою математичну модель розподільної системи планетарного гідромотора. При цьому відкривається можливість отримати наближене рішення рівняння Рейнольдса у більш компактному вигляді та оцінити вплив ряду (8) на точність визначення гідродинамічної сили $F_{2\partial}$.

В результаті теоретичних досліджень отримано математичний апарат, що дозволяє шляхом моделювання робочого процесу визначити сукупність геометричних параметрів розподільної системи, що забезпечують її працездатний стан (виконання умови підтиснення нерухомого розподільника до рухомого).

Основним параметром, що характеризує технічний стан гідромотора і залежить від об'ємних втрат є об'ємний ККД. У планетарному гідромоторі об'ємні втрати, в основному, визначаються витокami робочої рідини в розподільній системі через зазор між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників та дорівнюють відношенню фактичної витрати робочої рідини до теоретичної:

$$\eta_{об} = \frac{Q_{T_{2M}} - Q_{\text{неp.2M}}}{Q_{T_{2M}}} = 1 - \frac{Q_{\text{неp.2M}}}{Q_{T_{2M}}}, \quad (11)$$

де перетікання робочої рідини (об'ємні втрати) в зазорі між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників дорівнюють:

$$Q_{\text{неp.2M}} = Q_{\text{неp.2M}_{\text{нази}}} + Q_{\text{неp.2M}_{\text{зи}}} = \frac{h^3}{12\mu'} \cdot \sum \left(\frac{\pi}{Z_2} + |\alpha_i(t) - \beta_i(t)| \right) \times \\ \times \left[p_{\delta}(t) \cdot \frac{\left(\ln \frac{R_1}{R_1^0} - \ln \frac{R_2}{R_2^0} \right)}{\ln \frac{R_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2}{R_2^0}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{2M}^2}{20} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1^2)}{\ln \frac{R_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2}{R_2^0}} \right) \right]. \quad (12)$$

Позначивши $a = \frac{\left(\ln \frac{R_1}{R_1^0} - \ln \frac{R_2}{R_2^0} \right)}{\ln \frac{R_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2}{R_2^0}}$, $b = \left(\frac{(R_1^{02} - R_1^2)}{\ln \frac{R_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2}{R_2^0}} \right)$, після підстановки

отримаємо об'ємні втрати в розподільній системі планетарного гідромотора:

$$\eta_{об} = 1 - \frac{\frac{h^3}{12\mu'} \cdot \sum \left(\frac{\pi}{Z_2} + |\alpha_i(t) - \beta_i(t)| \right) \cdot \left[p_{\delta}(t) \cdot a - \frac{3\rho \cdot \omega_{2M}^2}{20} \cdot b \right]}{\mu \cdot \sum \left[\frac{\pi}{Z_2} - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^0 - R_1^0)}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_6 - p_7)}{\rho}}}. \quad (13)$$

Таким чином, для підтримки стабільності вихідних характеристик планетарного гідромотора при сталому режимі роботи, необхідно формувати співвідношення притисного F_1 і відтисного F_2 зусиль, що забезпечують якісну взаємодію контактуючих поверхонь нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників. Необхідне

співвідношення F_1 і F_2 визначається обґрунтуванням геометричних параметрів кільцевих поверхонь рухомого і нерухомого розподільників з метою утворення в зоні контакту між поверхнями, що обертаються масляної плівки. Обґрунтування раціональних геометричних параметрів кільцевих поверхонь рухомого та нерухомого розподільників забезпечує підвищення продуктивності розподільних систем планетарних гідромашин.

Сталий режим роботи планетарного гідромотора характеризується наявністю гідродинамічної сили $F_{\text{сд}}$, що виникає при обертанні рухомого розподільника. Тому моделювання сталого режиму роботи планетарного гідромотора з використанням отриманого математичного апарату дозволить визначити кількісну оцінку збільшення продуктивності його розподільної системи шляхом обґрунтування конструктивних параметрів нерухомого і рухомого розподільників.

Результати дослідження.

Для роторних гідромашин зусилля F_1 на 10...20% перевищує F_2 . Згідно з експериментальними даними, отриманими при експлуатації планетарних гідромоторів, зусилля F_1 перевищує F_2 на 10...11% [16]. Тому, з метою підвищення продуктивності розподільної системи планетарного гідромотора визначалися геометричні параметри ступінчастих поверхонь рухомого та нерухомого розподільників, шляхом моделювання умов сталої роботи гідромотора.

Система розподілу робочої рідини планетарних гідромоторів конструктивно виконана таким чином, що внутрішній радіус рухомого розподільника R_1 обмежений розмірами валу гідромотора, а зовнішній R_2 обмежений розмірами підшипника, в якому він обертається. Таким чином, радіуси R_1 і R_2 визначаються з урахуванням конструктивних особливостей конкретного гідромотора та обмежують зону контакту, утворену контактуючими поверхнями нерухомого КП1 та рухомого КП2 розподільників (рис. 5). Знаючи величину радіусів R_1 і R_2 , а також розмір ущільнюючих поясків b_1 і b_2 , визначаються внутрішній $R_1^0 = R_1 + 2 \cdot b_1$ та зовнішній $R_2^0 = R_2 + 2 \cdot b_2$ радіуси, що обмежують розміри розподільних вікон, причому для планетарних гідромоторів рекомендується приймати ширину ущільнюючих поясків в межах 1,5...5 мм [16].

Для забезпечення реверсивного руху валу планетарного гідромотора робоча рідина (під тиском нагнітання) може підводитися до нерухомого розподільника як через канал A , так і через канал B . Тому, при реверсі валу гідромотора, щоб забезпечити однакове притискне зусилля нерухомого розподільника, площі кільцевих поверхонь на які діє тиск нагнітання, що підводиться через канали A або B повинні бути рівними. Рівність площ ступінчастих кільцевих поверхонь нерухомого розподільника, утворених радіусами R_3 , R_4 та R_5 , досягається при виконанні умови $R_5 - R_4 = R_4 - R_3$. Звідси, радіус R_5 , який визначає габаритні розміри нерухомого розподільника, дорівнюватиме: $R_5 = (R_4 - R_3)^{0,5}$. Радіуси R_3 , R_4 та R_5 ступінчастих поверхонь нерухомого розподільника розраховуються при визначенні притискного зусилля F_1 (рис. 5).

Моделювання роботи розподільної системи проводилося на прикладі планетарного гідромотора, із серійною та модернізованою розподільними системами, на підставі отриманого математичного апарату, що враховує сукупність геометричних параметрів її розподільників. Розроблена математична модель (рис. 5), представлена виразами (1), (6)–(13) описує сталий режим роботи планетарного гідромотора та дозволяє моделювати процеси, що відбуваються в елементах його розподільної системи за допомогою системи динамічного моделювання VisSim.

Для моделювання були выбраны характеристики и конструктивные параметры элементов распределительной системы серийного планетарного гидромотора с рабочим объемом 160 см³.

Модернізований гідромотор відрізняється від серійного розподільною системою.

При цьому кількість вікон рухомого та нерухомого розподільників (кінематична схема [10]) залишалися незмінними. Витрата робочої рідини, що проходить через гідромотор (подача насоса), становив $Q_n = 100$ л/хв = const. Тиск на вході в гідромотор (на виході з насоса), а також на вході в запобіжний клапан дорівнює номінальному тиску, тобто $p_{н(вих)} = p_{зм(вих)} = p_{кл(вих)} = p_{ном} = 16$ МПа [65]. Тиск на виході з гідромотора і тиск на виході із запобіжного клапана дорівнюють нулю, тобто $p_{зм(вих)} = p_{кл(вих)} = 0$ МПа [65]. Навантаження на валу планетарного гідромотора приймається постійним і дорівнює $M_n = 365$ Нм = const, інерційна складова відсутня [65].

У серійному гідромоторі притискне зусилля F_1 в зоні контакту (рис. 5) перевищувало відтискне F_2 на 10...11%, тобто $F_1 = 1,1...1,11 \cdot F_2$. Геометричні розміри ступінчастих кільцевих поверхонь нерухомого розподільника модернізованого гідромотора, які формують задане притискне зусилля F_1 розраховувалися з умови, що $F_1 = 1,06...1,07 \cdot F_2$. Такий взаємозв'язок притискного F_1 та відтискного F_2 зусиль визначався експериментально для розподільників з різними контактуючими поверхнями. Отже, умова для підвищення продуктивності розподільної системи та збереження її працездатності для планетарних гідромоторів буде мати вигляд: $1,06 \leq F_1 / F_2 \leq 1,07$.

В результаті проведених порівняльних досліджень серійного та модернізованого гідромоторів отримано залежності, що характеризують зміну перетікань через торцевий зазор контактної зони розподільної системи (рис. 7). Встановлено (рис. 7), що зменшення притискного зусилля на 3...5% у модернізованій розподільній системі дозволяє знизити перетікання через торцевий зазор з 8,82 л/хв до 6,54 л/хв, при збереженні масляної плівки між контактуючими поверхнями нерухомого і рухомого розподільників. Зниження перетікань на 26 % у модернізованій розподільній системі пояснюється зменшенням масляного клину в контактній зоні при сталому режимі роботи планетарного гідромотора, що забезпечує постійний контакт поверхонь рухомого і нерухомого розподільників.

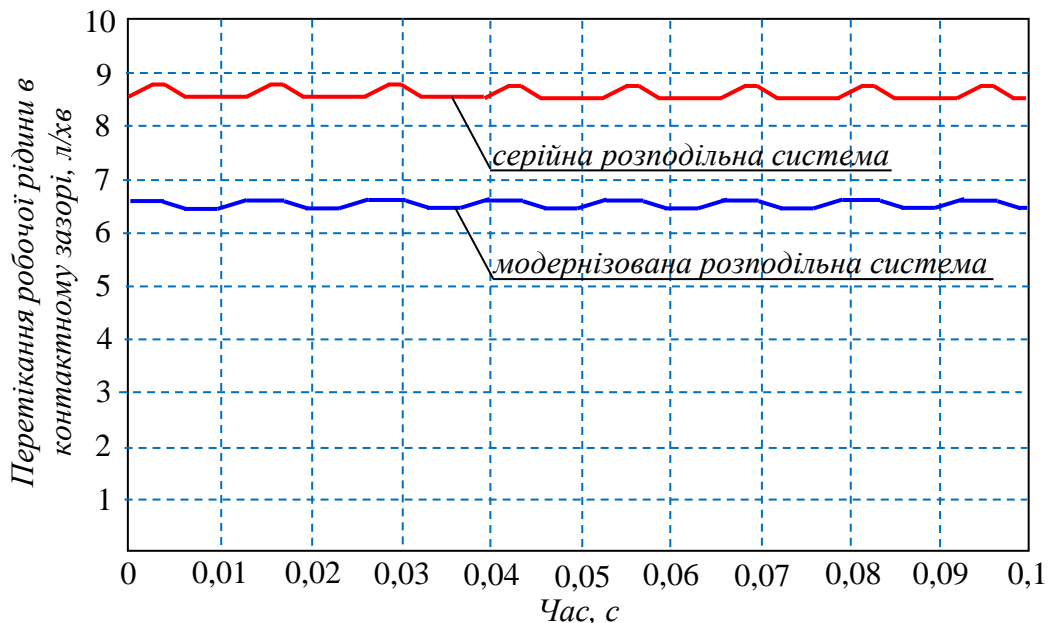


Рис. 7. Зміна перетікання робочої рідини в зазорі між контактними поверхнями нерухомого і рухомого розподільників

При проведенні подальших досліджень ставилося завдання визначення кількісного значення підвищення продуктивності модернізованої розподільної системи планетарного гідромотора шляхом зниження об'ємних втрат виражених через об'ємний ККД. Аналіз отриманих результатів показує (рис 8), що зниження перетікань у зазорі

між контактними поверхнями нерухомого і рухомого розподільників планетарного гідромотора дозволяє збільшити об'ємний ККД з 0,912 до 0,934. Збільшення об'ємного ККД розподільної системи визначає підвищення її продуктивності на 2,4%.

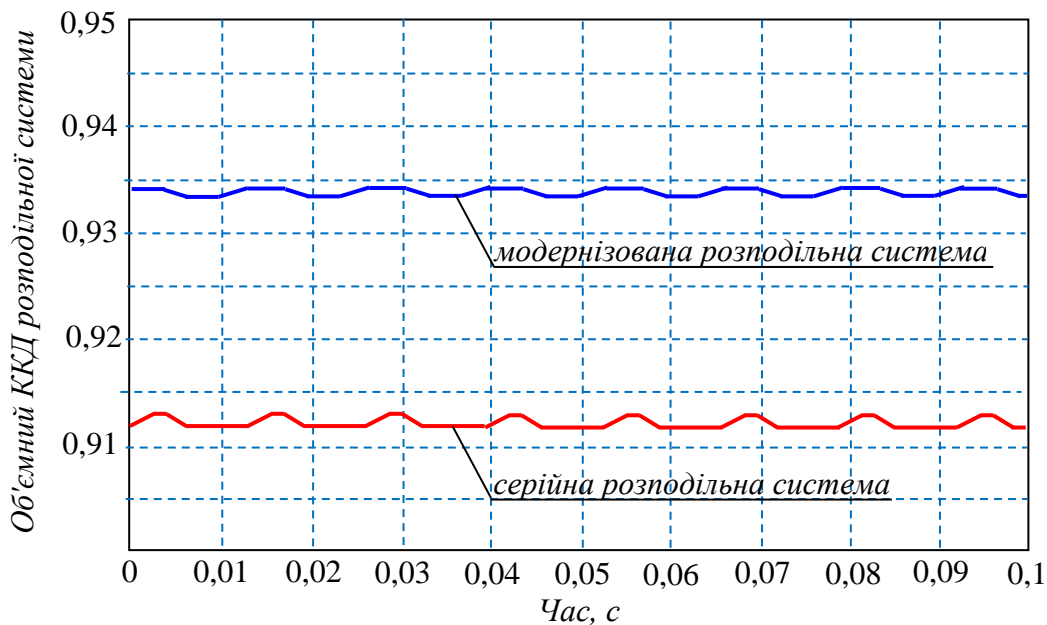


Рис. 8. Зміна об'ємних витрат (об'ємного ККД) у розподільній системі планетарного гідромотора

Таким чином можна констатувати, що сталий режим роботи планетарного гідромотора характеризується наявністю гідродинамічної сили $F_{\text{зд}}$, що виникає при обертанні рухомого розподільника. При цьому, стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора при сталому режимі роботи залежить від якості контакту між поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників. Обґрунтування раціональних геометричних параметрів кільцевих поверхонь рухомого та нерухомого розподільників забезпечує підвищення продуктивності розподільних систем планетарних гідромашин.

У зв'язку з цим, результати проведених досліджень показали, що при раціональному проектуванні елементів розподільної системи планетарного гідромотора шляхом зниження притискового зусилля на 3...5% у модернізованій розподільній системі можна досягти зниження перетікань у контактному зазорі на 26%. Зниження перетікань у контактній зоні дозволяє підвищити продуктивність розподільної системи на 2,4% шляхом збільшення її об'ємного ККД (зниження витрат).

Таким, чином можна заключити, що при розробці приводів мехатронних систем самохідної техніки в якості гідромоторі все частіше використовуються планетарні, орбітальні та героторні гідромашини. Вихідні характеристики цих гідромашин дозволяють застосовувати їх без додаткових редукторів.

Одним з основних недоліків планетарних і орбітальних гідромашин є нестабільність (нерівномірність) їх вихідних характеристик, викликана не раціональною конструкцією їх розподільних систем. Аналіз літературних джерел показав, що досліджень, спрямованих на забезпечення стабільності вихідних характеристик планетарних (орбітальних) гідромашин, дуже обмежена кількість. Планетарний (орбітальний) гідромотор є конструкцією, що складається з редуктора і пристрою розподілу робочої рідини. При цьому редуктор має спеціальне циклоїдальне зачеплення, що утворює робочі камери, а система розподілу забезпечує подачу робочої рідини в ці камери. Тому, якщо про редуктори планетарних (орбітальних) гідромоторів ще можна знайти наукові публікації, то про розподільні системи цих гідромоторів,

публікації просто відсутні. Також необхідно зазначити, що питання, пов'язані з розрахунком, проектуванням та експлуатацією планетарних (орбітальних) гідромашин та їх елементів є маловивченим та актуальним напрямком у розвитку сучасного гідроприводу.

Обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів розподільної системи, що забезпечують підвищення її продуктивності, включало два етапи. На першому етапі розроблено схему сил, діючих у розподільній системі, розрахункову схему, визначення площ перекриття розподільних вікон у контактній зоні, математичну модель, які дозволяють визначити раціональне зусилля контакту елементів розподільної системи, що забезпечує підвищення її продуктивності. На другому етапі прийнято обмеження та припущення при дослідженні впливу конструктивних особливостей елементів розподільної системи на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Результатом розробки схеми сил, що діють у розподільній системі планетарного гідромотора (рис. 5) та розрахункової схеми визначення площ перекриття розподільних вікон у контактній зоні (рис. 6) є отриманий математичний апарат. Розроблена математична модель дозволяє визначити раціональні зусилля притискання F_1 і відтискання F_2 , що утворені впливом робочої рідини на ступінчасті поверхні нерухомого розподільника. Взаємодія сил притискання F_1 і відтискання F_2 визначає стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора при сталому режимі роботи, забезпечуючи якісну взаємодію контактуючих поверхонь нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників.

Необхідно відзначити, що при сталому режимі роботи планетарного гідромотора, при обертанні рухомого розподільника виникає гідродинамічна сила F_{zd} , що діє в зазорі h (рис. 5). Від впливу гідродинамічної сили F_{zd} , на ущільнюючих поясах b_1 і b_2 (рис. 6) рухомого і нерухомого розподільників утворюється масляний клин. Тоді, продуктивність розподільної системи планетарного гідромотора забезпечується стабільністю підтискання нерухомого розподільника до рухомого, за умови дотримання умови $F_1 > F_2$. Отже сума відтискного зусилля F_2 і гідродинамічної сили F_{zd} повинні врівноважувати притискну силу F_1 , тобто $F_1 = F_2 + F_{zd}$, що у попередніх дослідженнях не враховувалося.

Наступним етапом дослідження було визначення витрати перетікань $Q_{пер}$ в зазорі між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 (рис. 5) розподільників, а також зміни об'ємного витрат (об'ємного ККД) розподільної системи планетарного гідромотора. Причому зазор між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників визначався з урахуванням коефіцієнта несучої здатності масляного клину, а перетікання в контактній зоні, що виникають при утворенні масляного клину – з урахуванням дії гідродинамічної сили F_{zd} . Кількісна оцінка збільшення продуктивності розподільної системи планетарного гідромотора була отримана в результаті моделювання режиму роботи з використанням розробленого математичного апарату та математичної моделі для визначення об'ємних втрат в розподільній системі планетарного гідромотора.

Висновки.

Розвиток багатьох галузей сучасної промисловості регулюється різними програмами розвитку, що передбачають використання інноваційних технологій та оптимізацію існуючих підходів, що сприяє сталому, енергоефективному розвитку суміжних галузей та економіки. Використання енергоефективних гідромоторів у мехатронних системах та ходових модулях самохідної техніки, що застосовуються у різних галузях машинобудування, відповідатиме цілям сталого розвитку.

З метою забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромоторів обґрунтовано раціональні геометричні параметри ступінчастих поверхонь

нерухомого і рухомого розподільників, необхідні для забезпечення утворення масляної плівки в контактній зоні. Розроблені розрахункові схеми, математичний апарат та математична модель дозволяють визначати раціональне зусилля у зоні контакту поверхонь нерухомого і рухомого розподільників при їх проектуванні. Раціональне зусилля в контактній зоні забезпечує підвищення продуктивності розподільної системи та ККД гідромотора в цілому.

В результаті досліджень встановлено, що раціональне проектування елементів розподільної системи дозволяє знизити притискне зусилля на 3...5 %, при виконанні умови $1,06 \leq F_1 / F_2 \leq 1,07$. Таке співвідношення притискного F_1 і відтискного F_2 зусиль дозволило знизити перетікання через зазор h в розподільній системі планетарного гідромотора на 26%. Таке зниження перетікань у зазорі між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників дозволило підвищити продуктивність розподільної системи на 2,4 % шляхом зниження об'ємних втрат (збільшення об'ємного ККД) планетарного гідромотора.

Список використаних джерел.

1. Panchenko, A., Voloshina, A., Milaeva, I., Luzan, P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019. 169–176. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18.
2. Sung, H.J., Min, H.K., Nam, Y.J., Park, M.K. Design and experimental verification of a port plate in a gerotor pump to reduce pressure pulsation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018. 32. 671–678. <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0114-4>.
3. Kim, S.Y., Nam, Y.J., Park, M.K. Design of port plate in gerotor pump for reduction of pressure pulsation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2006. 20 (10). 1626–1637. <https://doi.org/10.1007/BF02916266>.
4. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2023. Вип. 23. Т. 1. С. 6–26. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2023-23-1-6-26>.
5. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68–85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>.
6. Волошина А.А. Конструктивні особливості гідромашин планетарного типу, що застосовуються у гідроагрегатах мобільної техніки. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2013. Вип. 1. Т. 3. С. 65–86.
7. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 18–35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35>.
8. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>.
9. Biernacki, K. Selection of the optimum tooth profile for plastic cycloidal gears. *Journal of mechanical engineering science*, 2014. 228 (18). 3395–3404.
10. Voloshina, A., Panchenko, A., Boltiansky, 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. 7 (4.3). 6–11. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19544>.
11. 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>.
12. 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 ТДАТУ*, 2025. Вип. 25. Том 1. С. 36–44. <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-1-5>.

13. Choi, T., Kim, M., Lee, G., Jung, S., Bae, J., Kim, C. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012, 134 (1), 011005-12. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>.
14. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 23–35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-2-23-35>.
15. Панченко А.І., Волошина А.А., Засядько А.І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33–50.
16. Hutsol T. European Green Deal: Improving the Efficiency of Using Planetary Hydraulic Machines. *Energies*, 2023. 16 (18). 6481. <https://doi.org/10.3390/en16186481>.
17. Gamez-Montero, P., Codina, E., Castilla, R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12. 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>.
18. Altare, G., Rundo, M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*, 2016. 138 (11). FE-15-1757. <https://doi.org/10.1115/1.4033675>.
19. Biernacki, K., Stryczek, J. Analysis of stress and deformation in plastic gears used in gerotor pumps. *Journal of strain analysis for engineering design*, 2010. 45 (7). 465–479.
20. Choi, T., Kim, M., Lee, G., Jung, S., Bae, J., Kim, C. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134 (1). 011005-12. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>.
21. Biernacki, K. Methods of Increasing Loadability for the Plastic Cycloidal Gears. *Fundamentals of machine design*, 2012. 490. 156–165.
22. Ivanovic, L., Miric, N., Devedzic, G., Ćuković, S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2010. 224 (10). 2257–2269. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2041>.
23. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Theoretical Analysis of an Original Rotary Machine. *Journal of Mechanical Design*, 2010. 132 (2). 024501. <https://doi.org/10.1115/1.4000698>.
24. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Design and simulation of meshing of a particular internal rotary pump. *Mechanism and Machine Theory*, 2012. 49. 104–116. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.11.001>.
25. Gamez-Montero, P., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134 (5). 054502-7. <https://doi.org/10.1115/1.4006440>.
26. Inaguma, Y. A practical approach for analysis of leakage flow characteristics in hydraulic pumps. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2013. 227. 980–991. <https://doi.org/10.1177/0954406212456933>.
27. Strmcnik, E., Majdic, F., Majdic, F. The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. *Tehnicki vjesnik-technical gazette*, 2018. 25 (2). 609–615. <https://doi.org/10.17559/TV-20161201093324>.
28. Osiński, P., Deptuła, A., Partyka, M. A. Hydraulic Tests of the PZ0 Gear Micropump and the Importance Rank of Its Design and Operating Parameters. *Energies*, 2022. 15 (9). 3068. <https://doi.org/10.3390/en15093068>.
29. Robison, A., Vacca, A. Multi-objective optimization of circular-toothed gerotors for kinematics and wear by genetic algorithm. *Mechanism and Machine Theory*, 2018. 128. 150–168. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.011>.
30. Robinson, A., Vacca, A. Multi-Objective Optimization of Gerotor Port Design by Genetic Algorithm with Considerations on Kinematic vs. Actual Flow Ripple. SAE Technical Papers 2019-01-0827, SAE International: Warrendale, PA, USA, 2019; in press. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0827>.
31. De Martin, A., Jacazio, G., Sorli, M. Optimization of gerotor pumps with asymmetric profiles through evolutionary strategy algorithm. *Machines*, 2019. 7. 17. <https://doi.org/10.3390/machines7010017>.
32. Hwang, Y.-W., Hsieh, C.-F. Geometric design using hypotrochoid and nonundercutting conditions for an internal cycloidal gear. *Journal of Mechanical Design*, 2007. 129 (4). 413–420. <https://doi.org/10.1115/1.2437806>.
33. Hsieh, C.F. Fluid and dynamics analyses of a gerotor pump using various span angle Designs. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134 (12). 121003. <https://doi.org/10.1115/1.4007703>.
34. Jacazio, G., De Martin, A. Influence of rotor profile geometry on the performance of an original low-pressure gerotor pump. *Mechanism and Machine Theory*, 2016. 100. 296–312.

<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.02.012>.

35. Liu, H., Lee, J.-C., Yoon, A., Kim, S.-T. Profile design and numerical calculation of instantaneous flow rate of a gerotor pump. *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 2015. 3. 92–97. <https://doi.org/10.4236/jamp.2015.31013>.

36. Yang, D.C.H., Yan, J., Tong, S.-H. Flowrate formulation and displacement analyses for deviation function-based gerotor pumps. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2011. 225. 480–487. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2203>.

37. Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Holovach, I., Adamchuk, V., Kiurchev, S., Ivanovs, S., Olt, J. Theory of grain mixture particle motion during aspiration separation. *Agronomy Research*, 2020. 18 (1). 18–37. <https://doi.org/10.15159/AR.20.057>.

38. Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Holovach, I., Boris, A., Kiurchev, S., Ihnatiev, Y., Olt, J. Theory of motion of grain mixture particle in the process of aspiration separation. *Agronomy Research*, 2020. 18 (2). 1177–1188. <https://doi.org/10.15159/AR.20.069>.

39. Rezvaya, K., Krupa, E., Shudryk, A., Drankovskiy, V., Makarov, V. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems, 2018. 18308004. <https://doi.org/10.1109/IEPS.2018.8559548>.

40. Ding, H., Lu., J., Jiang, B. A CFD model for orbital gerotor motor. IOP Conference Series: *Earth and Environmental Science*, 2012. 15 (6). 062006. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/6/062006>.

41. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki, K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14 (4). 647–660. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>.

42. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki, K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14 (3). 391–397. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>.

43. Furustig, J., Almqvist, A., Pelcastre, L. A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors. *Journal of mechanical engineering science*, 2016. 230 (12). 2086–2097. <https://doi.org/10.1177/0954406215590168>.

44. Zhang, E., Chen, M., Deng, B. Parametric Design on Internal Gear of Cycloid Gear Pump with NX10.0. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2017. 250. 1–5. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/250/1/012068>.

45. Veleв, E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio. XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies, Smolyan, Bulgaria, 2016, 64–66.

46. Shah, Y., Vacca, A., Dabiri, S. A fast lumped parameter approach for the prediction of both aeration and cavitation in Gerotor pumps. *Meccanica*, 2018. 53 (1–2). 175–191. <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0725-y>.

47. Altare, G., Rundo, M. Advances in simulation of gerotor pumps: An integrated approach. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2016. 231. 1221–1236. <https://doi.org/10.1177/0954406217694663>.

48. Singh, R., Salutagi, S.S., Piotr, P., Madhavan, J. Study of Effect of Air Content in Lubrication Oil on Gerotor Pump Performance Using CFD Simulations. SAE Technical Papers 2019-26-0300. SAE International: Warrendale, PA, USA, 2019. 1–5. <https://doi.org/10.4271/2019-26-0300>.

49. Załuski, P. Influence of Fluid Compressibility and Movements of the Swash Plate Axis of Rotation on the Volumetric Efficiency of Axial Piston Pumps. *Energies*, 2022. 15 (1). 298. <https://doi.org/10.3390/en15010298>.

50. Van de Ven, J. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. – Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 2012. 135 (2). 021013–021013–13. <https://doi.org/10.1115/1.4023062>.

51. Van de Ven, J. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. – Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 2012. 135 (2). 021014–021014–7. <https://doi.org/10.1115/1.4023063>.

52. Rundo, M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies*, 2017. 10. 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>.

53. Ruvalcaba, M.A., Hu, X. Gerotor fuel pump performance and leakage study. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2012. IMECE2011-62226. 807–815. <https://doi.org/10.1115/IMECE2011-62226>.

54. Volkov, G., Smirnov, V. Systematization and comparative scheme analysis of mechanisms of planetary rotary hydraulic machines. *MATEC Web of Conferences*, 2018. 224.

<https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402083>.

55. Volkov, G., Kurasov, D. Planetary Rotor Hydraulic Machine with Two Central Gearwheels Having Similar Tooth Number. *Mechanisms and Machine Science*, 2018. 51. 435–446. https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5_21.

56. Volkov, G., Smirnov, V. Computation and structural methods to expand feed channels in planetary hydraulic machines. *Journal of Physics Conference Series*, 2019. 1210. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012131>.

57. Ivanovic', L., Ilic', A., Miloradovic', D., Josifovic', D. Modelling and simulation of the load in the epicyclic rotary pump with trochoidal gear profiles. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018. 393. 1–9. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/393/1/012049>.

58. Kyurchev, V., Kiurchev, S., Rezvaya, K., Pastushenko, A., Glowacki, S. Experimental Evaluation of the Impact of the Diametral Clearance on Output Characteristics of a Planetary Hydraulic Motor. *DSMIE 2023: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI, LNME, Springer, Cham*, 2023. 2. 84–94. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32774-2_9.

59. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Модель гідралічного приводу мехатронної системи. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-58-82>.

60. Panchenko, A., Voloshina, A., Titova, O., Panchenko, I. The influence of the design parameters of the rotors of the planetary hydraulic motor on the change in the output characteristics of the mechatronic system. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741. 012027. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012027>.

61. Kiurchev, S., Abdullo, M.A., Vlasenko, T., Prasol, S., Verkholtantseva, V. Automated Control of the Gear Profile for the Gerotor Hydraulic Machine. *InterPartner 2022: Advanced Manufacturing Processes IV, LNME, Springer, Cham*, 2023. 32–43. https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4.

62. Yeremenko, O., Abdullo, M. A., Boltianska, N., Mikhalchenko, S., Verkholtantseva, V. Reducing the Pulsation of the Working Fluid in Planetary Hydraulic Machines by Rational Design of Their Distribution Systems. *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.

63. 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. *DSMIE 2021: Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. LNME. Springer, Cham*, 2021. 2. 146–155. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_15.

64. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2022. Вип. 12. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2022-1-1>.

65. Voloshina, A., Panchenko, A., Titova, O., Pashchenko, V., Zasiadko A. Experimental studies of a throughput of the distribution systems of planetary hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 1. 012054. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012054>.

66. 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.

Стаття надійшла до редакції 03.11.2025

Стаття прийнята 11.11.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



ENSURING THE OPERATIONAL CAPABILITY OF DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES TAKING INTO ACCOUNT THE HYDRODYNAMIC COMPONENT

A. Voloshina¹, A. Panchenko¹, I. Panchenko¹, A. Zasiadko², A. Voloshin³

¹Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

²Berdyansk College of the Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

³Melitopol College of the Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

Summary

Planetary hydraulic machines are primarily used to drive the running gear and operating components of mechatronic systems in self-propelled vehicles. The main drawback of planetary hydraulic machines is the unevenness of their output characteristics, caused by hydraulic and volumetric losses in the distribution system. These losses are caused by the inefficient design of the distribution system components, whose geometric parameters determine the required constant contact force between the fixed and moving distributors. Constant contact between the distributors is the basis for stabilizing the output characteristics of planetary hydraulic machines. Therefore, studying the processes occurring in the distribution system during planetary hydraulic motor operation to substantiate rational geometric parameters that ensure increased efficiency is a pressing task. To ensure the operability of planetary hydraulic motor distribution systems, rational geometric parameters for the stepped surfaces of the fixed and moving distributors, necessary for the formation of an oil film in the contact zone, have been substantiated. The developed calculation schemes, mathematical apparatus and mathematical model allow us to determine rational forces in the contact zone of the surfaces of the fixed and movable distributors during their design. A rational force in the contact zone ensures an increase in the productivity of the distribution system and the efficiency of the hydraulic motor as a whole. The research has established that rational design of the distribution system elements allows for a reduction force of pressing F_1 by 3...5%, subject to the condition $1.06 \leq F_1 / F_2 \leq 1.07$. This ratio of the forces of pressing F_1 and the repulsion F_2 forces made it possible to reduce the flow through the gap h in the distribution system of the planetary hydraulic motor by 26%. Such a reduction in the flow in the gap between the contacting surfaces of the fixed KP1 and movable KP2 distributors made it possible to increase the productivity of the distribution system by 2.4% by reducing volumetric losses (increasing the volumetric efficiency) of the planetary hydraulic motor.

Keywords: distribution system, movable and fixed distributors, contact zone, contact surface, distribution windows, leaks.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-2>
УДК 621.225.001.4

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА КОМПОНУВАННЯ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ СЕРІЇ PRG

DESIGN AND ARRANGEMENT FEATURES OF PRG SERIES PLANETARY HYDRAULIC MOTORS

А. І. Панченко¹, д-р техн. наук, професор
А. А. Волошина^{1*}, д-р техн. наук, професор
І. А. Панченко¹, асистент
І. М. Холод¹, асистент
А. А. Волошин², викладач спец. дисциплін

ORCID: 0000-0002-1230-1463
ORCID: 0000-0003-4052-2674
ORCID: 0000-0003-2150-4278
ORCID: 0000-0002-3652-0687
ORCID: 0009-0004-3850-7613

¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,

² ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»

*e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

Анотація. У мехатронних модулях з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем сучасної самохідної техніки все більше застосування знаходять гідравлічні машини планетарного типу. Експлуатаційна ефективність цих гідромоторів визначається чотирма основними вузлами – система роторів, розподільний пристрій, механізм, що компенсує планетарний рух роторів та ущільнення вихідного кінця валу гідромотора. Для підвищення ефективності використання самохідної техніки шляхом стабілізації вихідних характеристик виконавчих механізмів розроблено планетарні гідромотори серії PRG, які представлені чотирма типорозмірними уніфікованими рядами гідромоторів PRG-33, PRG-22, PRG-11 та PRG-8 з номінальною потужністю 33, 22, 11 та 8 кВт, відповідно, які здатні забезпечити частоту обертання робочого органу в діапазоні від 1420 до 75 хв-1. Гідромотори кожного уніфікованого ряду мають однакові приєднувальні розміри та вхідні характеристики, а відрізняються лінійним габаритним розміром, масою та вихідними характеристиками, у діапазоні зміни робочого об'єму від 35 до 1600 см³.

Ключові слова: компенсуючий механізм, система роторів, кінематики руху роторів, зубчастий профіль, розподільна система, проточні частини, рух робочої рідини.

Постановка проблеми.

Безперервне зростання обсягів виробництва самохідної техніки сільськогосподарського, будівельного, дорожнього та транспортного призначення зумовлює підвищення вимог до її функціональних можливостей, надійності та енергоефективності [1]. У цих умовах особливої актуальності набуває питання гідрофікації активних робочих органів і ходових систем самохідних машин, оскільки саме гідроприводи забезпечують реалізацію силових і швидкісних режимів, необхідних для виконання технологічних операцій у змінних і часто складних умовах експлуатації.

Разом із тим, незважаючи на очевидні переваги гідроприводів, їх застосування в самохідній техніці залишається недостатньо широким як у вітчизняній, так і в закордонній практиці. Це зумовлено, насамперед, обмеженою номенклатурою серійно виготовлюваних гідромашин, а також невідповідністю їх вихідних характеристик сучасним вимогам щодо питомої потужності, масо-габаритних показників, коефіцієнта корисної дії та ресурсу [2]. Значна частина існуючих конструкцій гідромашин не забезпечує стабільної роботи в широкому діапазоні навантажень і швидкостей, що обмежує можливості їх використання в приводах активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки.

Особливої уваги потребують питання підвищення об'ємного та механічного коефіцієнтів корисної дії, зменшення внутрішніх витоків, забезпечення стабільності характеристик у перехідних режимах, а також адаптації гідромашин до роботи в умовах підвищених тисків і змінних навантажень. Це зумовлює необхідність застосування нових підходів до проектування гідроприводів із гідромашинами обертальної дії та комплексного дослідження робочих процесів у їх основних вузлах.

Для приводу активних робочих органів мобільної техніки застосовують різні типи гідравлічних машин, зокрема шестеренні [3, 4], аксіально-поршневі [5–7] та героторні [8–10] гідромашини. Однак в останні роки особлива увага дослідників і конструкторів зосереджена на планетарних (орбітальних) гідромоторах [11–13], які вирізняються сукупністю експлуатаційних переваг та конструктивних особливостей.

Відмінною особливістю конструктивного виконання гідромоторів серії PRG є наявність зовнішнього та внутрішнього роторів із спеціальним гіпоциклоїдальним профілем зубів [14, 15]. Між центрами роторів орбітального гідромотора відсутній «жорсткий» кінематичний зв'язок, що призводить до нестандартних змін його вихідних характеристик [16, 17]. Стабільність вихідних характеристик гідравлічних приводів самохідної техніки визначається параметрами гідромоторів, які застосовують у цих приводах.

Ще одною особливістю гідромоторів серії PRG є наявність рухомого і нерухомого розподільників, при взаємодії яких, відбуваються робочі процеси, пов'язані з рухом робочої рідини по каналах з місцевими опорами через розподільні вікна, отвори та канали гідравлічних машин [18, 19]. Тобто, поряд з основними потоками робочої рідини, необхідними для функціонування гідромашини, виникають додаткові течії в торцевих зазорах між елементами розподільних систем гідромашин, їх отворах і каналах, що викликають наявність великих гідравлічних втрат, зумовлених геометрією проточних частин [20, 21].

Тому, розробка типорозмірних уніфікованих рядів планетарних гідромоторів зі стабільними вихідними характеристиками, обумовленими оригінальним конструктивним виконанням системи роторів з циклоїдальним профілем зубчастого зачеплення, механізму, що компенсує планетарний рух роторів та розподільної системи, що створює обертальне гідравлічне поле, що обертається, являється одним із актуальних завдань розвитку гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки.

Аналіз останніх досліджень.

У наукових джерелах останніх років питання розробки та вдосконалення гідравлічних машин об'ємної дії залишається одним із ключових напрямів досліджень у галузі енергетично-ефективних гідроприводів. Основна увага приділяється створенню конструкцій із простішою технологією виготовлення та зниженими виробничими витратами, водночас з максимальною вихідною ефективністю та експлуатаційною надійністю. Такий підхід обумовлений необхідністю розширення застосування гідроприводів для приводів активних робочих органів мобільних машин із високими вимогами до питомої потужності та динамічних характеристик.

Значна кількість робіт присвячена орбітальним і героторним гідромашинам, які завдяки своїм конструктивним особливостям забезпечують поєднання високого пускового моменту, компактності та стабільної роботи в широкому діапазоні режимів. Запропоновано міцніший аналіз зубчастої передачі [22], розглянуто принципи виготовлення елементів зубчастої передачі [23], розглянуто сили, що діють у зубчастому зачепленні [24], розроблено математичні моделі для опису зміни навантажень, а також проаналізовано трибологічні процеси [25], які призводять до зміни геометрії робочих поверхонь роторів у процесі експлуатації. Запропоновано програмні засоби для проектування зубчастих профілів [26], що враховують рівняння гідродинаміки руху робочої рідини в робочих камерах гідромашин.

Водночас аналіз зазначених джерел показує, що більшість досліджень зосереджена переважно на процесах у системі роторів та зубчастому зачепленні, тоді як питання компенсації орбітального (планетарного) руху роторів залишаються недостатньо вивченими. Разом з тим саме механізм компенсації орбітального руху одного з витиснювачів істотно впливає на масо-габаритні показники та кінематичну досконалість планетарних гідромашин. У планетарних гідромоторах серії PRG для цієї мети застосовується додаткове зубчасте зачеплення, яке забезпечує компенсацію планетарного руху та передачу крутного моменту, проте комплексний аналіз впливу такого механізму на загальну ефективність гідромотора в літературі практично відсутній.

Розглянуто моделювання течії робочої рідини в каналах героторних і планетарних гідромоторів [27], обґрунтовано причини виникнення кавітаційних явищ [28], а також запропоновано геометричні [29] та математичні [30, 31] моделі, що дозволяють досліджувати вплив параметрів проточних частин на вихідні характеристики гідромоторів [27]. Разом із тим у цих дослідженнях не приділено достатньої уваги питанням ущільнення вихідного кінця вала, яке є одним із найбільш відповідальних елементів гідромашини з точки зору надійності та ресурсу.

Особливістю гідромоторів серії PRG є те, що механізм компенсації планетарного руху конструктивно пов'язаний із системою роторів, тоді як ущільнення вихідного кінця вала належить до розподільної системи. Розподільна система планетарного гідромотора формує обертове гідравлічне поле [32], необхідне для роботи системи роторів [33], і складається з рухомого та нерухомого розподільників [34]. При цьому корпус гідромотора перебуває під тиском робочої рідини, що позитивно впливає на об'ємний коефіцієнт корисної дії, але одночасно ускладнює задачу забезпечення надійного ущільнення вихідного кінця вала.

Таким чином, аналіз літературних джерел дозволяє виділити чотири основні вузли, що визначають експлуатаційну ефективність планетарних гідромоторів серії PRG: система роторів, механізм компенсації планетарного руху роторів, розподільна система і вузол ущільнення вихідного кінця вала. Водночас слід зазначити, що на сьогодні однією з причин, які стримують широке впровадження гідроприводів активних робочих органів мобільної техніки, залишається обмеженість номенклатури високомоментних низькооборотних гідромоторів, а також відсутність комплексних досліджень, що поєднують аналіз усіх ключових вузлів планетарних гідромашин.

У зв'язку з цим актуальною науково-технічною задачею є розробка уніфікованих рядів планетарних гідромоторів із заданими вихідними характеристиками на основі системного підходу до їх проектування, що забезпечить підвищення ефективності мехатронних систем з гідроприводом активних робочих органів і ходових систем самохідної техніки.

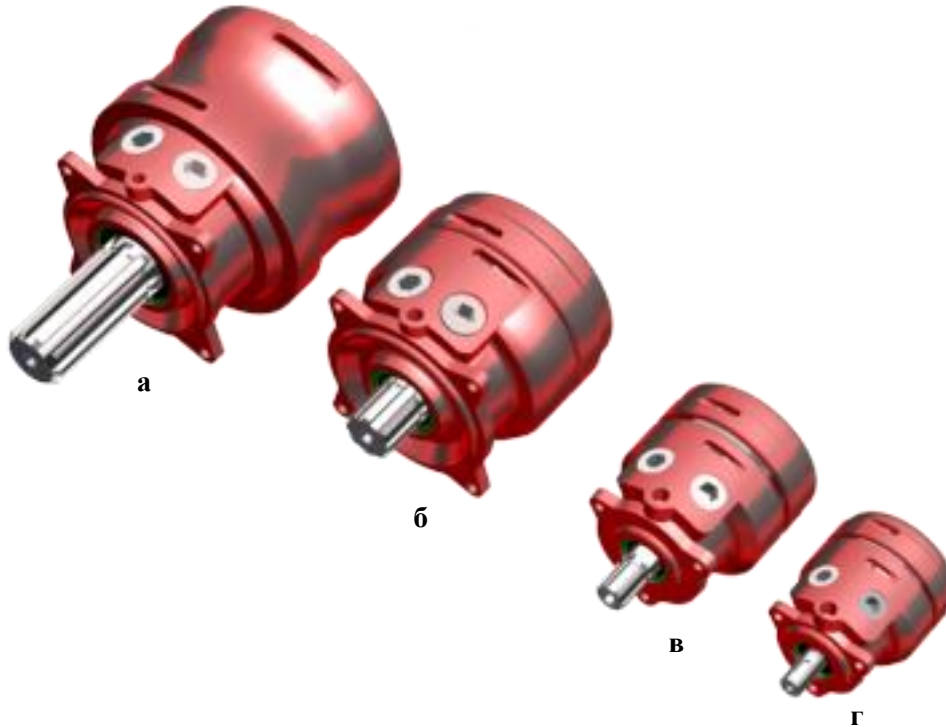
Методологія дослідження.

Для підвищення ефективності мехатронних систем з гідроприводом активних робочих органів і ходових систем самохідної техніки необхідно:

- розробити уніфіковані ряди планетарних гідромоторів із заданими вихідними характеристиками;
- запропонувати механізм компенсації планетарного руху роторів планетарного гідромотора;
- обґрунтувати кінематику переміщення елементів системи роторів планетарних гідромоторів;
- обґрунтувати переміщення робочої рідини в проточних частинах елементів розподільної системи планетарного гідромотора;
- розробити ущільнення вихідного кінця вала планетарного гідромотора.

Уніфіковані ряди планетарних гідромоторів серії PRG із заданими вихідними характеристиками

Для підвищення ефективності використання мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки розроблено типорозмірні уніфіковані ряди планетарних гідромоторів серії PRG із заданими вихідними характеристиками. Планетарні гідромотори серії PRG представлені чотирма типорозмірними рядами уніфікованих гідромоторів: PRG-33, PRG-22, PRG-11 та PRG-8 (рис. 1).



**Рис. 1. Загальний вид планетарних гідромоторів серії PRG:
а – PRG-33; б – PRG-22; в – PRG-11; г – PRG-8**

Типорозмірний ряд уніфікованих гідромоторів серії PRG-33 (рис. 1, а) номінальною потужністю 33 кВт, представляє собою (рис. 2, а) чотири гідромотори з робочими об'ємами 800, 1000, 1250 і 1600 см³ з номінальною частотою обертання валу гідромотора 150, 120, 96 та 75 хв⁻¹, відповідно.

Серія гідромоторів PRG-22 (рис. 1, б) представлена (рис. 2, б) сімома гідромоторами потужністю 22 кВт, з робочими об'ємами 160, 200, 250, 320, 400, 500 і 630 см³ з номінальною частотою обертання валу гідромотора 600, 480, 380, 300, 240, 190 і 150 хв⁻¹, відповідно.

Планетарні гідромотори серії PRG-11 (рис. 1, в) номінальною потужністю 11 кВт представлені (рис. 2, в) сімома гідромоторами з робочими об'ємами 50, 63, 80, 100, 125, 160 і 200 см³ з номінальною частотою обертання валу гідромотора 940, 746, 587, 470, 376, 294 і 235 хв⁻¹, відповідно.

Гідромотори уніфікованого ряду серії PRG-8 (рис. 1, г) номінальною потужністю 8 кВт, представляють собою сім гідромоторів з робочими об'ємами 35, 40, 50, 63, 80, 100 і 125 см³ з номінальною частотою обертання валу гідромотора 1420, 1135, 910, 722, 555, 445 і 335 хв⁻¹, відповідно.

Всі планетарні гідромотори серії PRG виконані за однією кінематичною схемою (рис. 3), мають однакові приєднувальні розміри і вхідні характеристики та відрізняються лінійним габаритним розміром, масою і вихідними характеристиками, відповідно до робочого об'єму.

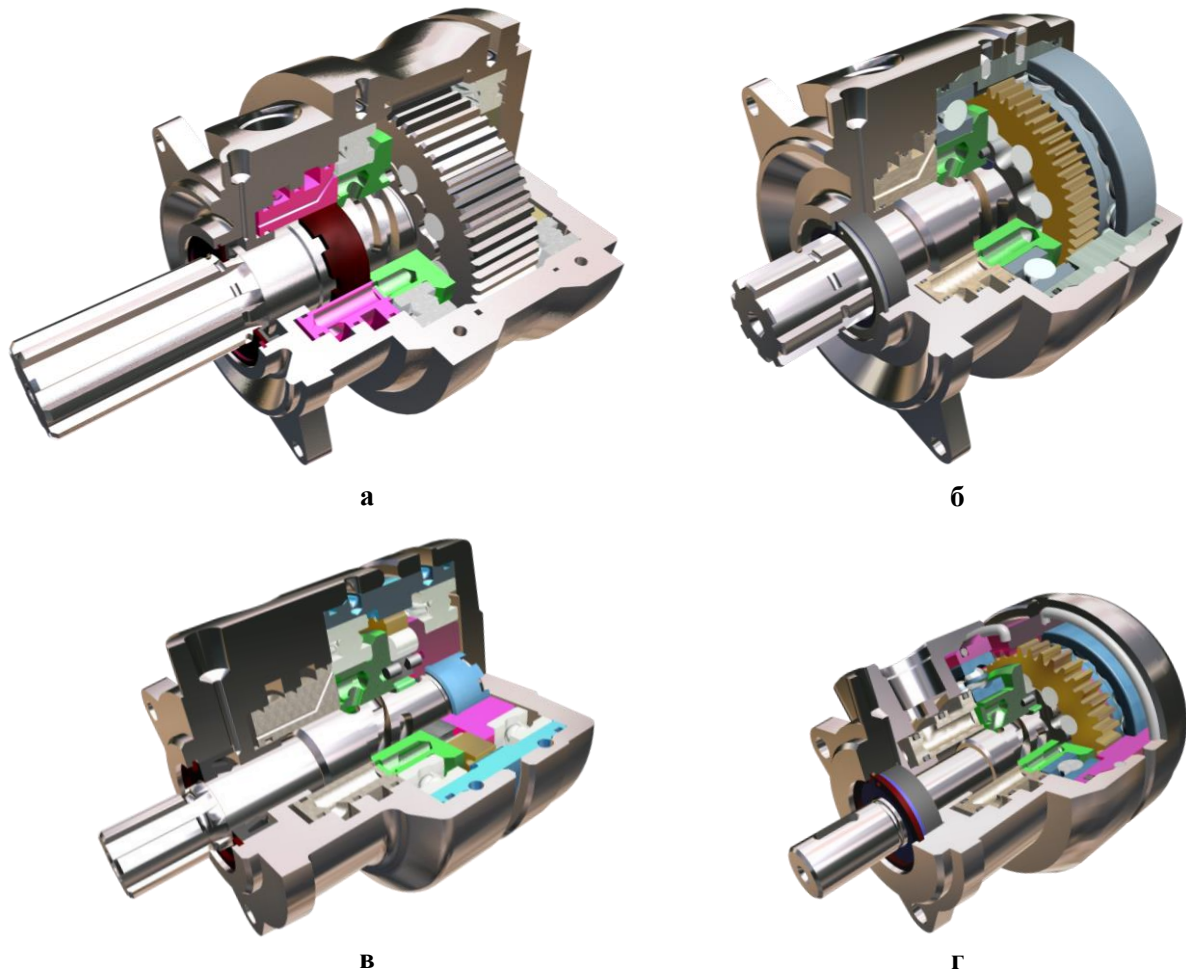


Рис. 2. Конструкція планетарних гідромоторів серії PRG:
 а – PRG-33; б – PRG-22; в – PRG-11; г – PRG-8

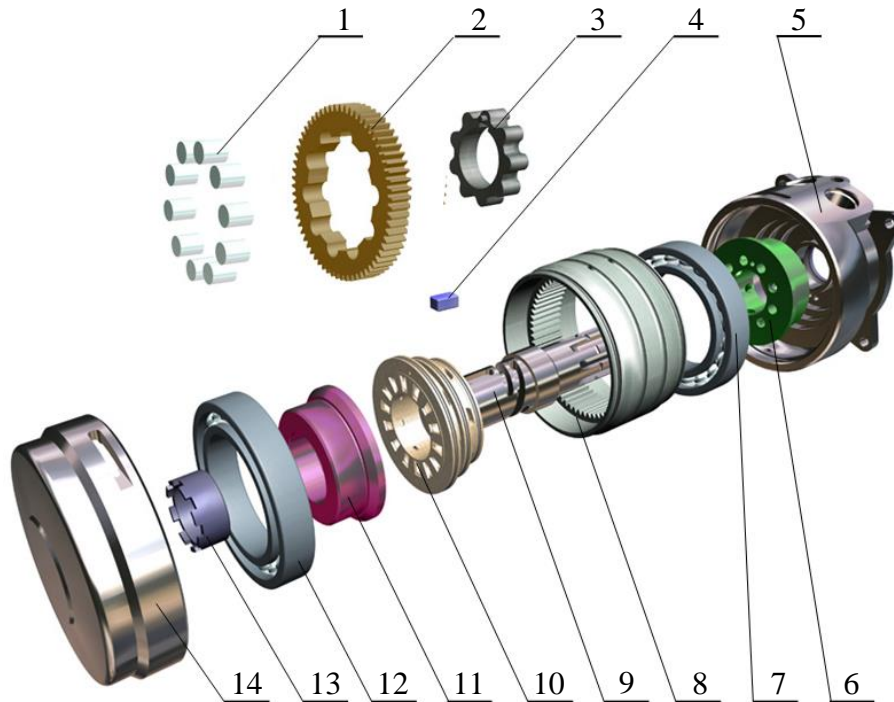


Рис. 3. Кінематичне розташування деталей гідромотора серії PRG:
 1 – зуби (ролики); 2 – зовнішній ротор; 3 – внутрішній ротор; 4 – шпонка; 5 – передня кришка; 6 – нерухомий розподільник; 7 і 12 - радіально-упорні шарико-підшипники; 8 – корпус; 9 – вал; 10 – рухомий розподільник; 11 – щока; 13 – гайка; 14 – задня кришка

Внутрішній ротор 3, із зовнішніми зубцями, встановлюється на валу гідромотора 9 і через шпонку 4 передає крутний момент на вал 9 (рис. 3). Зовнішній ротор 2 має внутрішні циліндричні проточки під ролики 1, які утворюють його внутрішню зубчасту поверхню. Внутрішня зубчаста поверхня зовнішнього ротора 2, контактуючи із зовнішньою зубчастою поверхнею внутрішнього ротора 3, утворюють робочі камери системи роторів планетарного гідромотора. Торцевими обмежувачами (замикачами) робочих камер системи роторів є відповідні торцеві поверхні щоки 11 і рухомого розподільника 10.

У зв'язку з тим, що робота системи роторів та компенсуючого механізму гідромоторів серії PRG, аналогічна роботі планетарного редуктора, гідромотори такого типу отримали назву – планетарні або орбітальні [35].

Механізм компенсації планетарного руху роторів планетарного гідромотора.

Механізм компенсації планетарного руху роторів планетарного гідромотора можна представити наступним чином (рис. 4): центр обертання сонячної шестерні 1 (внутрішнього ротора) розташований концентрично геометричному центру коронної шестерні 3, що виконує функції корпусу гідромотора. Сателітом 2, в даній серії гідромоторів, є зовнішній ротор, який контактує своїми внутрішніми зубами (роликами) із зубами сонячної шестерні 1, утворюючи систему роторів з внутрішнім зубчастим гіпоциклоїдальним зачепленням.

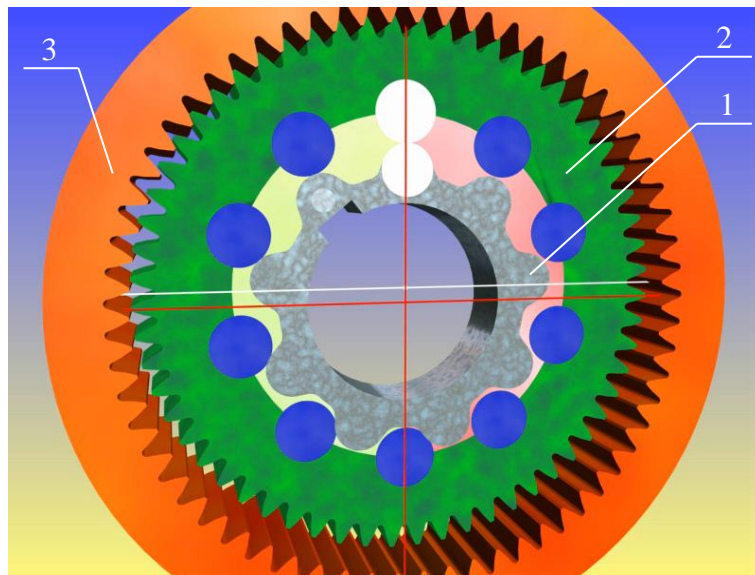


Рис. 4. Схема розташування елементів системи роторів та компенсуючого механізму:
 1 – сонячна шестерня (внутрішній ротор); 2 – сателіт (зовнішній ротор); 3 – коронна шестерня (корпус)

Зовнішня, евольвентна зубчаста поверхня сателіту 2 (зовнішнього ротора) взаємодіє з внутрішньою евольвентною зубчастою поверхнею коронної шестерні 3 в планетарних гідромоторах серії PRG одночасно являється механізмом, компенсуючим планетарний рух сателіту 2 (рис. 4). При їх роботі сателіт 2, під дією гідравлічного поля, обкатується навколо сонячної шестерні 1, зі швидкістю обертання гідравлічного поля, повертаючись при цьому, в протилежний бік. Обертове гідравлічне поле, створюване розподільною системою планетарного гідромотора серії PRG, виконує роль водила (кривошипа) планетарного редуктора [36].

За один оборот гідравлічного поля (рис. 4) сонячна шестерня 1 (внутрішній ротор) повертається на один зуб по відношенню до сателіту 2 (зовнішнього ротору), який, в

цей же час, обкатується всередині коронної шестерні 3, повертаючись в ту ж сторону, що і сонячна шестерня 1. Отже, повний оборот вал гідромотора (сонячна шестерня) здійснить за декілька оборотів гідравлічного поля, що визначається кінематичним взаємозв'язком сонячної шестерні, сателіту та коронної шестерні. Тому, планетарні гідромотори мають досить великий робочий об'єм, а отже, мають низьку частоту обертання і високий крутний момент, необхідно для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки.

Аналіз розглянутої кінематичної схеми розташування елементів системи роторів та компенсуючого механізму в планетарних гідромоторах серії PRG показує, що запропонована кінематика дозволяє також розробляти планетарні гідромотори з великою (більше 80 кВт) потужністю і великим (більше 10000 см³) робочим об'ємом. Необхідно відзначити, що розробка планетарних гідромоторів з аналогічними параметрами потужності та об'єму при використанні інших кінематичних схем, що застосовуються в гідромашинах подібного типу (орбітальні, геролерні, героторні), є досить важким завданням.

Кінематика переміщення роторів планетарного гідромотора

Основним елементом планетарного (орбітального) гідромотора є система роторів [35]. Вона складається (рис. 5) з нерухомого зовнішнього ротора 1 та рухомого внутрішнього ротора 3 [36]. Для зменшення контактних напружень між спряженими зубами роторів зуби зовнішнього ротора виконують у вигляді вставних роликів 2. Під дією тиску нагнітання p_n робочої рідини внутрішній ротор здійснює плоско-паралельний рух і повертається відносно зовнішнього ротора на кут φ , при цьому його центр описує коло радіусом, рівним ексцентриситету e .

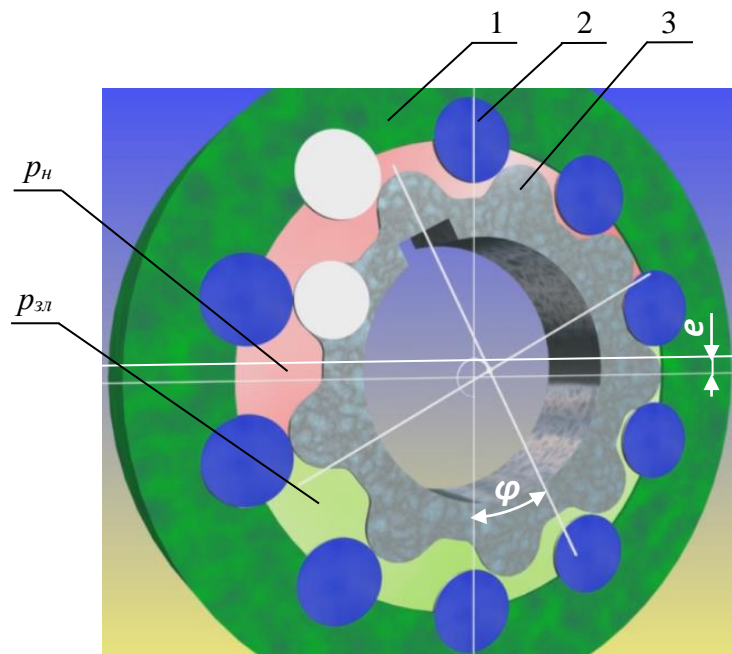


Рис. 5. Схема розташування роторів планетарного гідромотора:

1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик) зовнішнього ротора; 3 – внутрішній ротор; e – ексцентриситет; φ – кут переміщення внутрішнього ротора щодо зовнішнього; p_n – тиск робочої рідини на вході у гідромотор (нагнітання); p_{zl} – тиск робочої рідини на виході з гідромотора (злив)

У процесі виготовлення та експлуатації гідромотора неминуче виникають похибки профілю зубів [14, 15], а також допуски на їх обробку, що призводить до появи початкового діаметрального зазору G між роторами (рис. 6) [17, 35]. Зі збільшенням напрацювання внаслідок зносу контактних поверхонь цей зазор постійно зростає. Тому

при аналізі кінематики руху роторів доцільно розрізнити два випадки їх розташування: теоретичний та реальний.

На рисю 3 наведено схеми взаємного розташування внутрішнього та зовнішнього роторів планетарного гідромотора для двох характерних випадків: теоретичного (рис. 6, а) та реального. (рис. 6, б)

Теоретичне розташування роторів (рис. 6, а) відповідає ідеальному випадку повної відсутності діаметрального зазору між зубами внутрішнього і зовнішнього роторів ($G = 0$). У цьому положенні внутрішній ротор одночасно контактує із зовнішнім ротором у чотирьох точках A , B , C і D . Таке симетричне розміщення контактів по обидва боки лінії, що сполучає центри роторів O_1 і O_2 , забезпечує повне гідравлічне розділення робочих камер високого та низького тисків без додаткових ущільнень. Відстань між центрами роторів є сталою і дорівнює ексцентриситету e . Під дією результуючої сили P , що діє на внутрішній ротор 3 з числом зубів z_1 , він під дією тиску нагнітання p_n робочої рідини, переміщаючись плоско-паралельно, повертається на кут φ , обкочуючись по внутрішньому ротору 1 передаючи крутний момент $M_{кр}$ [35].

При реальному розташуванні роторів (рис. 6, б), яке виникає в умовах експлуатації планетарного гідромотора, між роторами існує діаметральний зазор $G > 0$, обумовлений технологічними допусками, температурними деформаціями та зносом [35]. Контакт між роторами зберігається лише в точках A і B , тоді як у діаметрально протилежних точках C і D утворюються зазор G між відповідними зубами внутрішнього ротора 3 та зовнішнього ротора. Це призводить до втрати жорсткого кінематичного зв'язку між центрами роторів і появи можливості їх відносного переміщення під дією сил тиску робочої рідини. Зона високого тиску p_n при реальному розташуванні роторів, гідравлічно замикається через подвійну щілину висотою G (у точках D і C) із зоною низького тиску p_{zn} , викликаючи перетікання, що зменшують об'ємний ККД планетарного гідромотора. Приймаємо таке положення роторів (рис. 6, б), як положення I.

Перехід внутрішнього ротора з положення I у положення II відбувається під дією результуючої сили P тиску робочої рідини (рис. 6, в). Переміщаючись в положення II, внутрішній ротор 3 рухається поступово вгору, тобто «спливає» на величину, що визначається значенням діаметрального зазору G . Спливання ротора 3 пояснюється відсутністю «жорсткого» кінематичного зв'язку між центрами роторів O_1O_2 . У положенні II відбувається зміна контактів зубів: замість точок A і B (рис. 6), контакт відбувається в точках B і C (рис. 6, в), що призводить до гідравлічного розділення робочих камер між зонами високого та низького тиску та реалізації ефекту самогерметизації роторів. В даному положенні перетікання відсутні [35].

Після спливання внутрішнього ротора під дією результуючої сили P , він повертається на кут φ , передаючи крутний момент $M_{кр}$ та займає положення III (рис. 6, г). У положенні III контакт у точках B і C зберігається, розділяючи зони високого і низького тисків, що забезпечує стабільність гідравлічного режиму та безперервність робочого процесу [35].

Таким чином, наявність діаметрального зазору, в наслідок відсутності жорсткого кінематичного зв'язку дозволяє роторам займати положення, при якому відбувається самогерметизація роторів, яка характеризується розділом зон високого і низького тисків, і як наслідок, відсутністю перетікань.

При досягнення діаметральним зазором критичного значення ($G = G_{кр}$) внутрішній ротор 3 одночасно контактує із зовнішнім ротором 2 у трьох точках B , C та E (рис. 6, д), що свідчить про зміну характеру кінематичної взаємодії. У цьому випадку зменшується здатність системи до самогерметизації.

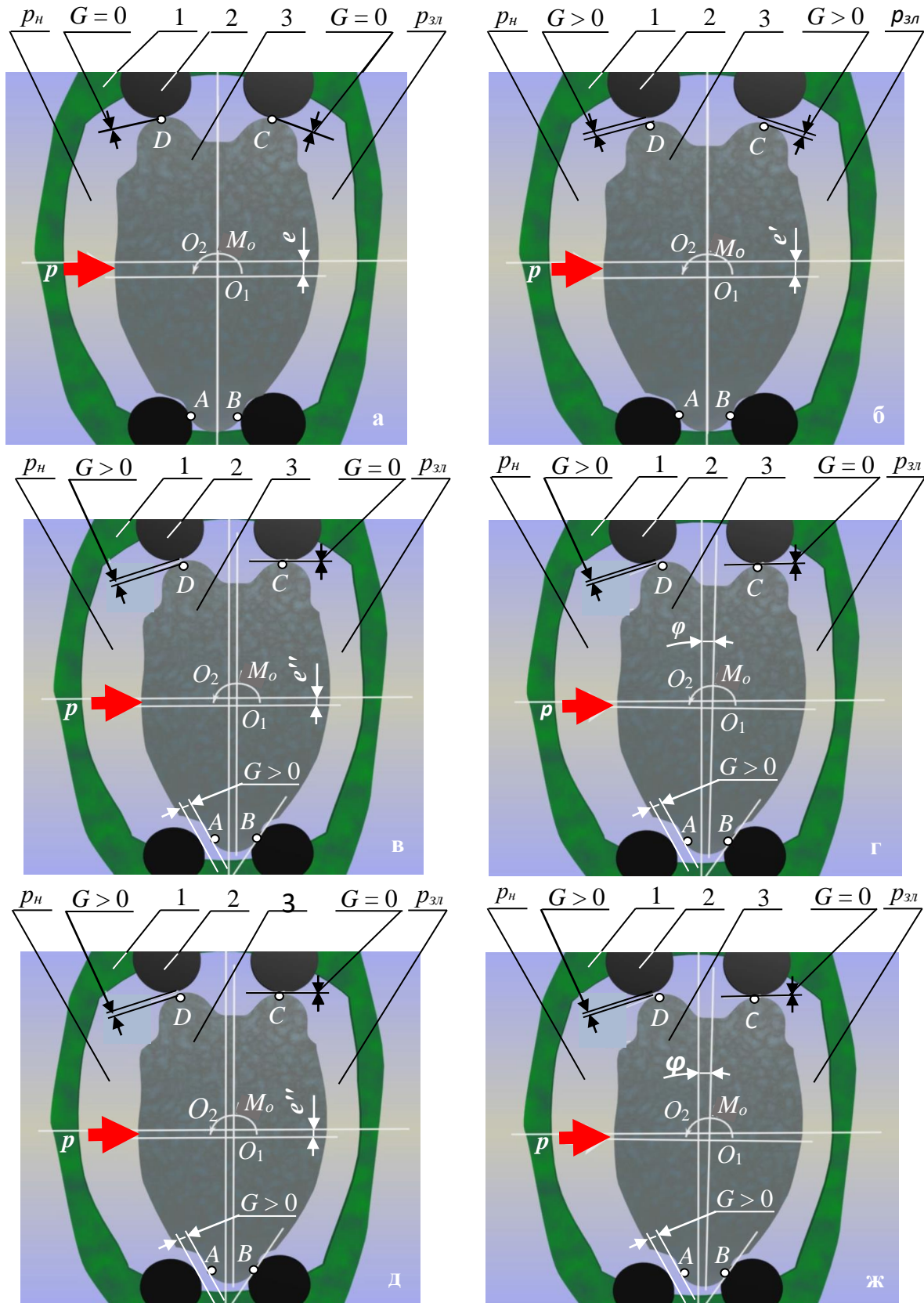


Рис. 6. Кінематика руху внутрішнього ротора:

а – теоретического расположения ($G = 0$); б – реального расположения ($G > 0$); в, д – «сплив» внутрішнього ротора; г, ж – поворот внутрішнього ротора; e' – эксцентриситет; φ – кут переміщення внутрішнього ротора; O_1 та O_2 – центру внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно; M_o – момент опорів навантаження; 1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик); 3 – внутрішній ротор

При подальшому збільшенні діаметрального зазору ($G > G_{кр}$) контакт між роторами стає нестабільним (рис. 6, ж), ефект самогерметизації зникає повністю. Відсутність самогерметизації супроводжується перетіканнями робочої рідини між зонами високого та низького тиску. У такому режимі планетарний гідромотор втрачає свої характерні переваги та переходить до режиму роботи, характерного звичайним гідравлічним машинам об'ємної дії з пониженим об'ємним коефіцієнтом корисної дії [35].

Аналіз кінематичних особливостей переміщення роторів планетарних гідромашин [35] свідчить (рис. 6), що наявність діаметрального зазору G у поєднанні з відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між роторами призводить до виникнення їх додаткових відносних переміщень, унаслідок чого змінюється характер кінематики руху. Зумовлений цими переміщеннями ефект «самогерметизації» роторів планетарного гідромотора визначає специфічний характер зміни окремих вихідних параметрів гідромоторів даного типу. До таких особливостей належать, зокрема, відсутність витрат робочої рідини через витоки, які є неминучими за наявності зазору між роторами, що, у свою чергу, забезпечує стабілізацію об'ємного коефіцієнта корисної дії, а також зниження кутової швидкості обертання вала гідромотора, спричинене додатковими переміщеннями внутрішнього ротора.

Переміщення робочої рідини в проточних частинах розподільної системи планетарних гідромоторів

Під час експлуатації гідроприводів рух робочої рідини здійснюється через канали трубопроводів із місцевими опорами, а також через робочі вікна, отвори й канали гідравлічних машин. Окрім основних потоків, необхідних для функціонування гідроприводу, виникають додаткові течії в торцевих зазорах між елементами розподільних систем, що спричиняє значні гідравлічні втрати, обумовлені геометрією проточних частин.

З метою формування гідравлічного поля, необхідного для роботи системи роторів гідромоторів серії PRG, застосовується торцева розподільна система [18–21, 27, 31], що складається з передньої кришки, нерухомого та рухомого розподільників та вала гідромотора (рис. 7, а). Нерухомий розподільник 3, встановлений в передню кришку 4 утворює вузол підведення-відведення робочої рідини до гідромотора. Рухомий розподільник 1, встановлений на валу 2 гідромотора утворює вузол розподілу, що підводить (відводить) робочу рідину до робочих камер гідромотора. Під час роботи розподільної системи рухомий розподільник 1, встановлений на валу 2 гідромотора, обертається відносно нерухомого розподільника 3, встановленого в передній кришці 4. Контактуючі поверхні нерухомого і рухомого розподільників, на яких виконані спеціальні розподільні вікна (рис. 7, б), утворюють зону формування гідравлічного поля, необхідного для роботи системи роторів планетарного гідромотора серії PRG.

Конструктивно, вузол підведення-відведення робочої рідини виконаний таким чином, що при роботі гідромотора відбувається постійне контактування (підтиск) нерухомого розподільника до рухомого розподільника із заданим зусиллям [31].

На торцевій поверхні нерухомого розподільника 3 (рис. 7, а) виконані вікна нагнітання 7 та зливу 8 (рис. 7, б), з якими контактують робочі 5 та розвантажувальні 6 вікна (рис. 7, б) рухомого розподільника 1 (рис. 7, а) розподільника. Накладання робочих 5 і розвантажувальних 6 вікон розподільника на вікна нагнітання 7 і зливу 8 нерухомого розподільника дозволяє отримати схему миттєвого положення фаз розподілу робочої рідини в розподільній системі планетарного гідромотора серії PRG [21,27].

Схема руху робочої рідини у вузлі підведення-відведення планетарного гідромотора серії PRG демонструє (рис. 8) її переміщення до вузла розподілу та назад. Нерухомий розподільник 4, встановлений у передній кришці 1 гідромотора, забезпечує

безперервний контакт вузла підведення-відведення робочої рідини з розподільним вузлом, в зоні формування гідравлічного поля. Кільцеві канали 5, виконані у нерухомому розподільнику 4, з'єднані з порожнинами підведення 2 і відведення 3 робочої рідини, виконаними в передній кришці 1. Робоча рідина з кільцевих каналів 5 по радіальним каналам 6 потрапляє у вікна нагнітання і зливу 7 золотника 4, і повертається з них.

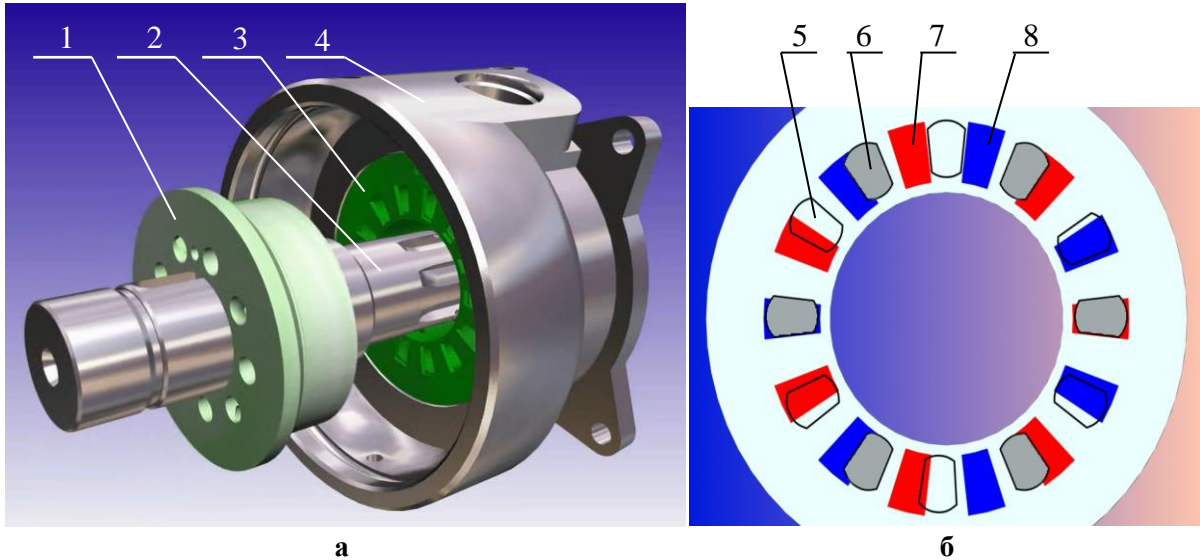


Рис. 7. Розподільна система гідромоторів серії PRG [21, 27]:

а – конструктивне виконання; б – схема розташування розподільних вікон; 1 – рухомий розподільник; 2 – вал; 3 – нерухомий розподільник; 4 – передня кришка; 5, 6 – робочі та розвантажувальні вікна рухомого розподільника, відповідно; 7, 8 – вікна нагнітання та зливу нерухомого розподільника, відповідно

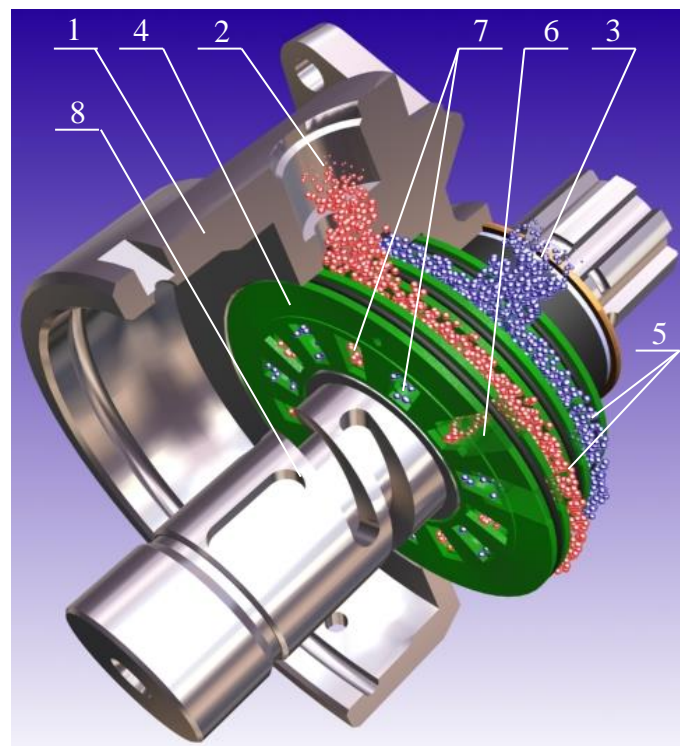


Рис. 8. Схема руху робочої рідини у вузлі підведення-відведення:

1 – передня кришка; 2 – підведення робочої рідини під тиском; 3 – злив робочої рідини; 4 – нерухомий розподільник; 5 – кільцеві канали; 6 – радіальні канали; 7 – розподільні вікна нагнітання та зливу; 8 – вал

У розподільних системах планетарних гідромоторів серії PRG кількість вікон нагнітання 7 та зливу 8 (рис. 7, б), які розташовані на торцевій поверхні нерухомого розподільника, завжди парне. Вікна нагнітання та зливу чергуються через одне. Робоча рідина, що вийшла з вікон нагнітання і зливу 7 нерухомого розподільника 4 (рис. 8), в зоні формування гідравлічного поля, підводиться (відводиться) до робочих 5 і 6 розвантажувальних вікон рухомого розподільника (рис. 7, б). Далі, через канали розподільника робоча рідина підводиться (відводиться) до робочих камер гідромотора.

Отже, фізичні процеси, що відбуваються в планетарних гідромашинах під час роботи, нерозривно пов'язані з рухом робочої рідини через канали з місцевими опорами та вікна розподільної системи. На рис. 9, а показано канали, виконані у нерухомому розподільнику, а на рис. 9, б–г – варіанти каналів у рухомому розподільнику [27].

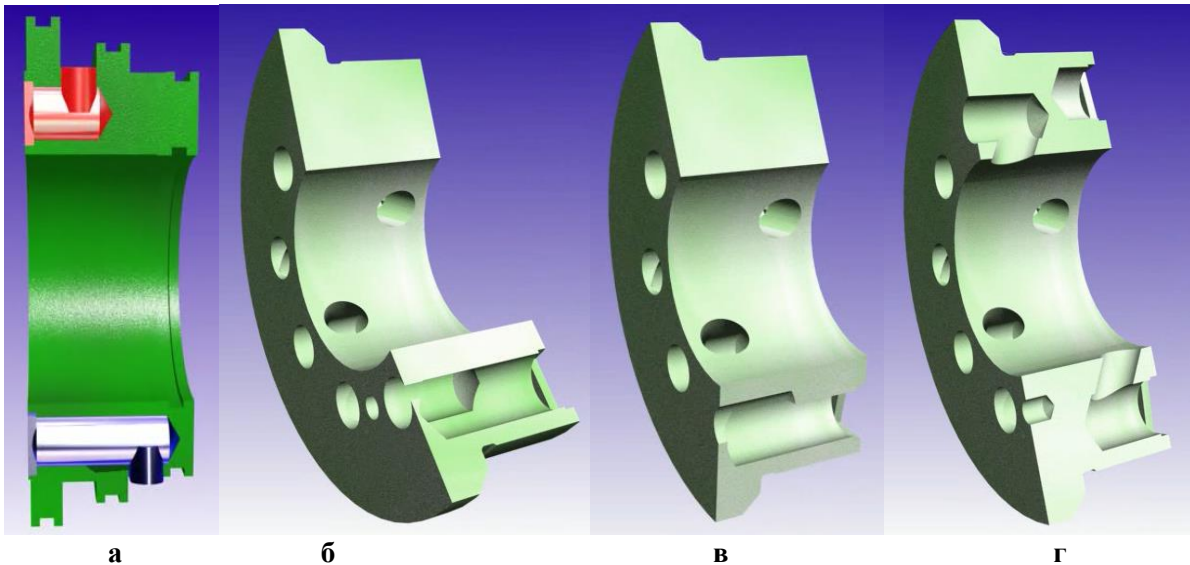


Рис. 9. Канали, якими переміщається робоча рідина:
а – в нерухомому розподільнику; б, в, г – в рухомому розподільнику

Схему руху робочої рідини через канали, виконані у рухомому розподільнику відповідно геометрії (рис. 9), представлено на рис. 10.

На рис. 10, а представлено зону нагнітання, у якій робоча рідина під тиском із кільцевої проточки надходить до радіальних б, а потім торцевих 7 каналів нерухомого розподільника 5. Далі рідина через вікна нагнітання нерухомого розподільника 5, що сполучаються з робочими вікнами, розташованими на торцевій поверхні рухомого розподільника 3, потрапляє в канали 4 рухомого розподільника (представлений на рис. 9, б). Далі робоча рідина подається до робочої камери, яка утворена внутрішньою зубчастою поверхнею зовнішнього ротора 1 та зовнішньою поверхнею внутрішнього ротора 2. На рис. 10, б показано зону зливу, яка формується в результаті обертання розподільника, в результаті чого, зона нагнітання замінюється зоною зливу. У цій зоні робоча рідина витісняється з камери через канали рухомого розподільника та відповідні канали нерухомого – у зливну порожнину.

На рис. 10, в, г наведено схему руху робочої рідини по каналу розподільника, геометрія якого наведена на рис. 6, в. Рух робочої рідини по каналу (рис. 6, в), аналогічна попередньому: робоча рідина з порожнини високого тиску через канали рухомого розподільника 5 надходить у відповідні робочі вікна рухомого розподільника 3, а далі по каналу 4 подається до робочої камери, яка утворена зубчатими поверхнями зовнішнього 1 та зовнішньою 2 роторів, і навпаки при обертанні рухомого розподільника, з робочої камери – на злив (рис. 10, г).

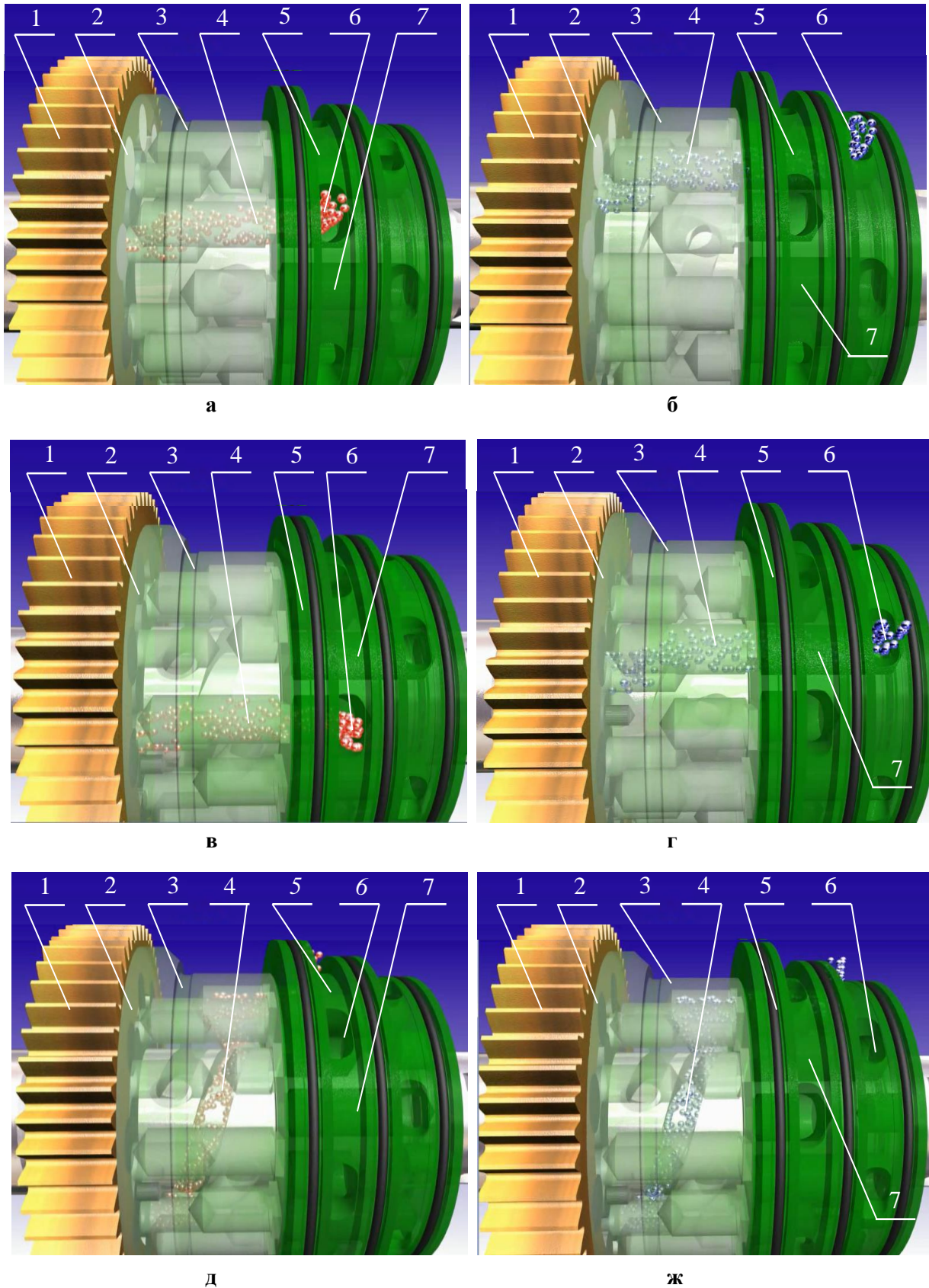


Рис. 10. Рух робочої рідини каналом виконаним у розподільнику, який відповідає: а, б – рис. 9, б: в, г – рис. 9, в; д, ж – рис. 10, г; а, в, д – зона нагнітання; б, г, ж – зона зливу; 1 – зовнішній ротор; 2 – внутрішній ротор; 3 – рухомий розподільник; 4 – канал рухомого розподільника; 5 – нерухомий розподільник; 6 – радіальний канал нерухомого розподільника; 7 – торцевий канал нерухомого розподільника

На рис. 10, д, ж представлено рух робочої рідини в розподільній системі планетарного гідромотора за умови застосування додаткових розвантажувальних вікон, що відповідає геометрії каналу, наведеного на рис. 6, г. Робоча рідина під тиском через радіальні 6, торцеві 7 канали та вікна нагнітання нерухомого розподільника потрапляють до розвантажувального вікна рухомого розподільника 3. Далі рідина по каналу 4 розподільника сполучається з гвинтовою канавкою, виконаною на валу, і подається до діаметрально протилежної робочої камери. Така схема забезпечує часткове вирівнювання тиску та зменшення навантажень на елементи розподільної системи. Зона злива формується при подальшому обертанні рухомого розподільника (рис. 10, ж). У цьому режимі робоча рідина витісняється з робочої камери, проходить по каналу розподільника та гвинтовій канавці вала до зливного вікна золотника, після чого через торцеві 7 та радіальні 6 канали золотника надходить у зливну порожнину. Запропонована схема руху рідини сприяє зниженню гідравлічних втрат і підвищенню стабільності роботи розподільної системи планетарних гідромоторів серії PRG.

Аналіз схем взаємодії елементів розподільної системи в планетарних гідромоторах серії PRG показує, що запропоновану систему розподілу можна використовувати при розробці планетарних гідромоторів з великим (більше 10000 см^3) робочим об'ємом та великою (більше 80 кВт) потужністю. У той же час, необхідно відзначити, що запропонована розподільна система, неприйнятна при розробці планетарних гідромоторів потужністю менше 8-6 кВт і робочим об'ємом менше 30 см^3 .

Ущільнення вихідного кінця валу планетарного гідромотора

Особливістю запропонованої кінематичної схеми взаємодії елементів системи роторів в планетарних гідромоторах серії PRG (рис. 11), на відміну від інших кінематичних схем планетарних (орбітальних) гідромашин, є наявність зони високого тиску *B* в корпусі 6 планетарного гідромотора. Високий тиск в корпусі 6 створюється в результаті попадання робочої рідини, яка знаходиться в робочих камерах системи роторів 5 під тиском нагнітання, в зону *B*, через зазори утворені торцевими поверхнями елементів системи роторів 5, торцевою поверхнею рухомого розподільника 4 і торцевим замикачем 8 (щогою). завершує конструкцію гідромотора.

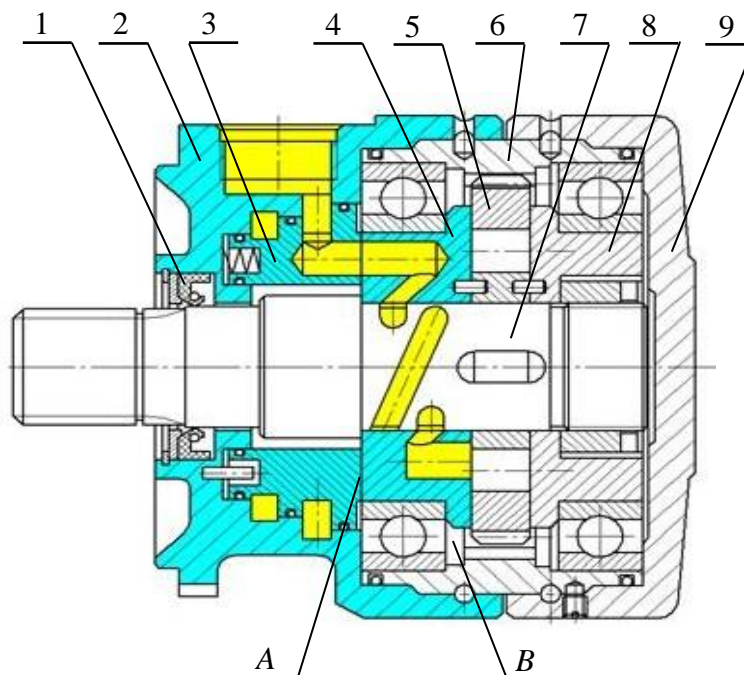


Рис. 11. Планетарний гідромотор серії PRG:

1 – ущільнення; 2 – передня кришка; 3 – золотник; 4 – розподільник; 5 – блок витискувачів; 6 – корпус; 7 – вал; 8 – щока (торцевий замикач); 9 – задня кришка; А – зона формування гідравлічного поля; В – зона високого тиску

Після заповнення зони «В», тиск у цій зоні та в робочих камерах системи роторів 5 вирівнюється, що запобігає подальшому витoku рідини з робочих камер по торцевих зазорах. В результаті такої «герметизації» торцевих витоків, об'ємний ККД системи роторів значно підвищується і позитивно впливає на збільшення об'ємного ККД гідромотора, досягаючи при цьому значення 0,9 і вище.

Наявність високого тиску в корпусі 6 гідромотора (рис. 11) пред'являє додаткові вимоги до елементів ущільнення вихідного кінця вала 7 гідромотора. Таке ущільнення повинно бути торцевого типу, мати можливість охолодження та змащування контактуючих поверхонь, при чому їх шорсткість у місцях контакту, не повинна перевищувати $R_z = 0,1...0,05$ мкм [11, 34]. У зв'язку з цим, при проектуванні розподільної системи гідромоторів серії PRG, вирішувалося завдання поєднання елементів розподільної системи та ущільнювального пристрою. Тому, рухомий 4 і нерухомий 3 розподільники, проектувалися таким чином, що їх поверхні утворюють зону формування гідравлічного поля «А» та одночасно виконують функцію торцевого ущільнення.

У процесі роботи гідромотора, робоча рідина, від передньої кришки 2, через систему каналів підводиться до робочих камер системи роторів 5 (рис. 11). Проходячи через нерухомий 3 і рухомий 4 розподільники, робоча рідина охолоджує і змащує контактуючі поверхні в зоні формування гідравлічного поля «А». Шорсткість контактуючі поверхонь не перевищує $R_z = 0,1...0,05$ мкм.

Таким чином, у планетарних гідромоторах серії PRG, елементи системи розподілу робочої рідини одночасно виконують функцію торцевого ущільнення вихідного кінця вала гідромотора. При чому ущільнення 1 манжетного типу (рис. 11), виконує функцію звичайного ущільнення вихідного кінця вала гідромотора, передбаченого у гідромашинах аналогічних конструкцій.

За результатами проведених досліджень розроблено уніфіковані ряди планетарних гідромоторів серії PRG, які представлені чотирма типорозмірними рядами: PRG-33, PRG-22, PRG-11 та PRG-8. Їх характерною особливістю є широкий діапазон частоти обертання вихідного вала ($40...2500$ хв⁻¹), компенсація орбітального руху роторів за рахунок зовнішнього зубчастого зачеплення та використання торцевої розподільної системи.

Розглянуті гідромотори призначені для гідрофікації приводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої самохідної техніки та забезпечують стабільну роботу в діапазоні потужностей від 8 до 33 кВт.

Висновки.

Розроблені планетарні гідромотори серії PRG призначені для гідрофікації мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки. Вони представлені чотирма типорозмірними уніфікованими рядами гідромоторів PRG-33, PRG-22, PRG-11 та PRG-8 з номінальною потужністю 33, 22, 11 та 8 кВт, відповідно, які здатні забезпечити частоту обертання робочого органу в діапазоні від 1420 до 75 хв⁻¹. Гідромотори кожного уніфікованого ряду мають однакові приєднувальні розміри та вхідні характеристики, а відрізняються лінійним габаритним розміром, масою та вихідними характеристиками, у діапазоні зміни робочого об'єму від 35 до 1600 см³.

Експлуатаційна ефективність гідромоторів серії PRG визначається чотирма основними вузлами – система роторів, розподільний пристрій, механізм, що компенсує планетарний рух роторів та ущільнення вихідного кінця вала гідромотора. В результаті проведених досліджень обґрунтовано схеми взаємодії елементів системи роторів та розподільної систем. Запропоновано механізм, що компенсує планетарний рух роторів, аналогічний до роботи планетарного редуктора, а також торцеве ущільнення вихідного

кінця валу гідромотора, яке виконане на основі елементів розподільної системи.

Аналіз розглянутої кінематичної схеми розташування елементів системи роторів та компенсуючого механізму в планетарних гідромоторах серії PRG показує, що запропонована кінематика дозволяє розробляти планетарні гідромотори з великою (більше 80 кВт) потужністю і великим (більше 10000 см³) робочим об'ємом. Необхідно відзначити, що розробка планетарних гідромоторів з аналогічними параметрами потужності та об'єму при використанні інших кінематичних схем, що застосовуються в гідромашинах подібного типу (орбітальні, геролерні, героторні), є досить важким завданням.

Кінематичні особливості переміщення роторів планетарних гідромашин свідчать про наявність діаметрального зазору у поєднанні з відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між роторами, що призводить до виникнення їх додаткових відносних переміщень, унаслідок чого змінюється характер кінематики руху. Зумовлений цими переміщеннями ефект «самогерметизації» роторів планетарного гідромотора визначає специфічний характер зміни окремих вихідних параметрів гідромоторів даного типу. До таких особливостей належать, зокрема, відсутність витрат робочої рідини через витоки, які є неминучими за наявності зазору між роторами, що, у свою чергу, забезпечує стабілізацію об'ємного коефіцієнта корисної дії, а також зниження кутової швидкості обертання вала гідромотора, спричинене додатковими переміщеннями внутрішнього ротора.

Аналіз схем взаємодії елементів розподільної системи в планетарних гідромоторах серії PRG показує, що запропоновану систему розподілу можна використовувати при розробці планетарних гідромоторів з великим (більше 10000 см³) робочим об'ємом та великою (більше 80 кВт) потужністю. У той же час, необхідно відзначити, що запропонована розподільна система, неприйнятна при розробці планетарних гідромоторів потужністю менше 8-6 кВт і робочим об'ємом менше 30 см³.

Проведеними дослідженнями встановлено, що у планетарних гідромоторах серії PRG, елементи системи розподілу робочої рідини одночасно виконують функцію торцевого ущільнення вихідного кінця валу гідромотора.

Список використаних джерел

1. Panchenko, A., Voloshina, A., Milaeva, I., Luzan, P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019. 169–176. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18
2. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12 (12). 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>.
3. Rundo, M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies* 2017, 10, 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>.
4. Choi, T.H., Kim, M.S., Lee, G.S., Jung, S.Y., Bae, J.H., Kim, C. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134. 011005. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>
5. Онопрейчук Д.В., Мірієв К.І. Визначення ресурсу аксіально-поршневих насосів гідроприводів будівельних машин. *Збірник наукових праць УкрДАЗТ*, 2014. Вип. 147. С. 177–180.
6. Hemmi, M., Morita, R., Hirota, Y., Inoue, K., Nabaе, H., Endo, G., Suzumori, K. Development of Hydraulic Tough Motors with High Power Density and their Application to a 7-axis Robotic Arm. *International Symposium on System Integration*, 2019. 264–269.
7. Vacca A., Klop R., Ivantysynova M. A numerical approach for the evaluation of the effects of air release and vapour cavitation on effective flow rate of axial piston machines. *International Journal of Fluid Power*, 2010. 11 (1). 33–45. <https://doi.org/10.1080/14399776.2010.10780996>.

8. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*, 2016. 138 (11). FE-15-1757. <https://doi.org/10.1115/1.4033675>.
9. Biernacki, K. Selection of the optimum tooth profile for plastic cycloidal gears. *Journal of mechanical engineering science*, 2014. 228 (18). 3395–3404.
10. Chiu-Fan H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps with Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. 137 (4). FE-14-1137. <https://doi.org/10.1115/1.4029274>.
11. Kiurchev, S., Abdullo, M.A., Vlasenko, T., Prasol, S., Verkholtantseva, V. Automated Control of the Gear Profile for the Gerotor Hydraulic Machine. InterPartner 2022: *Advanced Manufacturing Processes IV. LNME. Springer, Cham*, 2023. 32–43. https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4
12. Kiurchev, S., Kyurchev, V., Fatyeyev, A., Tynyanova, I., Mudryk, K. Influence of the Radius of Curvature of the Teeth on the Geometric and Functional Parameters of the Rotors of the Planetary Hydraulic Motor. InterPartner 2023: *Advanced Manufacturing Processes V. LNME. Springer, Cham*, 2024. 450–461. https://doi.org/10.1007/978-3-031-42778-7_42.
13. 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/.
14. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>.
15. 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 ТДАТУ*, 2025. Вип. 25. Том 1. С. 36–44. <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-1-5>
16. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>.
17. Kyurchev, V., Kiurchev, S., Rezvaya, K., Pastushenko, A. Głowacki, S. Experimental Evaluation of the Impact of the Diametral Clearance on Output Characteristics of a Planetary Hydraulic Motor. In: Ivanov V. et al. (eds). DSMIE 2023: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. LNME. Springer, Cham*, 2023. 2. 84–94. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32774-2_9.
18. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 23-35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-2-23-35>.
19. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2022. Вип. 12. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2022-1-1>.
20. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Холод І.М., Волошин А.А. Вплив геометричних параметрів розподільних систем на стабілізацію вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2023. Вип. 23. Т. 2. С. 6–24. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2023-23-2-6-24>.
21. 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.
22. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernack K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14

(4). 647–660. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>.

23. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14 (3). 391–397. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>.

24. Gamez-Montero P., Castilla, R., Khamashta, M., Codina E. Contact problems of a trochoidal-gear pump. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2006. 48 (12). 1471–1480. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2006.06.013>

25. Chang, Y.J., Kim, J.H., Jeon, C.H., Chul, K., Jung, S.Y. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design*, 2006. 129 (10). 1099–1105. <https://doi.org/10.1115/1.2757629>.

26. Gamez-Montero, P.J., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134 (5). 054502-7. <https://doi.org/10.1115/1.4006440>.

27. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33–50.

28. Siano, D., Frosina, E., Senatore, A. Diagnostic Process by Using Vibrational Sensors for Monitoring Cavitation Phenomena in a Gerotor Pump Used for Automotive Applications. *Energy Procedia*, 2017. 126. 1115–1122. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.269>.

29. Pellegri, M., Vacca, A. Numerical simulation of Gerotor pumps considering rotor micro-motions. *Meccanica*, 2017. 52. 1851–1870. <https://doi.org/10.1007/s11012-016-0536-6>

30. 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>.

31. Hutsol, T. European Green Deal: Improving the Efficiency of Using Planetary Hydraulic Machines. *Energies*, 2023. 16 (18). 6481. <https://doi.org/10.3390/en16186481>.

32. Yeremenko, O., Abdullo, M. A., Boltianska, N., Mikhalchenko, S., Verkhohantseva, V. Reducing the Pulsation of the Working Fluid in Planetary Hydraulic Machines by Rational Design of Their Distribution Systems. *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.

33. Kyurchev, V., Kiurchev, S., Rezvaya, K., Fatyeyev, A., Głowacki, S. Assessing the Reliability of a Mathematical Model of Working Processes Occurring in a Hydraulic Drive. *DSMIE 2024: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. LNME. Springer, Cham*, 2024. 281–292. https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9_24.

34. Kiurchev, S., Kyurchev, V., Radkevych, O., Fatyeyev, O., Hrechka, I. Monitoring the Accuracy of Manufacturing Elements of the End Distribution System of a Hydraulic Motor Planetary Type. *Interpartner 2024: Advanced Manufacturing Processes VI. LNME. Springer, Cham*, 2025. 712–723. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82746-4_63.

35. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2023. Вип. 13. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>.

36. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Конструктивні особливості гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2025. № 1 (75). С. 5-26.

Стаття надійшла до редакції 15.10.2025

Стаття прийнята 22.10.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



DESIGN AND ARRANGEMENT FEATURES OF PRG SERIES PLANETARY HYDRAULIC MOTORS

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

¹*Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*

²*Melitopol Vocational College of TSATU*

Summary

Planetary hydraulic motors are increasingly being used in mechatronic modules with hydraulic drives for active working parts and chassis systems of modern self-propelled equipment. The operational efficiency of these hydraulic motors is determined by four main components: the rotor system, the distribution device, the mechanism compensating for the planetary motion of the rotors, and the seal at the output end of the hydraulic motor shaft. To improve the efficiency of self-propelled equipment by stabilizing the output characteristics of the actuators, the PRG series of planetary hydraulic motors has been developed. These motors are available in four standardized sizes: the PRG-33, PRG-22, PRG-11, and PRG-8, with rated power of 33, 22, 11 and 8 kW and output shaft speeds from 1420 to 75 min⁻¹. Hydraulic motors in each standardized series have identical connection dimensions and input characteristics, but differ in their linear dimensions, weight, and initial characteristics over a displacement range of 35 to 1,600 cm³. The conducted research substantiated the interaction patterns of rotor system and distribution system elements. A mechanism compensating for the planetary motion of rotors, similar to the operation of a planetary gearbox, is proposed, as well as a mechanical seal for the output shaft end of the hydraulic motor, based on distribution system elements. Analysis of the kinematic arrangement of rotor system elements and the compensating mechanism, as well as the interaction of distribution system elements in the PRG series hydraulic motors, demonstrates that the proposed kinematics enables the development of planetary hydraulic motors with high power (over 80 kW) and large displacement (over 10,000 cm³).

Keywords: compensating mechanism, rotor system, rotor motion kinematics, toothed profile, distribution system, flow parts, working fluid movement.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-3>
УДК 621.22:621.694.3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК У ВИХРОВИХ КАМЕРАХ

MATHEMATICAL MODELLING OF THE MOTION TRAJECTORY OF SOLID PARTICLES IN VORTEX CHAMBERS

А. С. Роговий^{1*}, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0002-6057-4845

Є. І. Тімченко¹, аспірант

ORCID: 0009-0008-8654-627X

Д. Р. Дьомін¹, аспірант

ORCID: 0009-0003-0314-1191

Є. М. Цента¹, канд. техн. наук

ORCID: 0000-0002-2607-2294

¹ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,

*e-mail: Andrii.Rogovyi@khp.edu.ua

Анотація. Метою роботи є розробка аналітичної моделі для визначення траєкторії руху твердої частинки у вихровій камері газового середовища з урахуванням сил лобового опору та градієнта тиску. Наукова новизна полягає у використанні аналітичного підходу для потенційного руху газу, що дозволяє оцінити вплив розміру та густини частинок на їх динаміку без значних обчислювальних витрат. Практична цінність дослідження полягає у можливості застосування отриманих результатів для оптимізації конструкцій вихрових клапанів, вихорокамерних нагнітачів у системах транспортування газових середовищ із твердими вclusions. Основні результати показують, що траєкторії частинок мають спіралеподібний характер, а час перебування залежить від їх розміру та густини; неврахування сили тиску може призвести до похибки до 60 %. Врахування градієнта тиску для дрібних частинок та перспективність аналітичного моделювання як бази для подальших досліджень підтверджується результатами моделювання траєкторій.

Ключові слова: вихровий клапан; частинка, аналітичне моделювання, градієнт тиску, двофазний потік, газове середовище, вихорокамерний нагнітач.

Постановка проблеми

У сучасних системах транспортування газових і газопилових середовищ проблема надійності та довговічності запірної арматури залишається однією з ключових [1]. Особливо гостро вона проявляється при роботі з двофазними потоками, що містять тверді абразивні частинки [2]. Традиційні механічні засоби управління швидко виходять з ладу через інтенсивний знос контактних поверхонь, що призводить до значних економічних втрат і технологічних ризиків [3]. Одним із перспективних напрямів вирішення цієї проблеми є застосування елементів струминної мікротехніки [4], зокрема вихрових клапанів [5], які позбавлені багатьох недоліків механічних систем. Проте їх робота в умовах двофазних середовищ досі недостатньо досліджена, що обмежує можливості широкого впровадження.

Особливістю течії у вихрових камерах є наявність значного градієнта тиску по радіусу [6], який суттєво впливає на траєкторію руху твердих частинок та час їх перебування в камері. Від точності розрахунку цих параметрів залежить ефективність роботи вихрових клапанів, а також їх ресурс.

Аналіз останніх досліджень

Моделювання траєкторій руху твердих частинок у вихрових камерах є ключовим напрямом для оптимізації роботи апаратів у пневмотранспорті, сепараторах та енергетичних системах [7-9]. Сучасні дослідження демонструють перехід від

спрощених аналітичних моделей до високоточних чисельних методів, що враховують складну взаємодію фаз, турбулентність та градієнти тиску.

В роботі [10] використано томографічну PTV для валідації CFD-симуляцій у каналах зі штучно створеним закручуванням, що дозволило оцінити точність IDDES-моделі.

Дослідження Liu [11] на основі моделювання Рейнольдсових напруг показало, що масове навантаження та розмір частинок суттєво змінюють анізотропію потоку та структуру вихору. Сучасні підходи також включають гібридні методи: Wang [12] запропонував Vortex Particle Flow Map, що поєднує Ейлерову та Лагранжеву репрезентації для точного відтворення вихрової структури та траєкторій частинок.

Важливим напрямом є врахування градієнта тиску. Дослідження [13] показало переваги LES над RANS для моделювання двофазних закручених потоків у камерах з коаксіальними струменями. Останні роботи з прямого чисельного моделювання [14] демонструють можливість повного розв'язання руху частинок з урахуванням їх взаємодії та впливу на турбулентність.

Попри значний прогрес у застосуванні обчислювальної гідродинаміки (CFD-Computational Fluid Dynamics) та гібридних методів, аналітичні моделі залишаються важливими для отримання базових залежностей і швидкої оцінки впливу ключових параметрів [15, 16]. Саме тому в даній роботі запропоновано підхід, що ґрунтується на аналітичному розв'язанні для потенційного руху газу [17] у вихровій камері, що дозволяє дослідити траєкторії частинок у центральній зоні з мінімальними обчислювальними витратами [18].

Метою даної роботи є побудова математичної моделі руху ізольованої твердої частинки в зоні потенційного течії вихрової камери та аналіз впливу основних факторів (розміру, густини частинок і градієнта тиску) на їх траєкторію. Результати дослідження дозволяють сформулювати науково обґрунтовані рекомендації для проектування вихрових елементів у системах транспортування газових середовищ із твердими включеннями.

Методологія дослідження

Під час моделювання руху твердої частинки у вихровій камері було використано метод накладання руху ізольованої твердої частинки на рух газу. Для моделювання руху газу застосовано метод розбиття вихрової камери на чотири області: область змішування живильного та керуючого потоків, центральну область, область пограничних шарів на торцевих кришках та область витікання [19].

Припускаючи, що тверді частинки є ідеальними сферами, а їхня концентрація достатньо мала, щоб можна було знехтувати взаємним впливом [20], вважаючи, що вісь клапана розташована вертикально (рис. 1), а також, що розміри частинок досить великі, щоб можна було ігнорувати вплив турбулентних пульсацій на траєкторію, можна скласти математичну модель поведінки твердої частинки у вихровій камері.

Рух частинки масою M та радіусом R_c у вихровій камері в загальному вигляді описується рівнянням:

$$M \frac{d\bar{V}}{dt} = \bar{F}_{z0} + \bar{G}, \quad (1)$$

де \bar{F}_{z0} – головний вектор поверхневої гідродинамічної сили дії потоку на частинку, який зручно представити через суму складових (рис. 1): силу лобового опору \bar{F}_c та силу тиску рідини на частинку \bar{F}_r , яка виникає через градієнт тиску вздовж радіусу вихрової камери R , \bar{G} – головний вектор масових сил.

$$\bar{F}_{z0} = \bar{F}_c + \bar{F}_r, \quad (2)$$

$$F_r = \pi \cdot \rho \cdot V_R^2 \cdot R^2 \frac{R_c^2}{r^2}, \quad (3)$$

де V_R – тангенціальна складова швидкості газу на периферії вихрової камери; r – відстань від частинки до осі вихрової камери.

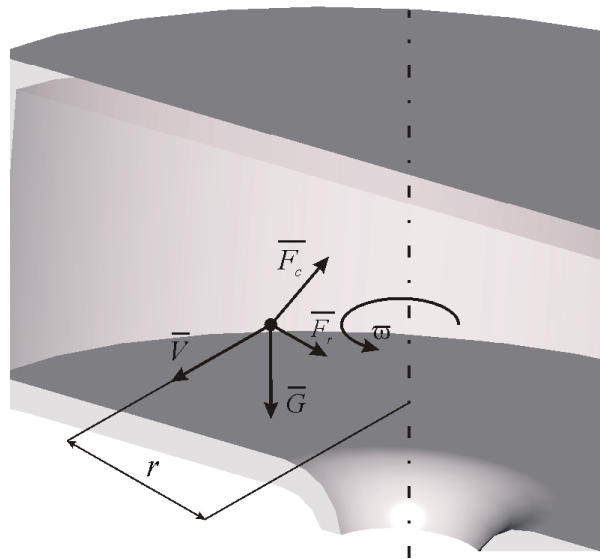


Рис. 1. Сили, що діють на тверду частинку у центральній частині камери

У приосьовій області, де виконується «закон твердого тіла», рух не розраховувався, оскільки за результатами обчислень вона становить приблизно 1,6 % від радіуса вихрової камери.

Після підстановки значень сил, що приходяться на одиницю маси та тотожних перетворень отримуємо математичну модель траєкторії руху твердої частинки в центральній області течії у безрозмірному вигляді:

$$\begin{cases} \frac{d^2 \bar{x}}{d\bar{t}^2} = K_1 \left(\frac{d\bar{x}}{d\bar{t}} + K_2 \frac{\bar{y}}{x^2 + y^2} + K_3 \frac{\bar{x}}{(x^2 + y^2)^{3/2}} \right); \\ \frac{d^2 \bar{y}}{d\bar{t}^2} = K_1 \left(\frac{d\bar{y}}{d\bar{t}} - K_2 \frac{\bar{x}}{x^2 + y^2} + K_3 \frac{\bar{y}}{(x^2 + y^2)^{3/2}} \right); \\ \frac{d^2 \bar{z}}{d\bar{t}^2} = K_1 \frac{d\bar{z}}{d\bar{t}} - \frac{gT_o^2}{R}. \end{cases} \quad (4)$$

$$K_1 = -4,5 \frac{\rho}{\rho_m} \frac{v_c \cdot T_o}{R_c^2}; \quad K_2 = \frac{T_o \cdot V_R}{R}; \quad K_3 = \frac{1}{6} \frac{V_R^2 \cdot T_o \cdot R_c}{R \cdot v_c}; \quad \bar{x} = \frac{x}{R}; \quad \bar{y} = \frac{y}{R}; \quad \bar{z} = \frac{z}{R};$$

де v_c – кінематична в'язкість газу; ρ – густина газу; ρ_T – густина твердої частинки; R – радіус вихрової камери;

Початкові умови для розрахунку:

$$\bar{t} = 0; \quad \bar{x}_0 = \bar{R}_0; \quad \bar{y}_0 = 0; \quad \left(\frac{d\bar{x}}{d\bar{t}} \right)_{i=0} = 0; \quad \left(\frac{d\bar{y}}{d\bar{t}} \right)_{i=0} = \frac{1}{\bar{x}_0}. \quad (5)$$

Розрахунки проведено у програмному комплексі Matlab за методом Рунге-Кутта четвертого та п'ятого порядків [21].

У розрахунках прийнято $\tau = 2,397 \cdot 10^{-3}$ с ($\tau = \frac{2}{9} R_c^2 \frac{\rho_m}{\rho} \frac{1}{v_z}$ – час релаксації частинки [22]) ($d = 10$ мкм), $\tau = 4,698 \cdot 10^{-3}$ с ($d = 14$ мкм), $\tau = 9,587 \cdot 10^{-3}$ с ($d = 20$ мкм), $\tau = 21,571 \cdot 10^{-3}$ с ($d = 30$ мкм), $\tau = 239,7 \cdot 10^{-3}$ с ($d = 100$ мкм). Розрахунок проведено для значення $R_0 = 0,01$ м. Середня швидкість входу повітря $V = 100$ м/с; $V_R R = 1$ м²/с. Густина твердої частинки $\rho_T = 7800$ кг/м³, газу – $\rho = 1,28$ кг/м³. Для кожного моменту часу t визначалися координати $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$ $r = \sqrt{x^2 + y^2}$, швидкості dx/dt , dy/dt та dz/dt , кут φ . Траєкторії побудовано у безрозмірних координатах $\bar{r} = r/R$. Результати розрахунку наведено на рис. 2.

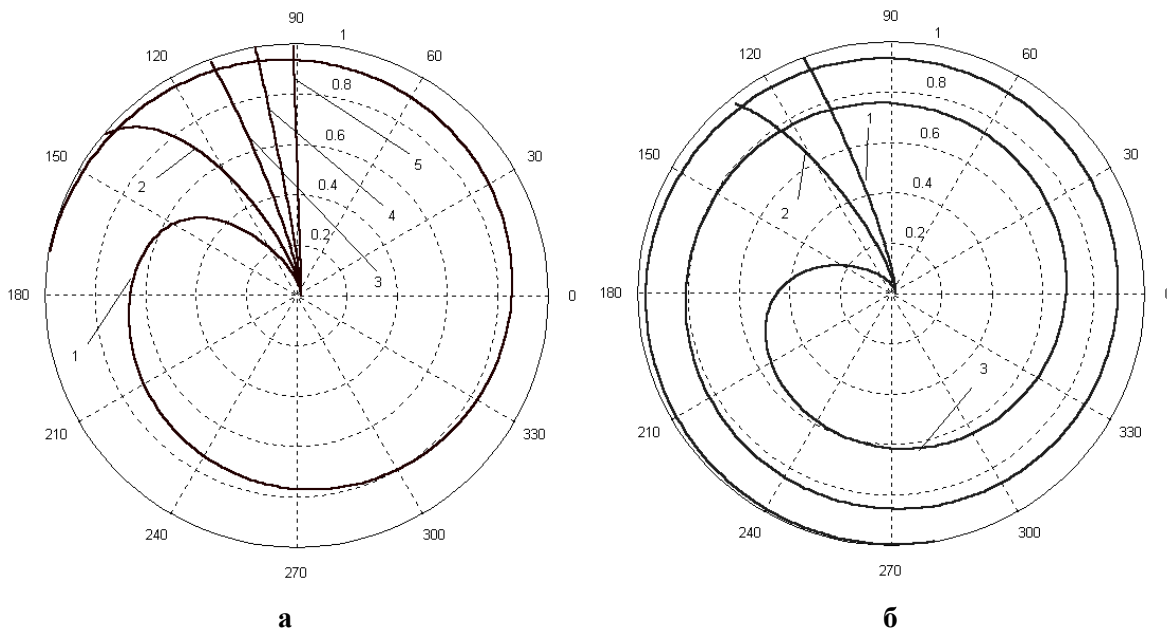


Рис. 2. Траєкторії сферичної твердої частинки в обертовому потоці вихрової камери:
 а – різного розміру (густина 7800 кг/м³): 1 – діаметр 10 мкм; 2 – 14 мкм; 3 – 20 мкм; 4 – 30 мкм; 5 – 100 мкм; б – різної густини (діаметр 20 мкм): 1 – густина 7800 кг/м³; 2 – 4800 кг/м³; 3 – 1800 кг/м³

Результати дослідження

У розрахунках було визначено вплив градієнта тиску на час перебування твердої частинки в центральній області та у вихровому клапані (рис. 3). Розрахунок проводився як з урахуванням, так і без урахування градієнта тиску.

Як видно з рис. 2, траєкторії частинок мають форму спіралей із послідовно зменшуваними приростами полярного радіуса, тобто асимптотично наближаються до кола дуже великого радіуса. Як і очікувалося, чим більша частинка, тим менш викривлена її траєкторія і тим менше часу потрібно, щоб досягти стінок камери; аналогічно, чим більша густина частинки, тим менш викривлена її траєкторія і тим швидше вона досягає периферії камери.

Апроксимаційна залежність часу перебування твердої частинки в центральній зоні від густини та крупності частинки:

$$t = 1,208 \cdot 10^{11} \cdot \rho_T^{-2,44} \cdot R_c^{-3,51} \quad (6)$$

Як видно з рис. 4, неврахування сили тиску газу на криволінійну поверхню (сферу) може призвести до значної похибки в розрахунках, і лише для частинок із радіусом

понад 20 мкм цю силу можна ігнорувати. Однак величина похибки залежить не лише від радіуса частинки, а й від багатьох інших параметрів, таких як геометричні розміри камери, тиск у камері тощо. Наявність мінімуму на рис. 5 пояснюється тим, що за обраних параметрів розрахунку частинка проходить рівно один оберт, і в цьому випадку похибка є найменшою.

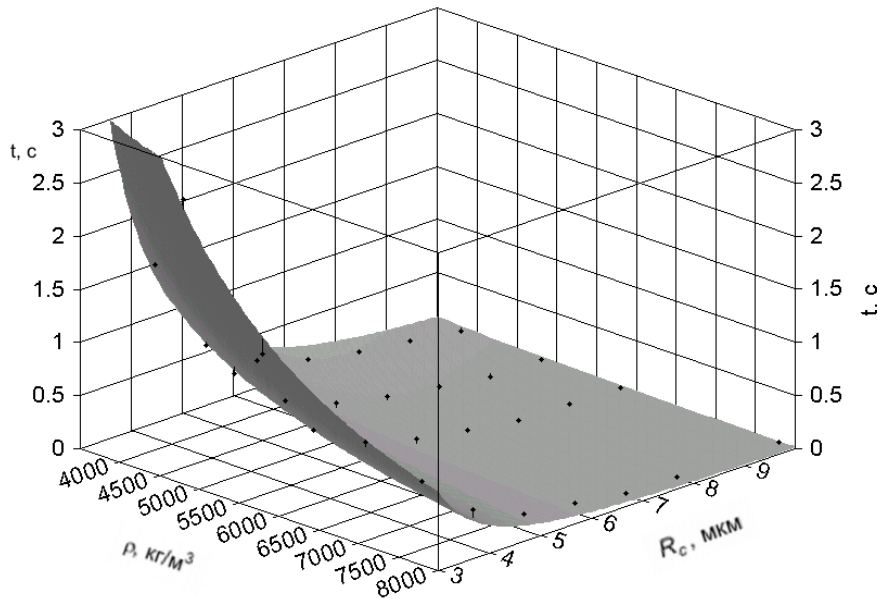


Рис. 3. Час перебування твердої частинки в центральній зоні вихрової камери

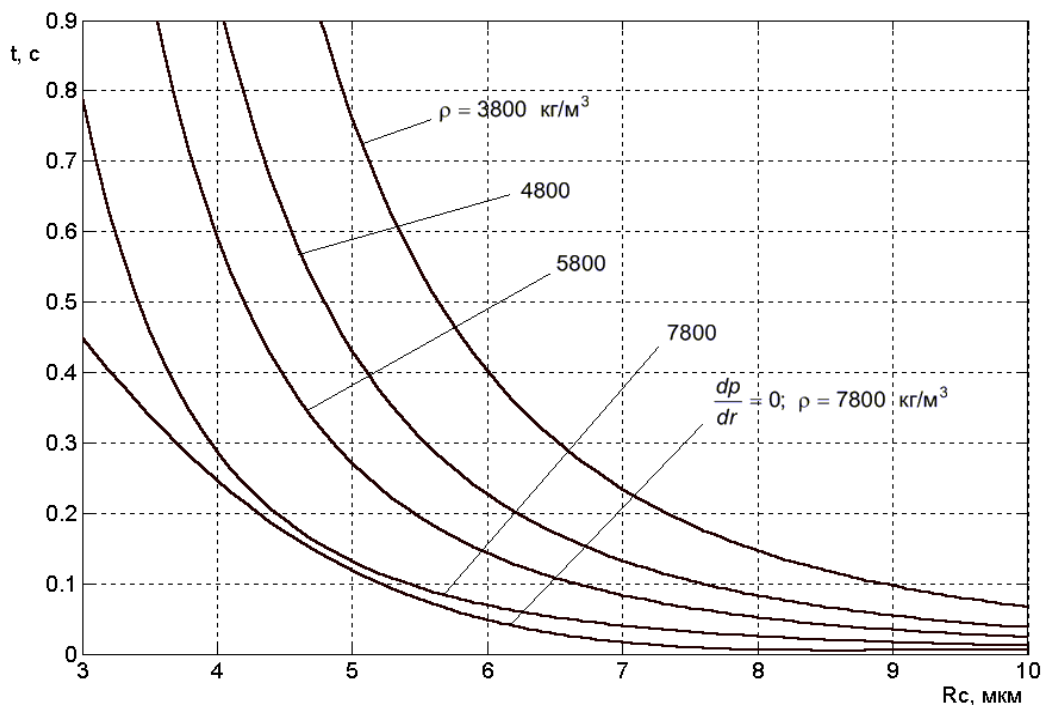


Рис. 4. Час перебування частинки в камері з урахуванням і без урахування впливу градієнта тиску

Отримані результати підтверджують суттєвий вплив градієнта тиску на траєкторію та час перебування частинок у вихровій камері.

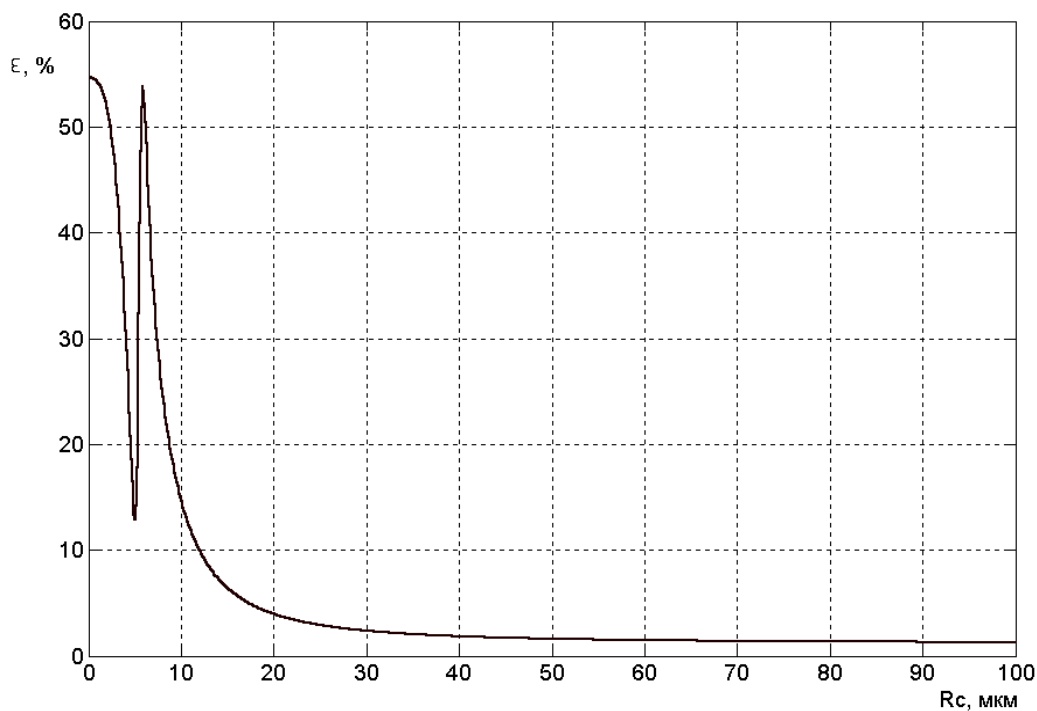


Рис. 5. Залежність похибки розрахунку часу перебування частинки в камері

Виявлено, що для дрібних частинок похибка розрахунку без урахування цієї сили може перевищувати 50 %, що узгоджується з даними сучасних CFD-досліджень. Аналітичний підхід, застосований у роботі, забезпечує швидку оцінку ключових параметрів і може слугувати основою для подальшої валідації чисельними методами.

Висновки

У роботі розроблено аналітичну модель руху твердої частинки у вихровій камері газового середовища з урахуванням сил лобового опору та градієнта тиску. Розрахунки показали, що траєкторії частинок мають спіралеподібний характер і асимптотично наближаються до периферії камери. Встановлено, що розмір і густина частинок суттєво впливають на час їх перебування: більші та щільніші частинки швидше досягають стінок. Неврахування сили тиску може призвести до похибки до 60 %, особливо для частинок радіусом менше 20 мкм. Отримані результати узгоджуються з сучасними тенденціями моделювання двофазних потоків і можуть бути використані для оптимізації конструкцій вихрових клапанів, вихорокамерних нагнітачів та підвищення їх надійності в системах транспортування газових середовищ із твердими вclusions.

Список використаних джерел.

1. Роговий А.С. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*, 2017. № 3. С. 168–173.
2. Semenenko Y., Simes V., Khaminich O., Blyuss B., Blyuss O. Evaluation of efficiency and monitoring of the hydraulic transport complex operation modes using a mathematical model of the pulp formation unit. *Геотехнічна механіка*, 2024. 170, 28–40. <https://doi.org/10.15407/geotm2024.170.028>
3. Andrenko P., Lebedev A. Labyrinth screw pump theory. *Motrol. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa*, 2014. 16(6).
4. Syomin D., Rogovyi A. Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber. *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*, 2012. 12(4).
5. Gutfreund A., Matsuki H., Plastovets V., Noah A., Gorzawski L., Fridman N., Anahory Y.

- Direct observation of a superconducting vortex diode. *Nature Communications*, 2023. 14(1). 1630. <https://doi.org/10.1038/s41467-023-37294-2>
6. Dixit D., Balapure K., Bhandari V. M. Enhanced disinfection efficiency using cu vortex diode for providing safe drinking water: Devising newer methodologies. *Environmental Quality Management*, 2024. 34(1). e22279. <https://doi.org/10.1002/tqem.22279>
 7. Wang R., Zhang Z., Yan X., Zhang H., Wang L. Hydrocyclone separation enhancement of fine particles based on interface control. *Minerals Engineering*, 2024. Vol. 209. 108628. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2024.108628>
 8. Gutierrez J. A., Narvaez J. A. G., Ceballos D. A. C., Chaves J. A. M. Development of a cyclone separator for particulate matter control in fique bag production: A case study at Empaques del Cauca SA. *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*, 2024. 10. 100951. <https://doi.org/10.1016/j.cscee.2024.100951>
 9. Gecim G., Erkoc E. Effect of the kinematic viscosity on liquid flow hydrodynamics in vortex mixers. *Chemical Engineering Research and Design*, 2024. 206. 54–61. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2024.04.034>
 10. Boldt R., Hanson D. R., Jiang L., McClain S. T. Particle Tracking Velocimetry Measurements and Simulations of Internal Flow with Induced Swirl. *Fluids*, 2025. 10(12). 323. <https://doi.org/10.3390/fluids10120323>
 11. Liu Y., Liu J., Li G. Effect of secondary-air flow on cold swirling particle-laden turbulent flows in methane-central combustor. *Physics of Fluids*, 2025. 37(7). <https://doi.org/10.1063/5.0275704>
 12. Wang S., Zhou J., Feng F., Li Z., Sun Y., Chen D., Zhu B. Fluid Simulation on Vortex Particle Flow Maps. *ACM Transactions on Graphics*, 2025. 44. 1–24. <https://doi.org/10.1145/3731198>
 13. Apte S.V., Mahesh K., Moin P., Oefelein J.C. Large-eddy simulation of swirling particle-laden flows in a coaxial-jet combustor. *International Journal of Multiphase Flow*, 2003. 29(8). 1311–1331. [https://doi.org/10.1016/S0301-9322\(03\)00104-6](https://doi.org/10.1016/S0301-9322(03)00104-6)
 14. Yan J., Gui N., Xie G., Gao J. Direct numerical simulation of particle-laden swirling flows on turbulence modulation. *Mathematical Problems in Engineering*, 2014. 2014(1). 257837. <https://doi.org/10.1155/2014/257837>
 15. Brazhenko V., Cai J. C., Fang Y. Utilizing a transparent model of a semi-direct acting water solenoid valve to visualize diaphragm displacement and apply resulting data for CFD analysis. *Water*, 2024. 16 (23). 3385. <https://doi.org/10.3390/w16233385>
 16. Тиньянова І. І., Дранковський В. Е., Тиньянов О. Д., Савенков Д. А. Погодження елементів проточної частини високоефективної оборотної гідромашини. *Вісник НТУ "ХПІ"*, 2024. № 1. С. 38-43. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2024.1.05>
 17. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Резва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія. Харків : НТУ «ХПІ», 2022. 406 с.
 18. Dehghani S. R., Saidi M. H., Mozafari A. A., Ghafourian A. Particle trajectory in a bidirectional vortex flow. *Particulate Science and Technology*, 2009. 27 (1). 16–34. <https://doi.org/10.1080/02726350802611366>
 19. Роговий А.С. Особливості режимів роботи вихорокамерних нагнітачів. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 2016. (75). С. 120–128.
 20. Taborda M.A., Sommerfeld M. Effect of wall-collision models on the transport of rigid, elongated non-spherical particles in a turbulent channel flow using an Euler/Lagrange approach. *Computers & Fluids*, 2025. 106940. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2025.106940>
 21. Junior C. F. L., Silva G. S., Mendes P. S., Machado V. A. D. S., Ribeiro B. N. Implementation of numerical methods of Euler and Runge-Kutta through MATLAB software for the solution of ordinary differential equations dedicated to teaching. *Journal of Engineering Research and Application*, 2018. 2248–9622. <https://doi.org/10.9790/9622-0805022429>
 22. Роговий А. С. Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів: автореф. дис....канд. техн. наук : 05.05.17. Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. Луганськ, 2007. 20 с.

Стаття надійшла до редакції 09.10.2025

Стаття прийнята 15.10.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



MATHEMATICAL MODELLING OF THE MOTION TRAJECTORY OF SOLID PARTICLES IN VORTEX CHAMBERS

A. Rogovyi¹, Ye. Timchenko¹, D. Domin¹, Ye. Tsenta¹

¹ National Technical University Kharkiv Polytechnic Institute, Kharkiv, Ukraine

Summary

This paper presents an analytical approach to modeling the trajectory of solid particles in a vortex chamber operating within a gaseous medium. The primary objective is to develop a simplified yet accurate mathematical model that accounts for the main forces acting on a particle: drag and pressure gradient, while minimizing computational complexity compared to full-scale CFD simulations. The novelty of the study lies in applying potential flow theory to describe the gas motion and superimposing the particle's movement on this flow, enabling rapid evaluation of particle dynamics under varying conditions.

The methodology involves dividing the vortex chamber into four distinct regions: the mixing zone of supply and control flows, the central core, boundary layers on end walls, and the outlet region. The particle is assumed to be an ideal sphere with negligible concentration effects, and its trajectory is calculated using force balance equations solved by the Runge-Kutta method (4th-5th order) in MATLAB. Initial conditions include particle size, density, and inlet gas velocity, allowing parametric analysis of their influence on motion.

Results indicate that particle trajectories form spirals with progressively decreasing radial increments, asymptotically approaching the chamber periphery. Larger and denser particles exhibit less curvature and shorter residence times, while smaller particles remain longer in the core region. Neglecting the pressure force introduces significant errors up to 60% for particles smaller than 20 μm highlighting the necessity of considering radial pressure gradients in design calculations.

The practical significance of this research lies in its applicability to the optimization of vortex valves and flow control devices in pneumatic transport systems, particularly for gas-solid mixtures. The proposed analytical model provides a cost-effective tool for preliminary design and can serve as a foundation for further validation through advanced CFD techniques and experimental studies.

Keywords: vortex valve, particle, analytical modeling, pressure gradient, two-phase flow, gaseous medium, vortex chamber amplifier.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-4>
УДК 621.22

ДО ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ПОДІЛЬНИКА ПОТОКУ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР

ON THE ISSUE OF DESIGNING A FLOW DIVIDER FOR THE HYDROSTATIC SUPPORT POWER SYSTEM

Є. Ю. Сахно¹, д-р техн. наук, професор
С. В. Коваленко¹, канд. пед. наук, доцент

ORCID: 0000-0002-9789-7242
ORCID: 0000-0001-5829-7132

¹ Національний університет «Чернігівська політехніка»

*e-mail: evsakhno@ukr.net

Анотація. В статті розкриваються питання проектування подільника потоку робочої рідини для модернізованої системи живлення гідростатичних опор. Розглянуто і порівняно можливості багатопотокових подільників, щодо рівномірності розподілу рідини, та сил які впливають на якість роботи гідроавлічного вузла з валом, що обертається. Показано, що похибка подільного клапана при постійному коефіцієнті підсилення залежить від роботи першого ступеня поділу, оскільки зміни прохідних перерізів вхідних дроселів при осциляції плунжера незначні. Надано результати моделювання подільника потоку в програмному комплексі SolidWorks.

Ключові слова: гідростатична опора, система живлення, подільник потоку, похибка розділення.

Постановка проблеми.

Останніми роками спостерігається тенденція до зменшення габаритів і ускладнення конструкції гідравлічних компонентів, що зумовлено вдосконаленням технологій обробки та підвищенням ефективності виробничих процесів. На сьогодні дедалі ширшого застосування набувають картриджні (золотникові) подільники та суматори потоку [1,2]. На українському ринку дані вироби представлені такими вітчизняними компаніями, як ГІДРО-ГІД, Hydraulic, СКР-Гідравліка, Motorimpex, ГідроМастер, компанія ВОЛПТ, Interzbut та ін., які постачають продукцію брендів Oleodinamica Marchesini, Luen, Vivoil, Caproni, зокрема дросельні та золотникові клапани різних конструктивних виконань. Зазначені гідроклапани характеризуються відносно простою конструкцією та зручністю в експлуатації. Так, наприклад, у подільниках потоку компанії Sun Hydraulics використовується лише один рухомий елемент, тоді як у подільниках-суматорах їх кількість не перевищує трьох.

Існує значна кількість конструктивних рішень подільників потоку. Зокрема, відомими є подільні клапани, які розроблені компаніями Highdrolix та Newmatics (Велика Британія), Fluid Control Inc і Lockheed Precision Produkt (США), Bendix Corporation (США), Willi Vogel (Німеччина), SKF (Швеція) та іншими виробниками, які забезпечують поділ витрати в діапазоні 1...65 л/хв у кожному каналі дільника.

За принципом дії подільник потоку призначений для розподілу робочої рідини на два або більше рівнозначних потоків. Під час надходження рідини в клапан її рух регулюється системою золотників і камер, які забезпечують задану швидкість потоку. Для підтримання рівності витрат у всіх гідравлічних контурах у конструкції клапанів застосовуються пружні елементи або диференціальні ділянки. Використання подільників потоку в гідравлічних системах забезпечує низку переваг, зокрема точне керування окремими приводами та гарантовану подачу необхідної кількості робочої рідини [3–5]. Це сприяє підвищенню загальної ефективності та продуктивності

системи, а також запобігає перевантаженню її елементів завдяки рівномірному розподілу навантаження між компонентами гідросистеми.

Аналіз останніх досліджень.

У роботі [6] виконано всебічний аналіз умов функціонування сучасних гідравлічних приводів, визначено їх основні переваги й недоліки, а також окреслено актуальні напрями подальшого вдосконалення. Особливу увагу зосереджено на підвищенні показників надійності, довговічності та здатності гідроприводу адаптуватися до змінних технологічних навантажень, що діють на робочі органи сільськогосподарських машин. Авторами запропоновано конструкцію експериментального стенда для проведення ресурсних випробувань дросельного подільника потоку з компенсаційними штоками, призначеного для вирізного механізму вивантаження силосу з траншейних сховищ. Отримані результати підтвердили ефективність застосування розробленого дросельного подільника у складі гідравлічних систем вирізних механізмів, що сприяє підвищенню їх експлуатаційної довговічності та зменшенню ймовірності відмов у процесі роботи. У роботі [7] під час регулювання подільника потоку робочої рідини запропоновано застосовувати діафрагмування, при цьому діафрагму встановлювали після кульового вентиля правого бічного відгалуження. У дослідженнях [8, 9], присвячених аналізу подільника потоку води, встановлено співвідношення витрат лівого $Q_{б,л}$ та правого $Q_{б,п}$ бічних каналів у межах $Q_{б,п}/Q_{б,л} = 0,772...0,940$ одиниць. Також під час розрахунків для лівого відгалуження дільника отримано додатні значення відносної похибки $\Delta\omega/\omega$, що свідчить про збільшення площі поперечного перерізу прохідного отвору вентиля. У роботі [10] обґрунтовано можливість забезпечення рівномірного руху вихідної ланки гідравлічного двигуна шляхом встановлення регульованого дроселя на зливному колекторі гідравлічної системи за умов пульсуючої подачі насоса. Визначено параметри дроселя, які забезпечують стабільну швидкість руху вихідної ланки, а працездатність виготовленого регульованого дроселя підтверджено експериментальними дослідженнями на стенді з порівнянням теоретичних і експериментальних результатів.

Методологія дослідження.

У даній роботі розглянуто гідравлічну систему компенсації переміщень валу в гідростатичній опорі під дією навантаження (рис. 1, а) [11]. У запропонованій конструкції, окрім основної системи живлення, передбачено додаткову систему, з якої робоча рідина подається через спеціальні отвори, розміщені у перемичці гідроопори 1, безпосередньо в спряження «корінна шийка кривошипа – перемичка гідроопори». Це забезпечує підвищення тиску в гідродинамічній щілині, що запобігає металевий контакт та зменшує інтенсивність зносу спряжених поверхонь. Ключовим елементом регулювання в цій системі є подільник потоку, від точності, стабільності та надійності роботи якого залежить функціонування всього гідравлічного вузла. В основній системі живлення робоча рідина подається до карманів гідроопори, тоді як у додатковій системі подача здійснюється через отвори, виконані безпосередньо в перемичці гідроопори. У складі запропонованого регулятора на корпусі встановлено електродатчики, які перебувають у взаємодії з кільцем, оснащеним феромагнітними вставками та закріпленим на корінній шийці кривошипа. За умов перекосу вала та переміщення шийки кривошипа під дією зовнішнього навантаження відбувається взаємодія відповідного датчика з феромагнітною вставкою, у результаті чого формується імпульсний електричний сигнал. Даний сигнал підсилюється та подається на відповідний розподільник потоку робочої рідини, що спричиняє зміщення плунжера золотника та подачу додаткового об'єму робочої рідини в спряження «корінна шийка – перемичка гідроопори». Це, у свою чергу, призводить до підвищення тиску в конічній

щілині та запобігає виникненню металевому контакту між спряженими поверхнями. Подача додаткового об'єму робочої рідини безпосередньо в зону максимального контакту вала з перемичкою гідроопори забезпечує своєчасну автоматичну компенсацію втрат мастильної рідини в гідростатичній опорі, підвищення жорсткості підшипника, а також зменшення зносу корінної шийки кривошипа і секцій гідроопори в режимах перевантаження.

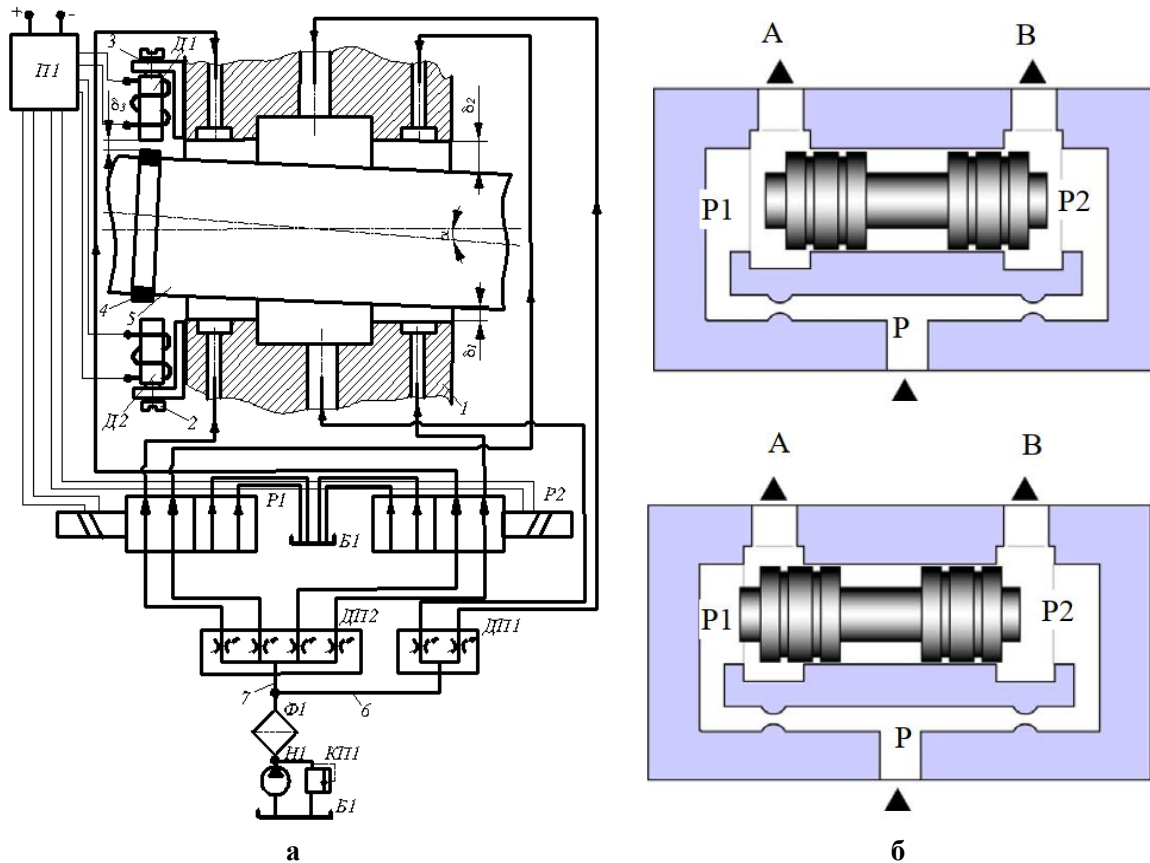


Рис. 1. Гідравлічна система компенсації переміщень вала в гідростатичній опорі:
а – модернізована система живлення гідростатичних опор; б – дросельний подільник потоку

Далі розглянемо можливість застосування подільника потоку для регулювання витрат робочої рідини (рис. 1, б) з метою компенсації навантажень у модернізованій гідравлічній системі. Принцип дії відомих подільників потоку полягає у підтриманні рівності перепадів тиску на дроселях із постійними прохідними перетинами [12, 13], тобто забезпеченні рівності тисків p_1 та p_2 . До складу подільника входить рухомий золотник, який так чи інакше перекриває своїми кромками отвори подільника, що з'єднані з лініями А і В. Отвори подільника разом із золотником виконують функцію дроселів із змінними перерізами. У певному положенні золотника витрати в лініях А та В рівні, що відповідає рівності перепадів тиску на дроселях з постійними перерізами, тобто $p_1 = p_2$. Якщо при збільшенні навантаження на вал витрати в ГСО та в лінії А зростають, перепад тиску на лівому дроселі з постійним перерізом збільшується, а тиск p_1 стає меншим за p_2 . Утворена різниця тисків призводить до переміщення золотника вліво, що зменшує прохідний переріз вікна А та збільшує переріз вікна В. Таким чином, витрата в лінії А зменшується, а в лінії В – зростає. Переміщення золотника припиняється після вирівнювання тисків p_1 і p_2 , тобто коли витрати в обох лініях стають однаковими. Застосування подільника потоку таким чином забезпечує автоматичне регулювання витрат робочої рідини та рівномірний розподіл навантажень між компонентами гідросистеми.

Результати дослідження.

Авторами розглянуто подільник потоку [14], який складається з послідовно розташованих у корпусі регулювальних плунжерів. Між торцями плунжерів і корпусом утворюються командні камери та змінні дроселі – робочі вікна (рис. 2, а). Потік робочої рідини, що подається від насоса до вхідного отвору корпусу подільника, усередині плунжерів розподіляється на чотири частини за допомогою діафрагм, які виконують роль постійних входних дроселів. Далі рідина прямує через командні камери до робочих вікон і потім направляється до споживачів із заданими витратами $q_1 = q_2 = q_3 = q_4$. Структурна схема взаємозв'язків елементів багатопотокового подільника при зміні навантажень або тиску наведена на рис. 2, б, де $P_1(t)$, $P_2(t)$, $P_3(t)$, $P_4(t)$ – зовнішні збуджуючі дії навантаження, а t – час.

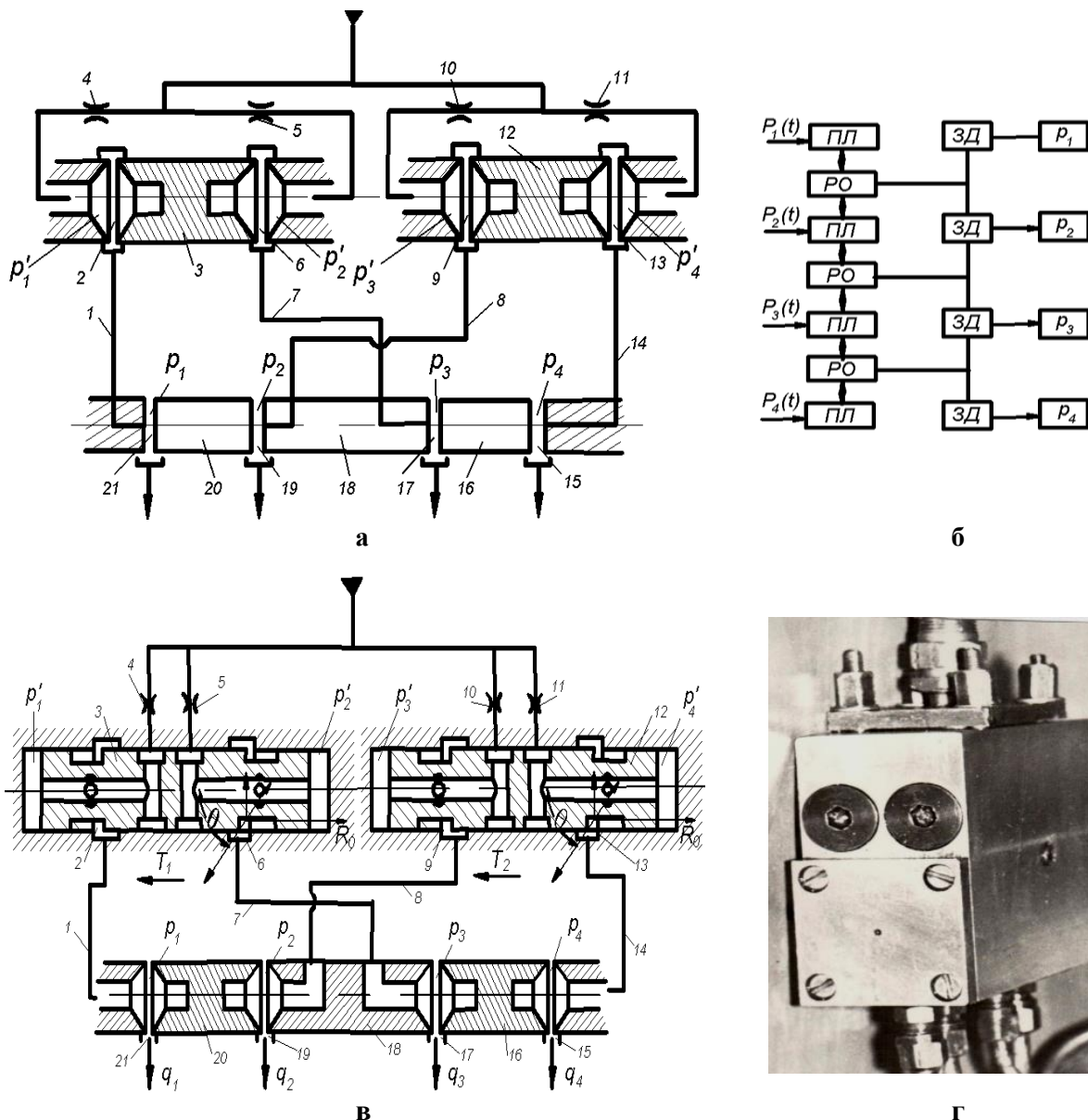


Рис. 2. Подільник потоку:

а – принципова схема подільника; б – структурна схема багатопотокового подільника: ПЛ – передаюча ланка; РО – робочий орган; ЗД – змінний дросель; p_1, p_2, p_3, p_4 – тиск на виході з подільника потоку; в – двоступінчатий подільник підвищеної точності ділення; г – загальний вигляд двоступінчатого подільника

Сигнал, що виникає унаслідок зміни навантаження, через рідинну передавальну ланку (ПЛ), розташовану в командних камерах, передається послідовно від одного регулюючого органу (РО) до іншого. Регулюючими органами є плунжери, які, переміщуючись у спільній порожнині корпусу подільника, змінюють прохідні перерізи змінних дроселів (ЗД). Це забезпечує вирівнювання тиску в командних камерах, підтримання постійного перепаду тиску на входних дроселях та, відповідно, рівномірні витрати рідини у споживачів.

У разі виникнення опору переміщення регулюючих органів тиски p_1, p_2, p_3, p_4 у стабільному режимі роботи подільника виявляються різними. При цьому різниця тиску в командних камерах накопичується послідовно від одного плунжера до іншого, а її максимальне значення визначається наступним чином:

$$\Delta p_{\max} = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{F} = \sum_{i=1}^{n-1} T_i / F,$$

де T_i – сили тертя при переміщенні плунжерів; n – кількість розділених потоків; $i = 1, 2, 3, \dots, n$; F – ефективна площа плунжера.

Похибка поділу рідини може значно збільшуватися при великих силах тертя T_1, T_2, T_3 , а також із ростом числа n , оскільки зростає кількість послідовно розташованих у порожнині подільника регулюючих плунжерів. Для підвищення точності поділу потоку на n частин паралельно регулюючим плунжерам (рис. 2, а) встановлено врівноважуючі плунжери 3 та 12 (I-ша ступінь ділення), кромки яких у поєднанні з корпусом формують додаткові змінні дроселі 2, 6, 9, 13. Ці дроселі через канали 1, 7, 8, 14 сполучені з командними камерами, розташованими між регулюючими плунжерами 16, 18, 20 (II-га ступінь ділення). При наявності сили тертя $T = \Delta p / F$ на кожному регульовальному плунжері різниця між максимальним p_{\max} та мінімальним p_{\min} значенням тиску в командних камерах II-го ступеня визначається за формулою [14]:

$$p_{\max} - p_{\min} = 3\Delta p \quad (1)$$

де Δp – різниця тиску на торцях одного регулюючого плунжера.

Накопичені різниці тиску $p_1 - p_3$ та $p_2 - p_4$ у відповідних каналах 1, 7, 8, 14 діють на вирівнювальні плунжери 3 та 12 I-ї ступені. У стабільному положенні плунжерів найбільша різниця тиску в торцевих камерах I-ї ступені при такому самому значенні Δp визначається наступним чином:

$$p_{\max} - p_{\min} = 2\Delta p \quad (2)$$

Порівнюючи рівняння (1) та (2), слід зазначити, що різниця перепадів тиску на входних дроселях 4, 5, 10, 11 зменшується на величину Δp , а точність розподілу, завдяки нерозривності потоків у каналах 1, 7, 8, 14, робочих вікнах 15, 17, 19, 21 підвищується приблизно у 1,5 рази.

Конструктивна схема багатопоточного подільника підвищеної точності поділу наведена на рис. 2, в, г [14]. Вирівнювальні плунжери I-го ступеня під дією гідродинамічних сил рідини повертаються, що підвищує чутливість системи, зменшує тертя (величина Δp) і, як наслідок, додатково підвищує точність розподілу та зменшує діапазон розсіювання похибок. Багатопотоковий подільник є, з одного боку, детермінованою системою, в якій елементи взаємодіють у чітко передбачений спосіб (вхідні та вихідні дроселі, робочі зазори регулюючих органів), а з іншого боку – стохастичною системою, поведінку якої точно передбачити неможливо. Стохастичний характер проявляється у терті регулюючих та врівноважувальних плунжерів, а також у перепаді тиску у відводах при випадкових зовнішніх навантаженнях, вплив яких на точність розподілу можна оцінити лише наближено з певним рівнем ймовірності.

З метою підвищення надійності роботи подільника при малих витратах та збільшення кількості взаємно регульованих потоків запропоновано одноступеневу схему поділу. Елементною базою одноступеневого подільника (рис. 3) є уніфікований

модуль, до складу якого входять регулювальний орган 6, вхідний 1 та вихідний 4 дроселі, а також корпус 9. У середині корпусу розташована командна камера 3. Регулювальний орган виконано у вигляді двох металевих мембран 8 із жорстким центром, які з'єднують командну камеру наступного модуля з відводом. У стінці корпусу 9 передбачено отвір 5 для виходу рідини. Робоча рідина від насоса подається до паралельно встановлених вхідних дроселів 1 і через однакові канали 2 надходить у командні камери всіх модулів. З цих камер рідина окремими потоками проходить через вхідні дроселі, виконані у вигляді кільцевих щілин, у відповідні отвори, а далі – у кишені гідростатичної опори.

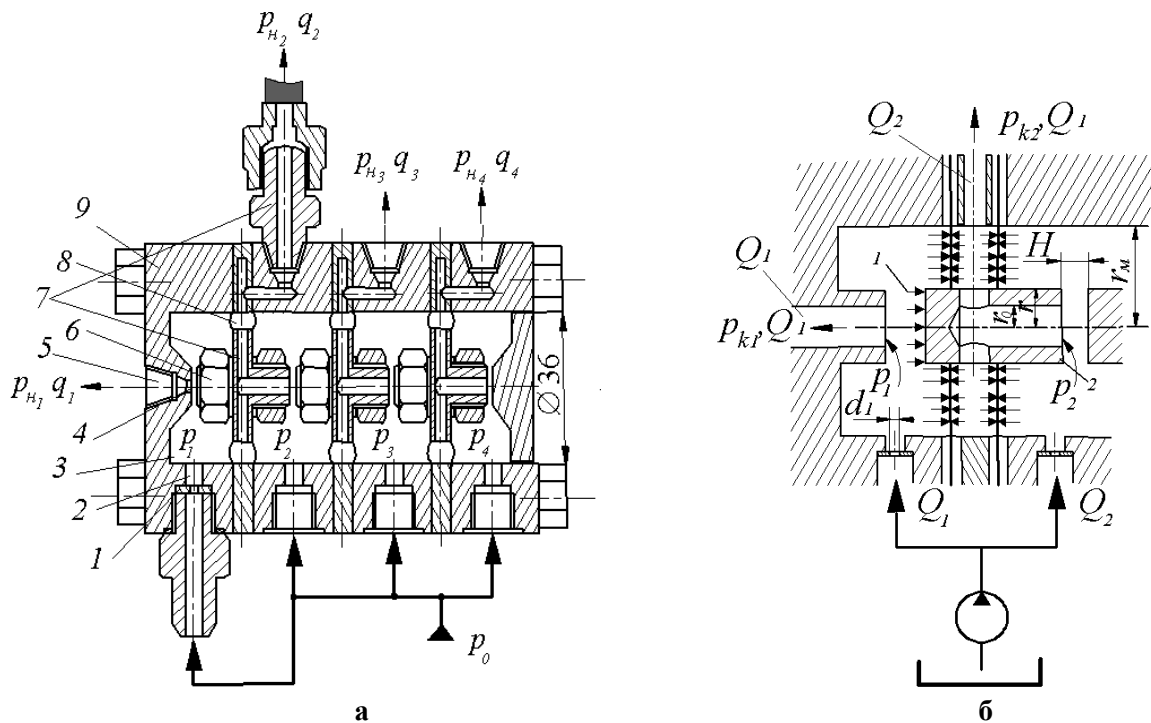


Рис. 3. Багатопотоковий мембранний подільник для систем живлення гідростатичних опор: а – конструктивна схема; б – розрахункова схема мембранного модуля

За усталеного руху рідини тиски p_1, p_2, p_3, p_4 у командних камерах практично однакові, а отже, однаковими є й перепади тиску на всіх вхідних дроселях, а також витрати у відводах ($q_1 \approx q_2 \approx q_3 \approx q_4$). Наприклад, у разі підвищення тиску p_{n1} у кишені гідростатичної опори, тиск p_i у командній камері 3 зростає, що супроводжується зменшенням витрати через відповідний канал, а регулювальний орган 6 переміщується вправо. Це переміщення слугує командою для послідовного (ланцюгового) переміщення наступних робочих органів, яке відбувається через послідовне зменшення прохідних перерізів вихідних дроселів (регульованих щілин) у кожному модулі. У новому рівноважному положенні регулювальних органів витрати у відводах подільника вирівнюються, що забезпечує стабільний розподіл робочої рідини між усіма каналами системи.

Загальновідомо, що найбільша відносна похибка поділу визначається сумою кількох складових $\zeta = \zeta\Delta p + \zeta\Delta q + \zeta\Delta\delta$, зокрема:

- $\zeta\Delta p$ – похибка, обумовлена різницею тиску на торцях плунжерів у встановленому режимі роботи подільника;
- $\zeta\Delta q$ – похибка, спричинена перетіканням рідини через робочі зазори регулюючих органів;
- $\zeta\Delta\delta$ – похибка, зумовлена відхиленнями геометричних форм і розмірів елементів подільника.

Для забезпечення малих і стабільних витрат мастильної рідини у відводах подільника необхідно вирішити наступні завдання:

- 1) підтримувати постійну різницю тиску на торцях регулюючих плунжерів, що відповідає початку або завершенню їх переміщення;
- 2) зменшити облітерацію прохідних перерізів дроселів (як постійних, так і змінних) та робочих зазорів плунжерів;
- 3) суттєво знизити витікання рідини через робочі зазори плунжерів.

Різниця тиску на торцях плунжерів виникає внаслідок сил тертя в парі «плунжер – втулка», причому величина цих сил залежить від тривалості перебування золотника в нерухомому стані під дією тиску. У деяких випадках, при малих робочих зазорах, сили тертя можуть досягати такої величини, що фактично відбувається заклинювання плунжера в корпусі. Основною причиною суттєвого підвищення зусиль на початку переміщення золотника вважається облітерація (заростання) зазору між розподільними поверхнями, спричинена поляризованими молекулами робочої рідини та сторонніми частинками, що перебувають у ній. До факторів, які знижують ймовірність заклинювання плунжера, належать: вібрація плунжерної пари або її осцилюючі переміщення; обертання однієї з деталей пари; пульсації тиску робочої рідини та її фільтрація; збільшення робочого зазору між плунжером та корпусом.

Як показали експериментальні дослідження, плунжери при робочих зазорах 0,015–0,20 мм перебувають у стані коливань навіть за відсутності будь-якого вібраційного приводу. Водночас більш надійною в експлуатації вважається робота подільників з примусовими коливаннями плунжерної пари. Відносна похибка розподілу для чотирьохпоточного подільника як функція суми сил тертя плунжерів визначається за формулою:

$$\xi = \frac{\sqrt{\Delta p_{\partial}}}{\sqrt{\Delta p_{\partial} - \sum T/F}} - 1, \quad (3)$$

де Δp_{∂} – величина втрат тиску на входному дроселі; T – сила тертя плунжера; F – площа плунжера.

Аналізуючи вираз (3), можна зробити висновок, що площа F робочого органу впливає на величину похибки поділу ξ . При однаковому значенні сили тертя похибка поділу зменшується зі збільшенням ефективної площі робочого органу. Практично, $F > 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ (діаметр плунжера $d > 20 \text{ мм}$) похибка поділу при силі тертя $T = 4\text{--}12$ не перевищує 4,3 %. Статистична характеристика подільника визначає залежність витрат від різниці тиску у відводах $q_i = f(\Delta p_n)$, де q_i – витрати рідини у відводах; Δp_n – різниця тиску у відводах, $i = 1, 2, 3, 4 \dots n$.

Відносна похибка поділу потоку визначається за формулою:

$$\xi_i = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\min}} \cdot 100\%, \quad (4)$$

де q_{\max} і q_{\min} – відповідно максимальні та мінімальні витрати, виміряні у відводах при усталеній різниці тиску Δp_n .

Подача робочого мастила при температурі 30–35°C через чотирьохпоточний подільник здійснювалась при різних значеннях тиску у відводах, встановлених за допомогою навантажувальних дроселів. Порядок навантаження відводів був наступним: тиск в одному з відводів встановлювався максимально рівним 2,5 МПа; у другому відводі тиск змінювався від 0 до 2,0 МПа з кроком 0,5 МПа; у третьому та четвертому відводах тиск дорівнював нулю. Кількість можливих комбінацій навантаження склала 19. Експериментально визначені величини відносних похибок для одноступеневого та двоступеневого подільника наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Відносна похибка поділу

Одноступінчатий подільник			Двоступінчатий подільник		
Δp_n , МПа	Δq , л/хв	ξ , %	Δp_n , МПа	Δq , л/хв	ξ , %
0,5-2,5	0,24 - 0,37	8 - 14	0,5-2,5	0,12 - 0,21	4-7,3
	0,18 - 0,48	7 - 19		0,12 - 0,18	4,1-6,2
	0,18 - 0,24	7 - 9,6		0,15 - 0,19	5,1-6,6
	0,42 - 0,87	16 - 36		0,03 - 0,15	1-5,4
	0,78 - 0,84	31 - 33		0,09 - 0,18	3,1-5,7
	0,42 - 0,9	27 - 35		0,12 - 0,15	3,8-5,3
	0,21 - 0,51	8,2 - 20		0,12 - 0,15	4,7-5,2
	0,45 - 0,54	17 - 20,1		0,12 - 0,21	4,2-7,4
	0,54 - 0,60	21 - 22,6		0,06 - 0,24	4,0-8,6
	0,45 - 0,66	17 - 28,6		0,03 - 0,12	1,0-4,3
	0,48 - 0,69	17,7 - 30		0,03 - 0,15	1,0-5,5
	0,15 - 0,49	6,1 - 21,2		0,03 - 0,12	1,0-4,0

Далі розглянемо розробку мембрано-золотникового чотирьохпотокового подільного клапану з регульованими входними дроселями (рис. 4).

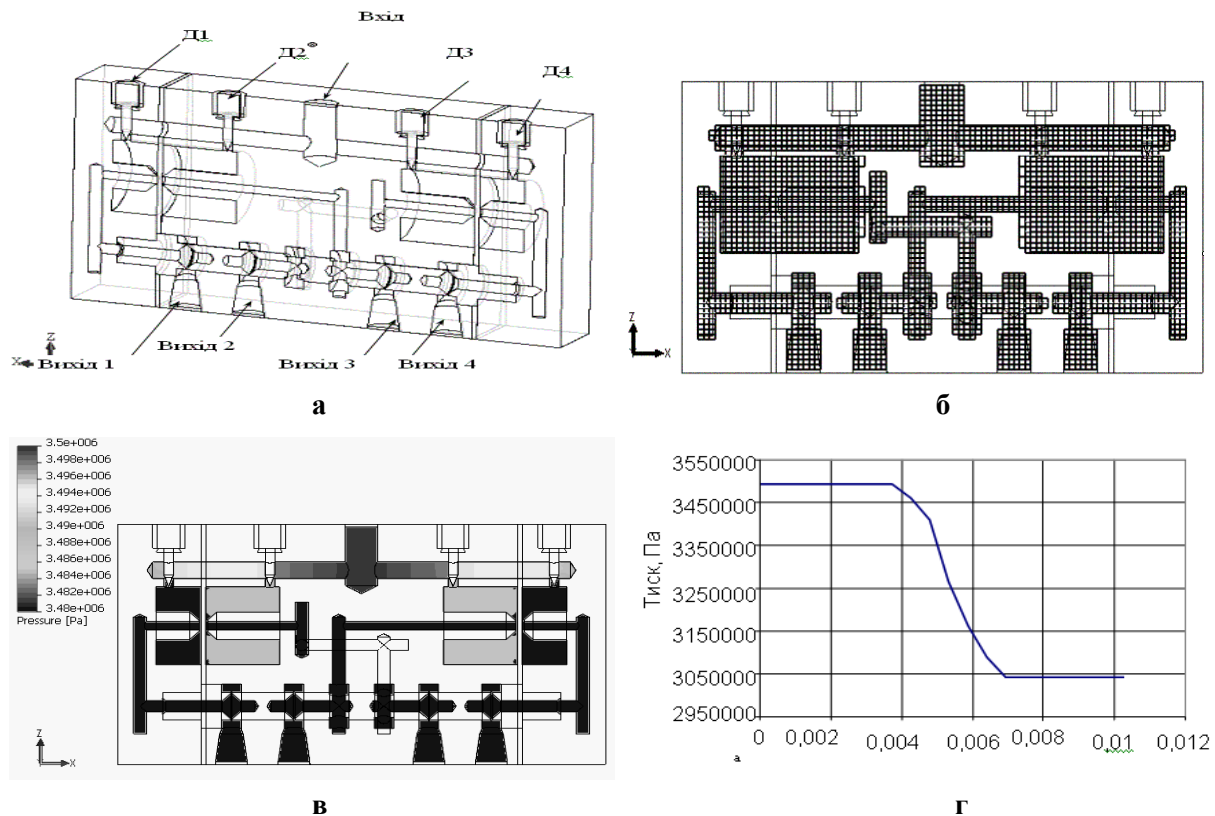


Рис. 4. Мембрано-золотниковий чотирьохпотоковий подільний клапан:
 а – твердотіла модель мембрано-золотникового подільника; б – скінченно-елементна сітка; в – розподіл тиску в каналах (тиск в інтервалі від 3,48 до 3,5 МПа); г – падіння тиску в каналі дроселя

Для моделювання руху робочої рідини використовувалася твердотільна модель мембрано-золотникового подільника потоку, створена в програмному середовищі *SolidWorks* [15–17]. У вихідних даних для моделювання задавалися такі величини тиску на вході та виходах: $p_{вх} = 3,5$ МПа; $p_{вих1} = p_{вих2} = p_{вих3} = p_{вих4} = 3$ МПа. Також

передбачалося забезпечення сталої витрати рідини на всіх виходах 1–4. В якості робочої рідини використовувалася мастило SAE 15W-40.

Для подальшого моделювання була згенерована скінчено-елементна сітка розрахункової області подільника потоку (рис. 4, б) з наступними параметрами: загальна кількість комірок – 20 079, у порожнині – 7 741, перехідних комірок – 12 384, вироджених комірок – 2. Після проведення розрахунку результати відображені в площині XOZ, оскільки ця площина проходить практично через усі канали подільника і надає найбільш повну інформацію про внутрішні процеси. Падіння тиску в каналі дроселя Д4 наведено на рис. 4, г. Математична модель подільника в середовищі SIMULINK включає набір блоків, що формують замкнену структуру з вхідними та вихідними блоками, що дозволяє значно скоротити час проектування гідрообладнання при зміні регулюючих параметрів гідромережі.

Висновки.

Використання подільників потоку у модернізованих гідросистемах дозволяє рівномірно розподіляти робочу рідину між кількома каналами гідростатичних опор (ГСО). Це забезпечує однакову силу та швидкість у різних ділянках системи, запобігаючи дисбалансу та можливим ушкодженням. Підтримуючи такий баланс, подільники потоку сприяють максимізації продуктивності та продовженню терміну служби гідравлічного обладнання.

Однією із ключових переваг подільників потоку є їх здатність ефективно працювати при змінних навантаженнях, автоматично регулюючи клапани відповідно до зміни тиску та потреби системи. Така адаптивність забезпечує безперебійну роботу навіть у складних умовах експлуатації. Ефективний розподіл робочої рідини дозволяє зменшити енергоспоживання, одночасно підвищуючи продуктивність і, в підсумку, скорочують експлуатаційні витрати, пов'язані з гідросистемами. Включення подільника потоку в гідравлічну систему значно підвищує її ефективність, надійність та загальну продуктивність. Завдяки здатності рівномірно розподіляти рідину між різними компонентами та плавно адаптуватися до змінних умов роботи, клапани відіграють важливу роль у забезпеченні оптимального функціонування гідростатичних опор.

Водночас похибка роботи подільного клапана при постійному коефіцієнті підсилення залежить, головним чином, від роботи першого ступеня поділу. Крім того, зі збільшенням частоти зміни навантаження підвищується динамічна неузгодженість між рухомими елементами гідросистеми.

Список використаних джерел.

1. Буренников Ю. А., Немировский З. А., Козлов Л. Г. Гідравліка і гідропневмопривід: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2003. 123 с.
2. Гевко Б. М., Білик С. Г., Ліник А. Ю., Фльонц О. В. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки: посібник. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. 384 с.
3. Федориненко Д. Ю., Сапон С. П. Шпиндельні гідростатичні підшипники: монографія. Черніг. нац. технол. ун-т. Чернігів: ЧНТУ, 2016. 403 с. <http://ir.stu.cn.ua/handle/123456789/29534>
4. Доценко В. М., Ковеза Ю. В., Усик В. В. Аналіз роботи опорних підшипників турбомашин на екологічно чистих рідинах. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2022, № 3 (179). С. 37–42. <https://doi.org/10.32620/akt.2022.3.04>
5. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Пімонов І. Г., Резніков О. О., Шевченко В. О., Щербак О. В. Об'ємні гідроприводи для машин технічного обслуговування аеродромів та літаків: монографія. Харків: ХНАДУ, 2022. 305 с.
6. Руткевич В., Шаргородський С., Остапенко О. Розробка експериментального стенду для ресурсного дослідження дросельного дільника потоку з компенсаційними штоками. *Herald of Khmelnytskyi national university*, 2025. 5/2 (357). С. 266–271. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2025-357-94>

7. Білий Р.В. Регулювання дільника потоку рідини діафрагмуванням. Режим доступу: <https://ena.lpnu.ua:8443/server/api/core/bitstreams/2e8f5cfc-ffaf-455b-8f49-8c5066a035a6/content>
8. Орел В. І., Завойко Б. В., Гаврилів М. Є. Дослідження дільника потоку рідини. Вода в харчовій промисловості: Збірник матеріалів III Всеукраїнської науково-практичної конференції. Одеса: ОНАХТ, 2012. С. 123–124.
9. Орел В. І., Завойко Б. В., Гаврилів М. Є. Регулювання дільника потоку рідини. Вода в харчовій промисловості: Збірник матеріалів IV Всеукраїнської науково-практичної конференції. Одеса: ОНАХТ, 2013. С. 138–139.
10. Чуйко В.П. Експериментальне дослідження впливу регульованого дроселя на лінійність параметрів гідравлічної системи. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2014. 6/7(72). С.24–28. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.30659>
11. Сахно Є. Ю., Шевченко Я. В. Регулятор жорсткості гідростатичних опор. Патент UA № 109810 С2 F16C 32/06. № а2013 12230. заяв. 18.10.13 опубл. 12.10.15. Бюл. № 19.
12. Дільники потоку. URL: <https://skr-hydraulic.com.ua/uk/dilnik>.
13. Дільники потоку DFL. URL: https://hydro-maximum.com.ua/ua/g22254963-deliteli-potoka-dfl?srsltid=AfmBOopNzUN5Q9h_SiteCTeAJKmFeFuaGdREBsXJ19BNQPvcn3oeT0q7.
14. Сахно Ю. О., Сахно Є. Ю., Шевченко Я. В. Аналіз роботи багатопотокового подільника потоку дросельного типу для визначення якості та надійності його експлуатації. *Чернігівський науковий часопис*, 2011. Вип. 2. С. 140–148.
15. Іванчук Я. В. Методика комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних машин. URL: <https://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/29519>.
16. Димитрієва Н. Ф. Моделювання фізичних процесів: Комп'ютерний практикум [Електронний ресурс] : навчальний посібник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 96 с.
17. Ворощук В. Я., Вітенько Т. М. Solidworks у завданнях 3D моделювання та інжинірингу технічних систем: навчальний посібник. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 164 с.

Стаття надійшла до редакції 30.09.2025

Стаття прийнята 06.10.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



ON THE ISSUE OF DESIGNING A FLOW DIVIDER FOR THE HYDROSTATIC SUPPORT POWER SYSTEM

E. Sakhno, S. Kovalenko

Chernihiv Polytechnic National University

Summary

In recent years, there has been a tendency to reduce the dimensions and complexity of the design of hydraulic components, which is due to the improvement of processing technologies and the improvement of the efficiency of production processes. Nowadays, cartridge (spool) separators and flow adders are becoming more and more widely used.

The article discusses the issue of designing a working fluid flow divider for a modernized hydrostatic support power supply system. The capabilities of multi-flow dividers, regarding the uniformity of liquid distribution, and the forces that affect the quality of work of a hydraulic unit with a rotating shaft are considered and compared. It is shown that the error of the dividing valve at a constant amplification factor depends on the operation of the first stage of separation, since the changes in the cross-sections of the inlet throttles during the oscillation of the plunger are insignificant. The results of modeling the flow divider in the SolidWorks software complex are provided.

The use of flow dividers in hydraulic systems provides a number of advantages, including precise control of individual drives and guaranteed delivery of the required amount of working fluid. This contributes to increasing the overall efficiency and productivity of the system, and also prevents overloading of its elements due to the even distribution of the load between the components of the hydraulic system.

Key words: hydrostatic supports, power supply system, flow divider, separation error.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-5>
УДК 621.22:539.3

АНАЛІЗ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РАДІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ

ANALYSIS OF CONTACT INTERACTION OF COMPOUND-PROFILE ELEMENTS OF RADIAL-PISTON HYDRAULIC TRANSMISSIONS

М. М. Ткачук ¹ , д-р техн. наук, старший дослідник	ORCID: 0000-0002-4753-4267
І. П. Гречка ^{1*} , канд. техн. наук, доцент	ORCID: 0000-0003-4907-9170
О. С. Льозний ¹ , аспірант	ORCID: 0009-0001-1122-9068
А. В. Грабовський ¹ , д-р техн. наук, професор	ORCID: 0000-0002-6116-0572
М. А. Ткачук ¹ , д-р техн. наук, професор	ORCID: 0000-0002-4174-8213

¹ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
*e-mail: girinap7@gmail.com.

Анотація. Мета роботи – створення математичної моделі контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб'ємних передач та дослідження впливу форми їхніх контактуючих поверхонь на міцність цих елементів. Така модель будується на основі теорії розвитку та адаптації варіаційних нерівностей. Дискретизація задачі здійснюється із залученням методу скінченних елементів. За допомогою створеного засобу досліджень проаналізовано вплив форми поперечного перерізу бігової доріжки статорного кільця на розподіл контактного тиску у взаємодії із кульковим поршнем. На цій основі рекомендовані раціональні профілі поперечного перерізу бігової доріжки статорного кільця.

Ключові слова: кульковий поршень, бігова доріжка статорного кільця, контактна взаємодія, складнопрофільне тіло, теорія варіаційних нерівностей, метод скінченних елементів.

Постановка проблеми.

Сучасні транспортні засоби спеціального призначення підлягають різним тенденціям, які реалізуються у ході проектних розробок та модернізації. Одна із провідних тенденцій, яка продиктована усе зростаючими вимогами до їх тактико-технічних характеристик, полягає у різкому підвищенні їх рухливості. Тобто, мова йде про підвищення ефективності роботи складових ланцюга «двигун – трансмісія – рушій». При цьому з боку двигуна вимагається рівень енергонасиченості машини до 30 к.с/тонна та вище. З боку рушія – це здатність забезпечувати підвищену прохідність та маневреність (наприклад, застосування модернізованого гусеничного рушія). Разом із тим такі технічні рішення не можуть дати бажаного ефекту, якщо не буде синтезована відповідна їм за властивостями середня ланка – трансмісія. У цьому сенсі трансмісія стає не просто середньою, а – центральною ланкою у зазначеному ланцюгу «двигун – трансмісія – рушій». Тобто, якщо у розпорядженні є вдалі технічні рішення двигуна та рушія, то тактико-технічні характеристики транспортного засобу спеціального призначення напряму залежать від рівня технічного рішення саме трансмісії.

Маючи на увазі відмічену особливість, одним із перспективних технічних рішень є радіально-поршнева гідрооб'ємна передача, яка працює у паралельному потоці потужності разом із механічною коробкою переміни передач.

Зокрема, одним із таких варіантів є радіальна гідропередача ГОП-900 [1]. Ця передача має у своєму складі насос та гідромотор. Кожна із цих складових має схожу структуру: у роторі (блок циліндрів) здійснює зворотньо-поступальний рух кульковий

поршень; одночасно цей поршень перекочується під високим притискним навантаженням уздовж бігової доріжки статорного кільця.

Таким чином, значною мірою технічні характеристики досліджуваної гідрооб'ємної передачі лімітує міцність контактуючих елементів, зокрема, кулькового поршня та статорного кільця. При цьому якщо форма поршня (куля) та його діаметр визначаються обраним типом гідрооб'ємної передачі та її характеристиками (потужність, робоча частота обертання, робочий об'єм тощо), то форма поперечного перерізу торовидної бігової доріжки статорного кільця є варійованою та шуканою із умов міцності цих контактуючих складнопрофільних тіл.

У підсумку виникає задача аналізу контактної взаємодії складнопрофільних тіл, яка має певну специфіку порівняно із традиційними задачами контактної механіки. Відповідно, потрібно здійснити попередній аналіз існуючих моделей та методів аналізу контактної взаємодії елементів конструкцій складної форми, визначити напрямки, розробити удосконалені моделі та методи та здійснити відповідні дослідження контактної взаємодії контактуючих складнопрофільних елементів гідрооб'ємної передачі.

Аналіз останніх досліджень.

Дослідженням контактної взаємодії пружних тіл різної форми присвячено багато публікацій. Розроблені та застосовані різні моделі та методи аналізу напружено-деформованого стану контактуючих тіл.

Так, у роботі [2] розглядається задача одностороннього контакту через нелінійний поверхневий Вінклеровий шар масивного пружного тіла та композитного тіла, що складається з тонкого покриття у вигляді оболонки типу Тимошенко та масивної пружної основи, з'єднаної з покриттям через інший нелінійний шар Вінклера. Представлене слабке формулювання цієї задачі у вигляді нелінійного варіаційного рівняння. За допомогою апроксимації методом скінченних елементів розроблений метод використовується для дослідження контакту між двома масивними пружними тілами з поверхневою канавкою за наявності тонкого покриття та нелінійних поверхневих шарів типу Вінклера. Аналізується залежність контактних та міжфазних напружень від висоти покриття та параметра шару Вінклера.

У роботі [3] досліджено задачу контакту між двома пружними тілами, одне з яких має розривне тонке пружне покриття у вигляді оболонки типу Тимошенко. Проаналізовано залежності поверхневих та еквівалентних напружень від висоти та жорсткості покриття.

Аналогічно, у роботі [4] розглядається задача контактної взаємодії двох пружних тіл, одне з яких має покриття у вигляді тонкої оболонки типу Тимошенка, з'єднаної з тілом через нелінійний шар Вінклера. Сформоване слабке формулювання цієї задачі у вигляді нелінійного варіаційного рівняння.

Термопружна поведінка гетерогенного біматеріалу з міжфазною тріщиною, береги якої контактують кінцями під дією сил стиску та однорідного теплового потоку, досліджується у роботі [5].

Задача контактної взаємодії кількох пружних тіл з нелійними поверхневими шарами Вінклера розглядається у роботі [6]. Для розв'язання нелінійного варіаційного рівняння з недиференційовним оператором, що відповідає цій контактній задачі, пропонується використовувати неявні двоточкові комбіновані диференціально-різницеві паралельні ітераційні алгоритми розкладання області типу Робіна.

Формулювання методу граничних елементів (МГЕ) для моделювання тангенціального контакту із пружним напівпростором, покритим пружним шаром із різними пружними властивостями, представлено у роботі [7].

У роботі [8] зазначено, що «загальновідомо, що загальні варіаційні нерівності надають нам єдину, природну, нову та просту основу для вивчення широкого класу

непов'язаних проблем, які виникають у чистих та прикладних науках. У цій статті вводяться та аналізуються деякі нові класи загальних варіаційних нерівностей, які пов'язані з критеріями оптимальності диференційованої неопуклої функції. Низка нових та відомих чисельних методів для розв'язання загальних варіаційних нерівностей та задач рівноваги з використанням різних методів включають проєкцію, рівняння Вінера-Хопфа, динамічні системи, допоміжний принцип та штрафну функцію. Аналіз збіжності цих методів досліджується за відповідних умов. Наведено деякі чисельні приклади для ілюстрації та реалізації запропонованих методів: функції добротності, аналіз чутливості, коректні критерії, межі похибки та інші аспекти цих загальних варіаційних нерівностей» [8].

Чисельний алгоритм розв'язування фрикційної контактної задачі про взаємодію шару зі штампами складної форми побудовано у роботі [9]. Алгоритм ґрунтується на методі інтегральних рівнянь і зведенні до задачі квадратичного програмування. Контактну задачу, в якій область взаємодії невідома, сформульовано у вигляді інтегральних рівнянь-нерівностей Сінборіні. Із використанням кубатурних формул задачу трансформовано до системи лінійних алгебричних рівнянь-нерівностей. Розв'язування цієї системи зведено до задачі квадратичного програмування. За допомогою розробленого алгоритму досліджено фрикційні контактні задачі про взаємодію шару зі штампами різних форм.

У роботі [10] зазначено, що «контакт колеса та рейки відіграє життєво важливу роль у залізничному транспорті... Варіаційна теорія Калькера може бути використана на кожній окремій плямі для локальної оцінки контакту».

У роботі [11] розглядаються «досягнення в розумінні та моделюванні сил повзучості між колесом та рейкою. Основна увага приділяється трибологічним аспектам, у яких за останні два десятиліття досягнуто значного прогресу. Ми підкреслюємо роль, яку відіграють стани поверхні, тобто наявність рідких та твердих шарів, шорсткість поверхні та приповерхнева пластична деформація. Оскільки ці стани поверхні можуть змінюватися з часом, у характеристиці сили повзучості можуть виникати часові зміни» [11].

Таким чином, роботи [2–11] охоплюють тематику контактної взаємодії на макромасштабі. Одним із основних методів дослідження контактної взаємодії – варіаційний підхід. Проте у цих та інших роботах відсутнє повне вирішення задач контактної взаємодії для складнопрофільних тіл. Окрім того, важливими є питання моделювання властивостей різного роду покриттів та шорсткості.

Цим питанням присвячені інші публікації. Так, у роботі [12] зазначено, що «контакт між пружними шорсткими поверхнями є однією з фундаментальних проблем у трибології. За допомогою методу граничних елементів ми вивчаємо вплив анізотропії шорсткості на реальну площу контакту та на розділення навантаження як для класичного гауссового розподілу висоти, так і для розподілу Вейбулла, у загальному випадку степеневому закону PSD. Ми виявляємо, що анізотропія впливає на площу контакту та розділення навантаження однаково для гауссових та негауссових поверхонь, і тому ефект може бути врахований одним параметром, який ми витягуємо з теорії Перссона. Далі ми використовуємо результати для розширення теорії адгезії на великі відстані за допомогою ВАР на гауссові та негауссові (Вейбуллівські) поверхні, як ізотропні, так і анізотропні. Для реальної площі контакту результати для поверхонь Вейбулла відомі в літературі» [11].

З іншого боку, у роботі [13] зазначено, що «вплив шорсткості на адгезію вивчається з часів Фуллера та Табора, але останнім часом точаться дебати щодо того, як саме шорсткість, здається, знищує (а іноді посилює!) адгезію, особливо стосовно прийнятої моделі фрактальної шорсткості. Ми показуємо, що критерій Перссона-Тосатті не залежить від анізотропії поверхні для типової степеневі PSD, якщо його записати через середньоквадратичне відхилення шорсткості та збільшення. Натомість, дуже

просте розширення моделі опорної площі (ВАМ) Чаварелли на анізотропну фрактальну поверхню показує слабку, але чітку залежність від анізотропії, з вищою адгезією в 1D випадку, що демонструє кращу відповідність, ніж критерій Персона-Тосатті, фактичним числовим результатам Афферанте Віолано та Діні. Однак жодна з двох моделей не дозволяє вловити сильний гістерезис, виявлений в експериментах між навантаженням і розвантаженням, що, ймовірно, більше посилює адгезію, коли ми переходимо від ізотропного до повного 1D випадку. Це свідчить про те, що механізм посилення навантаження вздовж контактних ліній та пов'язані з ним пружні нестійкості не враховуються ні моделлю Персона-Тосатті, ні моделлю ВАМ, застосованою до анізотропних поверхонь» [13].

У роботі [14] розглянуто адгезію (макроскопічно) жорстких інденторів із плоскими кінцями, на лицьову поверхню яких накладено короткохвильову хвилястість, як просту модель шорсткості в контакті, та пружного тіла, покритого м'яким пружним шаром. М'який шар має амбівалентний вплив на міцність адгезії: (а) завдяки м'якості він сприяє утворенню повного контакту, тим самим суттєво збільшуючи адгезійну міцність; (б) з іншого боку, теоретична міцність у повному контакті зменшується через малу пружність. «Ми досліджуємо критичну товщину поверхневого м'якого шару для досягнення максимальної адгезійної міцності контакту. Ми виявляємо, що властивості адгезійного контакту змінюються не безперервно з товщиною шару, та знаходимо відповідні критичні значення, що розділяють різні режими адгезійної поведінки» [13].

У роботі [15] «досліджується адгезійний контакт між шорсткістю волоконної структури та пружним напівпростором із використанням методу граничних елементів. Волокна моделюються як м'які циліндри з постійною жорсткістю та гаусовим розподілом висот. Адгезійна міцність визначається як функція попереднього навантаження, шорсткості та жорсткості фібрил. Адгезійна міцність після достатньо великого попереднього навантаження зростає зі зменшенням жорсткості фібрил, прагнучи до граничного значення, яке не залежить від шорсткості. Ця модель спрямована на подолання граничних випадків дуже жорстких та надзвичайно м'яких волокон» [15].

Також становлять інтерес властивості покриттів на поверхнях деталей, які виготовлені із різних матеріалів. У статті [16] представлені результати досліджень формування однофазного боридного шару та твердогазового силіцювання вуглецевої конструкційної сталі. Показано вплив розміру зерен порошку та складу насичувальної суміші на структуру та властивості дифузійних покриттів.

Алюмінієві сплави, поряд з позитивними властивостями – низька щільність, висока питома міцність, електропровідність, пластичність, в'язкість та інші, мають недоліки: низькі твердість, модуль пружності, зносостійкість і висока хімічна активність у багатьох неорганічних кислотах. Усунути ці недоліки може метод МДО [17].

Таким чином, маємо вихідні дані для подальших досліджень складнопрофільних тіл із покриттями. Далі постає проблема пошуку методів розв'язання таких задач.

Так, у роботі [18] міститься низка точних рішень контактних задач. Проте повного розв'язання задачі про контактну взаємодію складнопрофільних 3D тіл із урахуванням властивостей поверхневих шарів у загальному випадку немає. Тому постає задача створення нового підходу до розв'язання задач подібного типу.

Зокрема, такі дослідження становлять інтерес для взаємодії кулькових поршнів радіальних гідрооб'ємних передач [1, 19].

Дослідження виконані на розвиток робіт [20–22].

Методологія дослідження.

Математична модель контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб'ємних передач

Розглянемо, як і у роботах [20–22], загальний випадок контактної взаємодії складнопрофільних тіл Ω_1, Ω_2 , які покриті тонкими поверхневими шарами матеріалів Ω'_1 та Ω'_2 . Смісл цих та інших величин та параметрів видно із рис. 1.

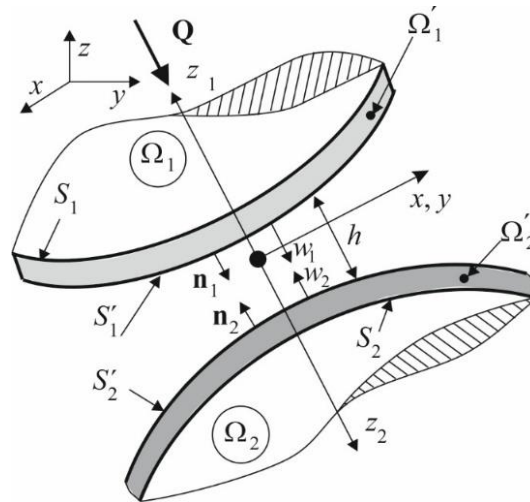


Рис. 1. Контакт складнопрофільних тіл Ω_1, Ω_2 за наявності проміжних шарів (покриттів) відповідно

Якщо звернутися до постановки задачі аналізу напружено-деформованого стану контактуючих тіл у пружних переміщеннях точок цих тіл u , то згідно із теорією варіаційних нерівностей дійсний їх розподіл u^* визначається із умови мінімуму функціоналу

$$J(u) \rightarrow \min, u \in K, \quad (1)$$

де K – множина розподілів переміщень, які задовольняють умовам непроникнення тіл одне в одного

$$\Delta(u) \leq \Delta^*, \quad (2)$$

де $\Delta(u)$ – зміна зазору між поверхнями контактуючих тіл у навантаженому (деформованому) актуальному стані; Δ^* – початковий зазор між цими поверхнями.

Функціонал $J(u)$ має такий вигляд

$$J = \frac{1}{2} \int_{(\Omega)} \sigma_{ij}(u) \cdot \varepsilon_{ij}(u) d\Omega - \int_{(S)} f \cdot u dS, \quad (3)$$

де $\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ – компоненти тензорів напружень та деформацій, які визначаються за відповідними співвідношеннями за компонентами переміщень u [20–22]; f – масив зовнішніх навантажень (у цьому випадку ілюструється притискною силою Q , рис. 1).

У (3) об'єм Ω та поверхня S складаються із частин

$$\Omega = \Omega_1 \cup \Omega'_1 \cup \Omega_2 \cup \Omega'_2, \quad (4)$$

$$S = S'_1 \cup S'_2. \quad (5)$$

Якщо дискретизувати розподіл шуканих переміщень u у вигляді скінченно-елементної апроксимації [23], то

$$u = \sum \alpha_j \cdot \varphi_j. \quad (6)$$

де α_j – компоненти масиву вузлових параметрів альфа; φ_j – базисні функції.

Тут підсумовування здійснюється на множині вузлів j .

У результаті задача (1) зводиться до проблеми квадратичного програмування

$$J = \frac{1}{2} \sum_{s,t} R_{st} \cdot \alpha_s \cdot \alpha_t - \sum_s \mu_s \cdot \alpha_s \rightarrow \min, \quad (7)$$

$$D \cdot \alpha \leq B, \quad (8)$$

де R_{st} – компоненти матриці жорсткості R [23]; μ_s – компоненти масиву вузлових навантажень μ ; D – матриця, яка формує міжвузлові зазори; B – масив міжвузлових початкових зазорів.

Мінімізація (7) на множині обмежень (8) дає розв’язок дискретної задачі, який при підстановці у (6) призводить до наближеного розв’язку за (6), а відтак – і компоненти напружено-деформованого стану σ_{ij} , ε_{ij} та розподіл контактного тиску q на S .

Якщо варіювати S , то буде установлена залежність $q(S)$, $\sigma_{ij}(S)$, $\varepsilon_{ij}(S)$, $u(S)$. Відповідно, на цій основі можна організувати задачу синтезу

$$S^* : \rho(S) \rightarrow \text{extr}, \quad (9)$$

де $\rho(S)$ – деяка характеристика (рівень контактного тиску, напружень тощо), яка визначає ту чи іншу умову міцності, що залежить від умов у конкретному випадку. Аналогічна ситуація – і щодо впливу на контактну взаємодію складнопрофільних тіл властивостей матеріалів їхніх поверхневих шарів Ω_1 та Ω_2 .

Таким чином, розроблена математична модель дає можливість як установлювати закономірності контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб’ємних передач, так і обґрунтовувати їх прогресивні технічні рішення із підвищеними характеристиками міцності.

Результати дослідження.

Як приклад застосування розробленого підходу – аналіз контактної взаємодії кулькового поршня гідравлічної радіально-об’ємної передачі ГОП-900 (рис. 2) із біговою доріжкою її статорного кільця (рис. 3) [1, 20–22], здійснений за допомогою методів скінченних та граничних елементів.

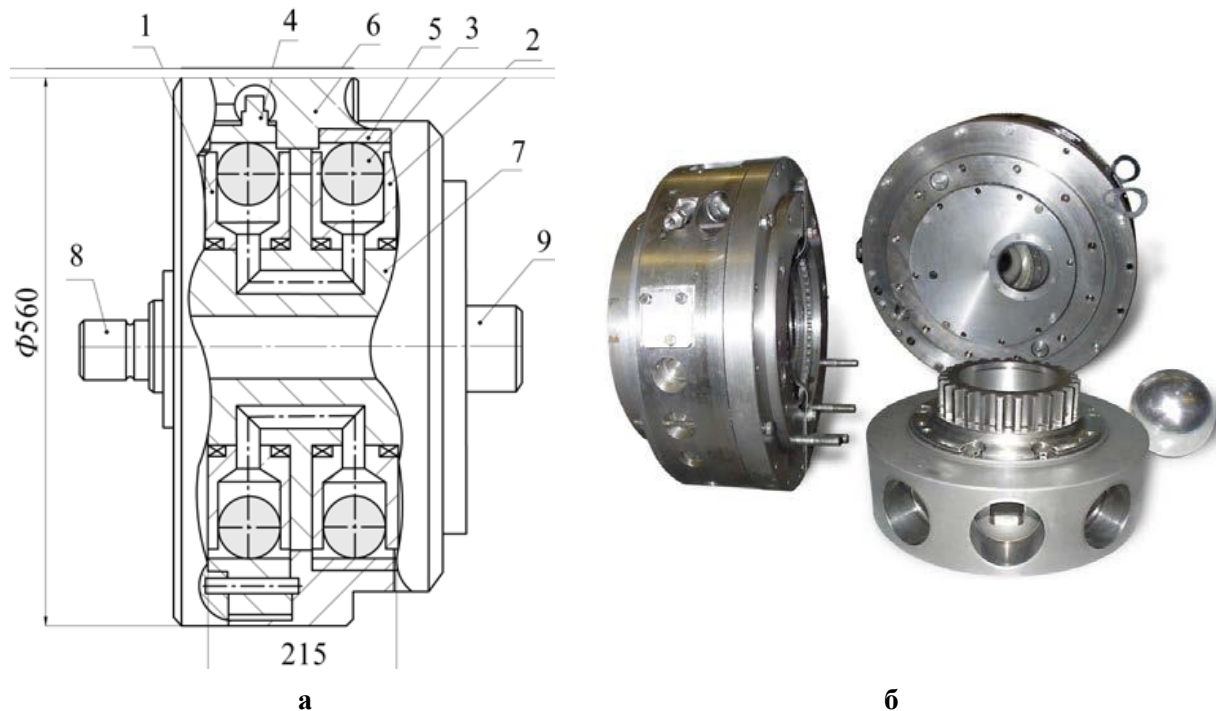


Рис. 2. Гідравлічна передача ГОП-900 (а) та її окремі частини (б):

1 та 2 – блоки циліндрів (ротори) насоса та гідромотора відповідно; 3 – кульково-поршнева частина; 4 та 5 – статорні кільця насоса та гідромотора відповідно; 6 – корпус; 7 – блок розподільних валів; 8 та 9 – вхідний та вихідний вали

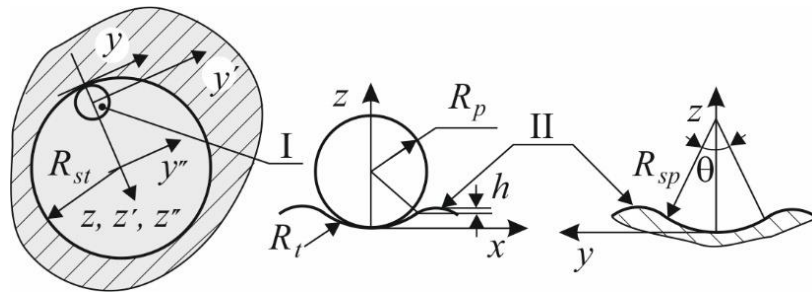


Рис. 3. Схема взаємодії кулькових поршнів I із біговою доріжкою II статорного кільця гідропередачі

Тут поршень I – куля (поршень) радіусом R_p , поверхня II (бігова доріжка статорного кільця) – тор із поперечним профілем Г.

Профіль Г – поєднання дуг із радіусом R_{sp} . Кут розхилу центральної дуги – θ (див. рис. 3).

Для визначеності прийнято: радіус бігової доріжки статорного кільця $R_{st} = 0,128$ м; радіус поршня $R_p = 0,03175$ м; поперечний профіль бігової доріжки статорного кільця у площині zy утворений дугами кіл із радіусами R_{sp} із кутом спряження $\theta = \pi/12$. Модулі пружності матеріалів сталевого поршня та статорного кільця E прийняті рівними $2 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнти Пуассона – 0,3. Притискна сила – від 20 до 200 кН (із дискретною 20 кН).

Досліджувалися варіанти:

- радіус R_{sp} ; $k = 1, 2, 3$; $R_{sp} = R_1 = 1,05 \cdot R_p$; $R_{sp} = R_2 = 1,01 \cdot R_p$; $R_{sp} = R_3 = 0,99 \cdot R_p$;
- жорсткісні властивості матеріалів поверхневих шарів (тобто залежність величини обтискання w^L цих шарів від діючого на них тиску q) – функції f_i ; $l = A, B, C$; залежності – на рис. 4.

Тут початкова ділянка наведених на рис. 4 характеристик відповідає контактній жорсткості 10^{13} Н/м³.

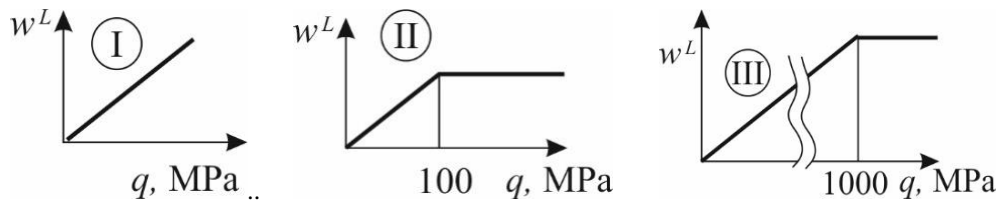


Рис. 4. Характеристики матеріалів поверхневих шарів у досліджуваному сполученні

На рис. 5–13 наведені ілюстрації результати здійснених чисельних досліджень у вигляді розподілів контактного тиску (МПа) уздовж довгої осі плями контакту (x , мм) для притискної сили – від 20 до 200 кН із кроком 20 кН для деяких варіантів радіусу поперечного перерізу R_{sp} ($k = 1, 2, 3$) та жорсткісних характеристик ($l = A, B, C$).

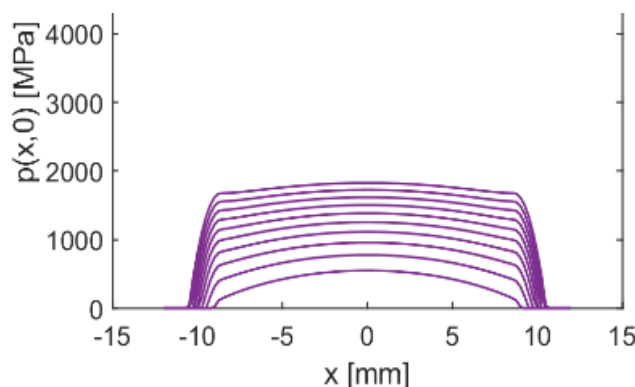


Рис. 5. Розподіл контактного тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 1$ та $l = A$

Як видно із рис. 5–13, за наявності лінійно-пружного шару (*A*) між контактуючими тілами область контакту є більшою, ніж для варіантів пружно-жорсткого (*B*, *C*). Причому чим більш жорстка характеристика, тим менша область контакту.

З іншого боку, чим менший радіус центральної частини профіля тора Γ , тим більше видозмінюється форма області контакту. Так, для варіанту 1 форма більше схожа до овалу або до криволінійного чотирикутника. Для варіанта 3 – це двозв'язна (або гантелевидна – за підвищених навантажень) область. Для варіанта 2 – перехідний характер між варіантами 1 і 3.

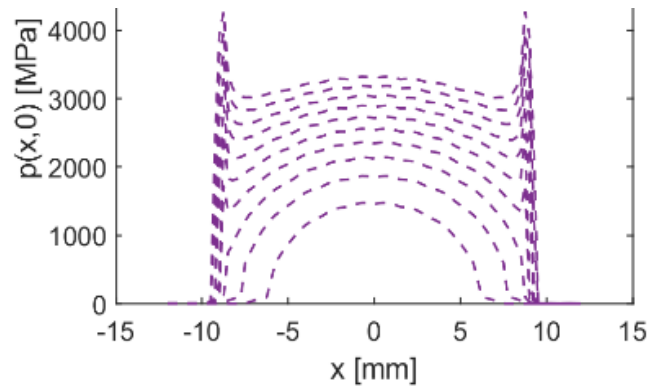


Рис. 6. Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 1$ та $l = B$

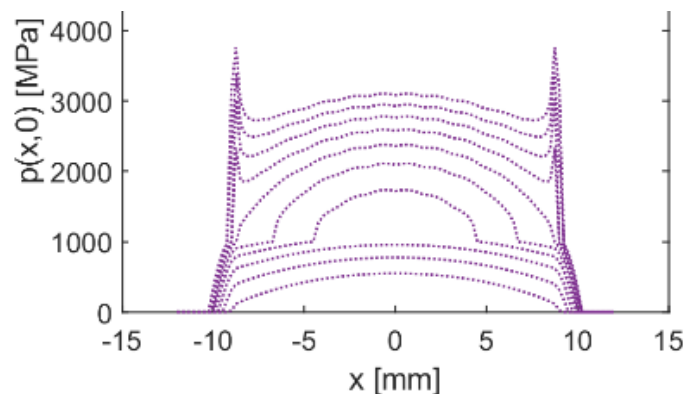


Рис. 7. Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 1$ та $l = C$

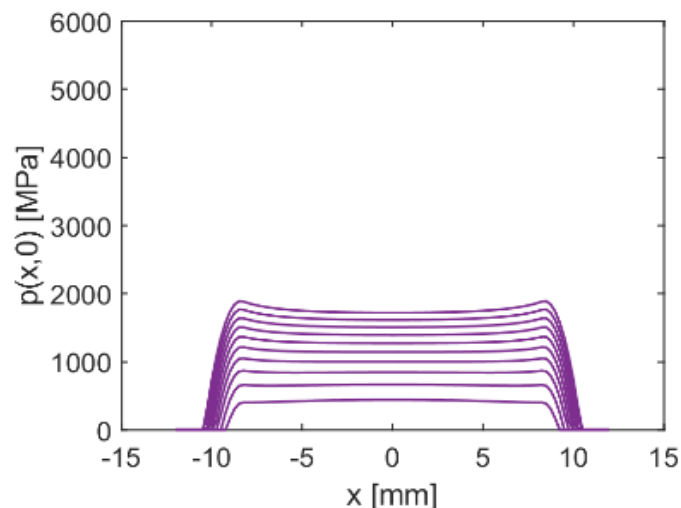


Рис. 8. Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 2$ та $l = A$

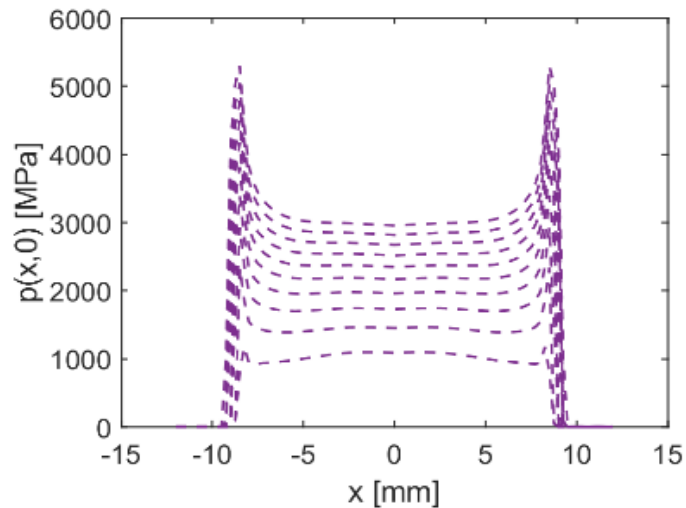


Рис. 9. Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 2$ та $l = B$

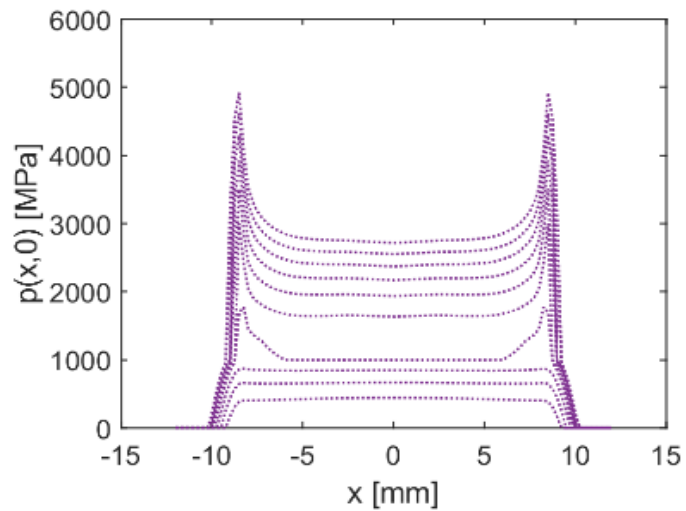


Рис. 10. Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 2$ та $l = C$

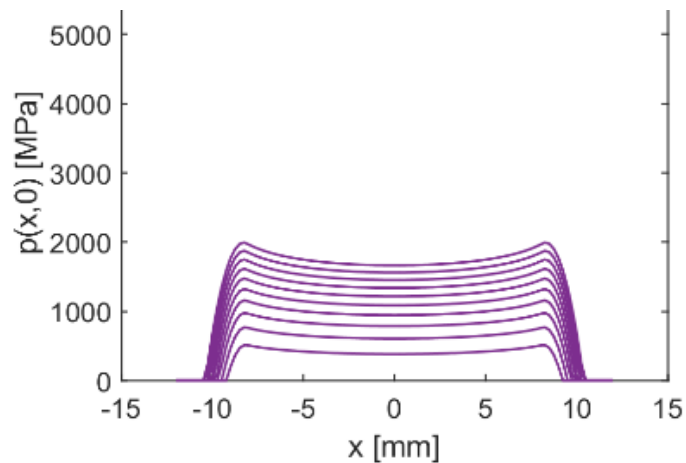


Рис. 11. Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 3$ та $l = A$

Що стосується рівня контактної тиску, то він має тенденцію до набуття деякого більш-менш зниженого рівня у зоні перевищення радіуса дуги профіля тора над радіусом кулі на $\approx 5\%$. З іншого боку, чим більш жорсткий проміжний шар між цими тілами, тим вищий рівень контактної тиску.

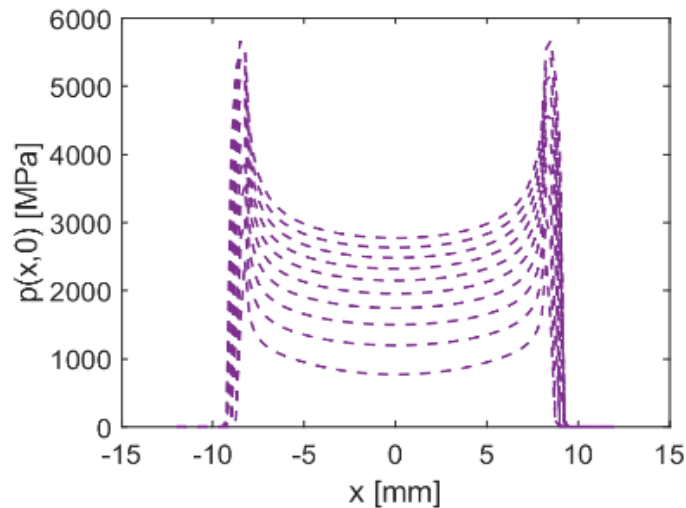


Рис. 12. Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 3$ та $l = B$

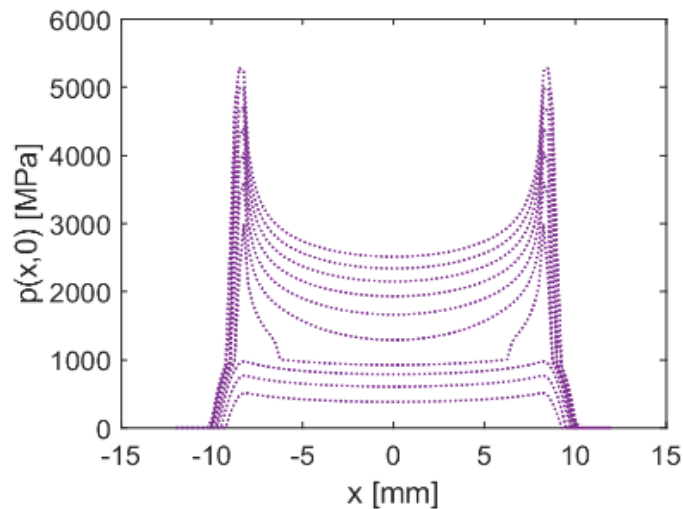


Рис. 13. Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 3$ та $l = C$

Таким чином, отримані дослідження дають можливість установити закономірності контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідروоб'ємних передач. Крім того, на цій основі можливо обґрунтовувати прогресивні технічні рішення гідروпередач із високими технічними характеристиками.

Висновки.

Для аналізу контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб'ємних передач розроблена удосконалена математична модель. Вона базується на розвитку та адаптації теорії варіаційних нерівностей. Задача аналізу контактної взаємодії та напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл зведена до проблеми мінімізації функціоналу повної внутрішньої енергії системи контактуючих тіл на множині приміщень, які задовольняють умовам непроникнення цих тіл одне в одного. При цьому, на відміну від традиційних підходів, геометрична форма контактуючих тіл позбавлена низки суттєвих обмежень. Окрім того, ця форма є варійованою та шуканою. У сукупності це дає можливість здійснювати поглиблений та більш адекватний аналіз контактної взаємодії та напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл. Окрім того, створена основа для синтезу прогресивних технічних рішень, зокрема, гідропередач для перспективних трансмісій транспортних засобів спеціального призначення, за критеріями міцності.

У розроблену модель інтегровано, окрім опису геометричної форми, ще й властивості поверхневих шарів матеріалів контактуючих тіл. Таким чином, разом із конструктивними, шуканими та оптимізовуваними стають ще й технологічні рішення стосовно обробки поверхонь досліджуваних тіл.

У ході досліджень встановлено суттєвий вплив конструктивних та технологічних параметрів на розподіл контактного тиску між кульковим поршнем та торовидною біговою доріжкою статорного кільця радіальної гідропередачі. Шляхом варіювання цих параметрів стає можливим забезпечити міцність цих складнопрофільних тіл. Відповідно, вдасться підвищити технічні характеристики створюваної гідропередачі.

Список використаних джерел.

1. Samorodov V., Avrunin G. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine. *Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units*, 2021. № 1, 81–87. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2021.1.10>
2. Dyyak I. I., Prokopyshyn I. I., Prokopyshyn I. A., Styahar A. O. Numerical analysis of contact between elastic bodies in the presence of thin coating and nonlinear winkler surface layers. In: Altenbach H., Bogdanov V., Grigorenko A. Y., Kushnir R. M., Nazarenko V. M., Eremeyev V. A. (eds) Selected problems of solid mechanics and solving methods. *Advanced Structured Materials*, 2024. 204. https://doi.org/10.1007/978-3-031-54063-9_9
3. Prokopyshyn I. I., Styahar A. O. Numerical analysis of contact of the elastic bodies one of which has a discontinuous thin coating. *Materials Science*, 2022. 57. 734–744. <https://doi.org/10.1007/s11003-022-00602-0>
4. Prokopyshyn I. I., Styahar A. O. Investigation of contact between elastic bodies one of which has a thin coating connected with the body through a nonlinear winkler layer by the domain decomposition methods. *Journal of Mathematical Sciences*, 2021. 258. 477–506. <https://doi.org/10.1007/s10958-021-05562-5>
5. Serednytska K. I., Martynyak R. M. Contact of the faces of an interface thermally insulated crack under thermomechanical loading. *Materials Science*, 2021. 57. 173–179. <https://doi.org/10.1007/s11003-021-00528-z>
6. Prokopyshyn I. I., Shakhno S. M. Differential-difference iterative domain decomposition methods for the problems of contact of elastic bodies with nonlinear winkler surface layers. *Journal of Mathematical Sciences*, 2022. 261, 41–58. <https://doi.org/10.1007/s10958-022-05736-9>
7. Burger Henning, Fabian Forsbach, Valentin L. Popov. Boundary element method for tangential contact of a coated elastic half-space. *Machines*, 2023. 11. 7. 694. <https://doi.org/10.3390/machines11070694>
8. Noor M. A., Noor K. I., Rassias M. T. (). General variational inequalities and optimization. In: Pardalos P.M., Rassias T.M. (eds) *Geometry and Non-Convex Optimization. Springer Optimization and Its Applications*, 2025. 223. https://doi.org/10.1007/978-3-031-87057-6_14
9. Соляр Т. Я., Соляр О. І. Осесиметрична контактна задача для півпростору з незаданими ділянками взаємодії. *Математичні методи та фізико-механічні поля*, 2025. Т. 65, № 3–4, С. 178–187 (2022), <https://doi.org/10.15407/mmpmf2022.65.3-4.178-187>. Translation: T. Y. Solyar, O. I. Soliar. Axisymmetric contact problem for a half space with nonspecified zones of interaction. *Journal of Mathematical Sciences*, 2025. 287 (2). 321–333, <https://doi.org/10.1007/s10958-025-07593-8>
10. Yao J., Ren G. Embedding Kalker’s variational theory into railway vehicle system dynamics and its efficiency improvement. *Vehicle system dynamics*, 2023. 62 (4). 932–954. <https://doi.org/10.1080/00423114.2023.2235034>
11. Vollebregt E., Six K., Polach O. Challenges and progress in the understanding and modelling of the wheel–rail creep forces. *Vehicle system dynamics*, 2021. 59 (7), 1026–1068. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1912367>
12. Pérez-Ráfols F., Ciavarella M. Towards a universal scaling for the elastic contact between anisotropic and non-gaussian surfaces. *Tribology Letters*, 2025. 73, 62. <https://doi.org/10.1007/s11249-025-01976-3>
13. Ciavarella M., Pérez-Ráfols F. Strongly different adhesion reduction for 1D or 2D random fractal roughness, and an extension of the bam model to anisotropic surfaces. *Tribology Letters*, 2024. 72. 119. <https://doi.org/10.1007/s11249-024-01916-7>.

14. Li Q., Lyashenko I. A., Pohrt R., Popov V. L. Influence of a soft elastic layer on adhesion of rough surfaces. In: Borodich F.M., Jin X. (eds) *Contact problems for soft, biological and bioinspired materials. Biologically-Inspired Systems*, Springer, Cham, 2022. 15. https://doi.org/10.1007/978-3-030-85175-0_5
15. He X., Li Q., Popov V. L. Strength of adhesive contact between a rough fibrillar structure and an elastic body: influence of fibrillar stiffness. *The Journal of Adhesion*, 2021. 98(12). 1820–1833. <https://doi.org/10.1080/00218464.2021.1939017>
16. Kniaziev S., Kniazieva H., Subbotina V., Volkov O., Riaboshtan V. Improving the technology of producing boron and siliconized layers and comparing their properties. *Physics and Chemistry of Solid State*, 2025. 26(2). 436–441. <https://doi.org/10.15330/pcss.26.2.436-441>
17. Subbotina V., Bilozerov V., Subbotin O., Barmin O., Hryhorieva S., Pysarska N. Investigation of the influence of electrolyte composition on the structure and properties of coatings obtained by microarc oxidation. *Physics and Chemistry of Solid State*, 2022. 23(2). 380–386. <https://doi.org/10.15330/pcss.23.2.380-386>
18. Valentin L. Popov, Markus Heß, Emanuel Willert. Handbook of plane contact mechanics. *Exact solutions of plane contact problems*. Springer Berlin, Heidelberg, 2025, XII, 260 p. <https://doi.org/doi.org/10.1007/978-3-662-70173-7>
19. Marchenko D.D., Matvyeyeva K.S. Study of the Stress-Strain State of the Surface Layer During the Strengthening Treatment of Parts. *Problems of Tribology*, 2022. 27. 3/105. 82–88. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-105-3-82-88>
20. Tkachuk M. M., Skripchenko N., Tkachuk M. A., Grabovskiy A. Numerical methods for contact analysis of complex-shaped bodies with account for non-linear interface layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. 5(7 (95)). 22–31. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.143193>
21. Tkachuk M., Grabovskiy A., Tkachuk M., Hrechka I., Sierykov V. Contact interaction of a ball piston and a running track in a hydrovolumetric transmission. In: Ivanov V., Pavlenko I., Liaposhchenko O., Machado J., Edl M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2021. 195–203. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_20
22. Tkachuk M., Grabovskiy A., Tkachuk M., Hrechka I., Tkachuk H. Contact interaction of a ball with a toroidal running track with a closely shaped power law profile. In: Tonkonogyi V., Ivanov V., Trojanowska J., Oborskyi G. (eds) *Interpartner 2024: Advanced Manufacturing Processes VI. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2025. 628–638. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82746-4_56
23. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.

Стаття надійшла до редакції 22.10.2025

Стаття прийнята 29.10.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



ANALYSIS OF CONTACT INTERACTION OF COMPOUND-PROFILE ELEMENTS OF RADIAL-PISTON HYDRAULIC TRANSMISSIONS

M. M. Tkachuk, I. Hrechka, O. Loznyi, A. Grabovskiy, M. A. Tkachuk
National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

Summary

Radial-piston hydrodynamic transmissions with ball pistons are widely used in the transmissions of special-purpose vehicles. Such pistons move in contact with two bodies: the walls of the rotor cylinders and the raceway of the stator ring. The greatest loads act in the coupling of the ball piston with the stator ring raceway. The raceway surface is a torus, the cross-section of which in the zone of interaction with the ball piston is a complex curve. The task is to determine the rational form of this curve (i.e., the transverse profile of the torus) according to strength criteria.

The aim of the work is to create a mathematical model of the contact interaction of complex-profile elements of radial-piston hydrodynamic transmissions and to study the influence of the shape of their contacting surfaces on the strength of these elements. Such a model is built on the basis of the theory of development and adaptation of variational inequalities. In addition to the description of the geometric shape, the developed model also integrates the properties of the surface layers of the materials of the contacting bodies. Thus, along with the constructive ones, technological solutions for the surface treatment of the studied bodies are also sought and optimized. The discretization of the problem is carried out using the finite element method. Using the created research tool, the influence of the shape of the cross-section of the stator ring raceway on the distribution of contact pressure in interaction with the ball piston was analyzed. On this basis, rational cross-sectional profiles of the stator ring raceway are recommended. The research has established a significant influence of design and technological parameters on the distribution of contact pressure between the ball piston and the toroidal raceway of the stator ring of the radial hydraulic transmission. By varying these parameters, it becomes possible to ensure the strength of these complex-profile bodies. Accordingly, it is possible to improve the technical characteristics of the created hydraulic transmission. In particular, the developed models and methods were applied to the study of the GOP-900 hydraulic transmission.

Keywords: ball piston, stator ring raceway, contact interaction, composite-profile body, theory of variational inequalities, finite element method.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-6>
УДК 621.225.001.4

МЕТОДИ ТА МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ТЕРТЯ ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОАПАРАТІВ

METHODS AND MODELS FOR DETERMINING FRICTION FORCES OF CONTROL AND SHUT-OFF ELEMENTS IN HYDRAULIC DEVICES

С. О. Хованський^{1*}, канд. техн. наук, доцент

ORCID: 0000-0003-2435-7787

І. П. Гречка², канд. техн. наук, доцент

ORCID: 0000-0003-4907-9170

С. А. Коробова¹, аспірантка

ORCID: 0000-0002-5247-8087

С. О. Голенко², аспірант

ORCID: 0009-0009-3078-2473

¹ Сумський державний університет

² Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

*e-mail: s.khovanskiy@pgm.sumdu.edu.ua

Анотація. Розглянуто фактори, що визначають величину сили тертя запірно-регулюючих елементів гідроапаратів, зокрема вплив радіального зазору, геометрії золотника та гільзи, матеріалів і властивостей робочої рідини. Запропоновано фізичну модель процесу тертя, що враховує сумарну дію контактної та рідинної тертя під час зворотно-поступального та осциляційного руху золотника. Наведено методику визначення критичної та максимальної швидкості руху золотника, а також формули для розрахунку сили тертя у запірно-регулюючих елементах. Розроблені рекомендації щодо оптимізації геометрії, вибору радіального зазору та застосування антиадгезійних покриттів і присадок у робочій рідині для зниження тертя та підвищення енергоефективності й надійності гідроапаратів. Отримані результати мають практичне значення для проектування та експлуатації промислових гідроприводів.

Ключові слова: гідропривод, запірно-регулюючий елемент, сила тертя, радіальний зазор, контактне тертя, енергоефективність, надійність.

Постановка проблеми.

Системи промислових гідроприводів у загальному випадку складаються з насосів, контрольно-регулюючої апаратури, виконавчих механізмів і трубопроводів, а їх надійність та експлуатаційні характеристики, значною мірою, визначаються якістю й довговічністю гідравлічної апаратури, що застосовується в цих системах [1, 2, 3]. Особливе місце серед гідроапаратів посідають пристрої, у яких запірно-регулюючий елемент (ЗРЕ) виконано у вигляді прецизійної пари «золотник–гільза», оскільки саме від її роботи залежить точність керування потоками робочої рідини, стабільність функціонування гідроприводу та його енергетична ефективність [1, 3, 4].

Проблема підвищення надійності та стабільності роботи промислових гідроприводів безпосередньо пов'язана з процесами тертя у прецизійних парах типу «золотник–гільза», які є ключовими елементами контрольно-регулюючої гідравлічної апаратури. Сили тертя, зокрема сили тертя спокою, істотно впливають на точність спрацювання, чутливість, енергетичну ефективність та довговічність гідроапаратів, що визначає їх експлуатаційні характеристики у складі сучасних машинобудівних і промислових систем. Наявність явищ асиметричного положення золотника, перекошу, контакту з гільзою та облітерації радіального зазору ускладнює адекватне аналітичне описання процесів тертя та зумовлює розбіжності між розрахунковими та експериментальними даними, що свідчить про незавершеність існуючих моделей і підходів.

Актуальність дослідження зумовлена необхідністю створення більш точних фізико-математичних моделей сил тертя у ЗРЕ гідроапаратів прямої дії з урахуванням реальних умов їх роботи, зокрема впливу геометричних відхилень, радіальних зазорів, властивостей робочої рідини, температурних чинників та процесів адсорбційної взаємодії поверхонь. Розв'язання цієї проблеми має важливе практичне значення для підвищення надійності, ресурсу та точності промислових гідроприводів, а також для зменшення втрат енергії та підвищення керованості виконавчих механізмів.

Наукова новизна роботи полягає у поглибленні уявлень про механізми формування сил тертя спокою у парах «золотник–гільза» за умов асиметричного розташування та часткової або повної облітерації зазору, а також у врахуванні комплексного впливу конструктивних, гідродинамічних і фізико-хімічних чинників, що раніше в більшості досліджень розглядалися ізольовано або у спрощеному вигляді [1].

Аналіз останніх досліджень.

Запірно-регулюючі елементи гідроапаратів зазнають дії сил тертя, сил, що виникають унаслідок взаємодії з робочим середовищем, а також сил, прикладених з боку інших конструктивних елементів. Сили тертя спокою визначають чутливість, швидкодію та точність позиціонування золотникових елементів [2, 5, 6]. Одним із основних параметрів пари «золотник–гільза», що визначає її експлуатаційну якість, є сила тертя спокою, величина якої залежить від тиску в гідроприводі, точності геометричних форм золотника й гільзи, а також співвідношення їх розташування [3, 4, 7].

На силу тертя істотно впливають величина радіального зазору в парі, матеріали елементів, якість обробки їх поверхонь, форма деталей, фізико-хімічні властивості робочої рідини, її температура та наявність у ній абразивних частинок [5, 12, 15]. При малих швидкостях руху золотника та незначних зазорів реалізується режим граничного тертя, у якому властивості поверхонь і мастильних плівок визначають роботу гідроприводу [6, 7, 8].

У багатьох теоретичних дослідженнях [3, 7, 9] при визначенні сили тертя у ЗРЕ приймали спрощене припущення про ексцентричне розташування золотника в гільзі та відсутність прямого контакту між поверхнями. Такі припущення дозволяли отримувати аналітичні залежності для розрахунку сили тертя, однак результати відповідних моделей не забезпечували задовільного узгодження з експериментальними даними, оскільки не враховували складних контактних, адгезійних і нелінійних ефектів [7, 8, 9]. Сучасні дослідження показують, що сили тертя в золотникових системах мають істотно нелінійний характер і супроводжуються проявами ефектів stick–slip, особливо в режимах малих переміщень [7, 8, 13].

Експериментальні дослідження свідчать, що фактичне положення золотника в гільзі при подачі робочої рідини, незалежно від його форми, характеризуються притисненням до однієї зі стінок гільзи, в результаті чого виникає асиметричний режим роботи та локальні зони мінімального зазору [4, 9, 10]. За таких умов у зоні контакту або квазіконтакту має місце явище облітерації щілини, яке істотно змінює умови тертя.

Облітерація щілини у ділянках із мінімальним зазором зумовлена адсорбцією полярних молекул робочої рідини на поверхнях золотника та гільзи з утворенням фіксованих молекулярних шарів, що призводить до часткового або повного зрощення поверхонь [11, 14]. Розвитку цього процесу сприяє утворення вузьких перетинів у зазорі, які виникають під дією неврівноважених радіальних сил, зокрема через нерівномірний розподіл тиску в кільцевому зазорі, позацентрове прикладання сили пружини та конструктивні похибки її напрямних [3, 10]. У результаті цього сили тертя спокою можуть у десятки й сотні разів перевищувати сили тертя під час усталеного руху, що негативно впливає на точність і стабільність роботи гідроприводу [7, 13].

Облітерація щілини істотно проявляється при радіальних зазорах менше ніж 20 мкм, тоді як за більших значень зазору її вплив на витрату робочої рідини та силу тертя

є незначним [3, 4, 9]. Величина радіального зазору у парі «золотник–гільза» визначається діаметром золотника, типом гідроапарата та умовами експлуатації і для більшості апаратів машинобудівного гідроприводу перебуває в межах від 2 до 40 мкм [1, 3]. Для гідроапаратів прямої дії, у яких діаметри ЗРЕ, як правило, не перевищують 20 мм, характерні зазори менше ніж 20 мкм, що обумовлює необхідність обов'язкового врахування процесів облітерації при їх проектуванні та розрахунку [4, 10].

У загальному випадку сила тертя спокою може бути визначена аналітично лише з певним ступенем наближення за умови детального врахування геометрії ЗРЕ, матеріалів, якості обробки поверхонь, властивостей робочої рідини та умов навантаження [7, 11]. Водночас сили, зумовлені процесами облітерації, адсорбції та забруднення, доцільно визначати експериментальними методами, що підтверджується результатами сучасних досліджень золотникових гідравлічних клапанів [4, 9, 13].

Зменшення негативного впливу сил тертя спокою можливе шляхом оптимізації геометрії золотника й гільзи, застосування антиадгезійних і зносостійких покриттів, а також використання робочих рідин зі спеціальними присадками, що знижують граничне тертя та ймовірність виникнення ефектів stick–slip [12, 14, 15]. Подальші дослідження доцільно спрямувати на чисельно-експериментальне моделювання контактних і трибологічних процесів у прецизійних парах з урахуванням мікрогеометрії поверхонь і реальних умов навантаження, оскільки результати такого аналізу мають важливе прикладне значення для підвищення точності, енергоефективності та надійності промислових гідроприводів [10, 11, 15].

Методологія дослідження.

Мета дослідження полягає у визначенні та оптимізації сил тертя в ЗРЕ гідроприводів для підвищення точності позиціонування золотника, зменшення гістерезису статичної характеристики та підвищення енергоефективності і надійності промислових гідроприводів. Завдання дослідження включають аналіз впливу конструктивних параметрів золотника та гільзи (радіальний зазор, розвантажувальні канавки, конусність) на силу тертя спокою та рідинне тертя; дослідження впливу фізико-хімічних властивостей робочої рідини та умов експлуатації на величину сил тертя в ЗРЕ; розробку математичної та фізичної моделей переміщення золотника, які враховують асиметричне положення, облітерацію щілини, адгезію та гідродинамічні ефекти; визначення ефективної сили для переміщення золотника та оцінку умов зниження гістерезису і усунення заклинювання; формування рекомендацій щодо конструктивної оптимізації та використання спеціальних присадок для зменшення сил тертя.

Для зменшення сил тертя в ЗРЕ, окрім підбору матеріалу та високої якості обробки поверхонь, на ущільнювальних поясах золотників застосовуються різні конструктивні рішення: прямокутні розвантажувальні канавки шириною 0,3–0,5 мм і глибиною 0,6–1 мм; надання золотнику конусності для гідростатичного центрування; обертальні або зворотно-поступальні коливальні рухи з невеликою амплітудою та високою частотою. Ці методи дозволяють знизити силу тертя, гістерезис статичної характеристики та ймовірність заклинювання золотника.

Силу тертя спокою можна оцінити за залежністю

$$F_{mp0} = \pi \cdot p \left(\frac{d_1^2 - d_2^2}{8} \right), \quad (1)$$

де p – тиск під торцем золотника, при якому починається його рух; d_1 і d_2 – діаметри гільзи та золотника.

Ця сила залежить від багатьох технологічних і експлуатаційних факторів і зазвичай визначається експериментально. Для приблизного визначення сили тертя при проектуванні нових гідроапаратів використовуються експериментальні дані, наведені в

таблиці 1, де F – ефективна сила, необхідна для переміщення золотника, що включає силу тертя спокою та гідродинамічну складову.

Таблиця 1. Експериментальні дані гідроапаратів

d_2 , мм	6	10	16	20	25	30	35
p , МПа	10	10	10	10	6,3	6,3	6,3
F , Н	5	8	15	20	30	40	50

Для зниження гістерезису статичної характеристики величина ефективної сили повинна перевищувати силу тертя спокою у 10 разів, а для усунення заклинювання золотника – у 50 разів.

У загальному випадку при розгляді сили тертя враховуються її види: тертя спокою, кінематичне, без змазки, граничне та рідинне. Для кожного виду використовуються відповідні фізичні моделі, а коефіцієнти тертя визначаються експериментально.

Силу рідинного тертя в ЗРЕ оцінюють за формулою:

$$F_{mpv} = \frac{\pi \cdot d_2}{2} \delta \cdot \Delta p \mp \mu_0 \frac{\pi \cdot d_2}{\delta}, \quad (2)$$

де δ – радіальний зазор; Δp – перепад тиску. Формула (2) дозволяє лише приблизно оцінити рідинне тертя, оскільки реальні умови включають зміну тиску, температури та в'язкості рідини.

Радіальний зазор є ключовим параметром для нормальної роботи гідроапарата: він має перевищувати максимальні тверді частинки у рідині та забезпечувати мінімальні втрати потужності. Для гідроапаратів прямої дії з діаметром ЗРЕ до 20 мм зазори менше 20 мкм обов'язково враховують процеси облітерації щілини та адгезійні ефекти.

Для додаткового зменшення сил тертя застосовують антиадгезійні та зносостійкі покриття на поверхнях золотника і гільзи, спеціальні присадки у робочих рідинах, а також оптимізують геометрію канавок і конусність золотника для гідростатичного центрування.

Таким чином, розроблена фізична модель переміщення внутрішнього ротора дозволяє оцінювати сили тертя спокою та рідинного тертя, прогнозувати вплив конструктивних і матеріальних параметрів на точність позиціонування та гістерезис статичної характеристики, а також формувати науково обґрунтовані рекомендації для підвищення точності, енергоефективності та надійності промислових гідроприводів.

Результати дослідження.

Визначення раціонального радіального зазору ЗРЕ здійснюється за умови симетричного розташування золотника в гільзі та його руху під дією перепаду тиску на торцях у позитивному напрямку вздовж осі x зі швидкістю v . Розрахунки проводяться на основі схеми, наведеної на рис. 1.

Вважаємо, що відомі такі параметри: діаметр гільзи d , довжина пояска золотника L_b , тип робочої рідини та її температура, перепад тиску на торцях золотника Δp , початкове значення радіального зазору δ_0 .

Втрати потужності в парі «золотник–гільза» визначаються за залежністю:

$$N_q = Q \cdot \Delta p, \quad (3)$$

де Q – об'ємна витрата рідини в парі «золотник–гільза», що виникає через рух золотника та витоки через кільцеву щілину.

Використовуючи залежності для визначення об'ємної витрати, формулу (3) можна подати у вигляді:

$$N_q = \pi \cdot d_1 \cdot \delta_0 \left(\frac{v_{0x}}{2} + \frac{\Delta p}{12\mu_0 \cdot l} \cdot \delta_0^2 \right) \Delta p = \frac{\pi}{2} d_1 \cdot v_{0x} \cdot \delta_0 \cdot \Delta p + \frac{\pi \cdot d_1}{12\mu_0} \Delta p^2 \frac{\delta_0^3}{l}. \quad (4)$$

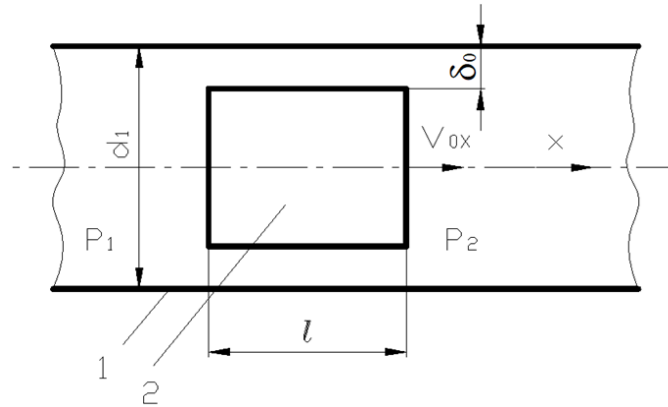


Рис. 1. Схема для визначення радіального зазору в ЗРЕ: 1 – гільза; 2 – золотник

Втрати потужності на тертя при русі золотника визначаються за залежностями:

$$N_{mpv} = F_{mpv} \cdot v_{0x}, \quad (5)$$

$$N_{mpv} = \pi \cdot d_1 \cdot l \left(\mu_\delta \cdot \frac{v_{0x}}{\delta_0} - \frac{\Delta p}{2l} \cdot \delta_0 \right) v_{0x} = \pi \cdot d_1 \cdot l \cdot \mu_\delta \frac{v_{0x}^2}{\delta_0} - \frac{\pi \cdot d_1}{2} \Delta p \delta_0 v_{0x}, \quad (6)$$

$$N = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \Delta p \cdot v_{0x}. \quad (7)$$

Вводимо відносні потужності:

$$\frac{N_q}{N} = \frac{2\delta_0}{d_1} + \frac{\Delta p \cdot \delta_0^3}{3\mu_\delta \cdot l \cdot d_1 \cdot v_{0x}}, \quad (8)$$

$$\frac{N_{mpv}}{N} = -\frac{2\delta_0}{d_1} + \frac{4\mu_\delta \cdot l \cdot v_{0x}}{\Delta p \cdot d_1 \cdot \delta_0}, \quad (9)$$

$$\frac{N_q + N_{mpv}}{N} = \frac{\Delta p \cdot \delta_0^3}{3\mu_\delta \cdot l \cdot d_1 \cdot v_{0x}} + \frac{4\mu_\delta \cdot l \cdot v_{0x}}{\Delta p \cdot d_1 \cdot \delta_0}. \quad (10)$$

За отриманими залежностями (8) – (10) будуються графіки відносних втрат потужності як функції радіального зазору δ та графічним методом визначається його раціональне значення, яке уточнюється з урахуванням технологічних можливостей виробництва.

Як зазначалося раніше, одним із ефективних способів зменшення сили тертя спокою є надання золотнику ЗРЕ високочастотного зворотно-поступального коливального руху з малою амплітудою. При такому русі розташування золотника щодо гільзи завжди асиметричне, і на кінцях золотника можуть утворюватися зони контакту з гільзою, а в інших ділянках поверхні золотник і гільза розділені змінним зазором (рис. 2).

Фізична модель процесу тертя, побудована на основі експериментальних даних, визначає силу тертя як суму:

$$F_{mp} = F_{mpv} + F_{mpvk}. \quad (11)$$

На початковому етапі, коли швидкість руху золотника мала, сила тертя визначається переважно контактним тертям і може оцінюватися як:

$$F_{mp} \approx F_{mpvk} = 2 F_r \cdot k_{mpk0}. \quad (12)$$

Радіальна сила визначається моментом перекидання золотника в гільзі через несиметричне прикладання сили пружини. При малому куті перекоосу можна записати:

$$F_r = \frac{2 \cdot F_{np} \cdot e_{np}}{L}. \quad (13)$$

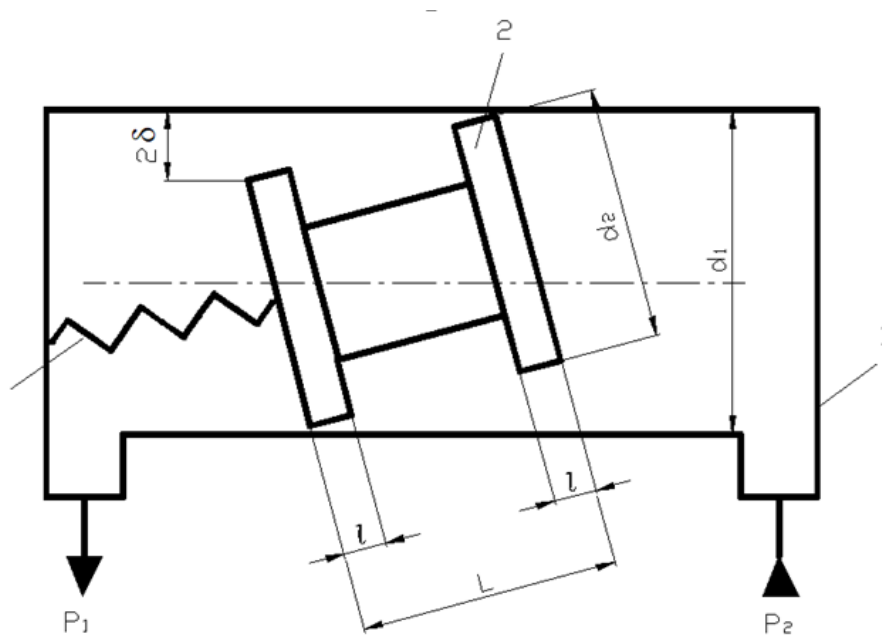


Рис. 2. Схема для визначення сили тертя в ЗРЕ: 1 – гільза; 2 – золотник; 3 – пружина

Експериментальні дані показують, що при нормальних температурах робочої рідини в гідроапаратах існує виражене змішане тертя з переважанням контактного, причому на початковому етапі руху $F_r = \text{const}$. Величина коефіцієнта μ залежить від в'язкості рідини, довжини направляючих поясків золотника та радіального зазору і в розглянутому випадку лежить у межах 0,21–0,02.

Для поліпшення динамічних характеристик гідророзподільників із пропорційним електричним керуванням рекомендується надавати ЗРЕ високочастотні зворотно-поступальні коливання (150–200 Гц). При максимальній швидкості руху золотника змащення переходить від змішаної до рідинної, що дозволяє розрахувати критичні та максимальні швидкості для формування фізичної моделі процесу тертя та оцінки сили тертя за наведеною методикою.

Таким чином, отримані дослідження дозволяють встановити, що сила тертя в ЗРЕ промислових гідроприводів визначається комплексною взаємодією контактного та рідинного тертя, радіального зазору, геометрії золотника та гільзи, а також параметрів робочої рідини. Раціональний вибір радіального зазору забезпечує мінімальні втрати потужності та стабільність роботи гідроапарата. Встановлено, що ефективне зменшення сили тертя спокою досягається за рахунок використання конструктивних рішень (розвантажувальні канавки, конусність, високочастотні коливання золотника), а також застосування антиадгезійних покриттів і спеціальних присадок у робочій рідині.

Розроблена фізична модель руху золотника та обліку сил тертя дозволяє прогнозувати поведінку ЗРЕ у різних режимах експлуатації, визначати критичні та максимальні швидкості руху золотника, оцінювати гістерезис статичної характеристики та вплив облітерації щілини. Це дає змогу оптимізувати конструктивні та технологічні параметри гідроапаратів, підвищуючи їх точність, енергоефективність та надійність у промислових системах.

Висновки.

Проведені дослідження показали, що сила тертя в запірно-регулюючих елементах гідроапаратів визначається складною взаємодією контактного та рідинного тертя, величиною радіального зазору, геометрією золотника і гільзи, а також фізико-хімічними властивостями робочої рідини. Раціональний вибір радіального зазору, площі поверхонь, що контактують, та обсягів золотника і гільзи критично впливає на мінімізацію втрат потужності та забезпечення стабільної роботи гідроапарата.

Окрім традиційних конструктивних і технологічних рішень, ефективне зменшення сили тертя досягається шляхом надання золотнику ЗРЕ високочастотного зворотно-поступального осцилюючого руху з малою амплітудою, застосування антиадгезійних і зносостійких покриттів, а також використання спеціальних присадок у робочій рідині. Ці заходи дозволяють зменшити гістерезис статичної характеристики, ймовірність заклинювання золотника та забезпечити оптимальні енергетичні характеристики.

У переважній більшості випадків при зворотно-поступальному русі золотника ЗРЕ він працює в умовах змішаної змазки, при якій коефіцієнт тертя залишається практично постійним. При перевищенні критичної швидкості рух переходить у рідинну змазку, що суттєво зменшує контактне тертя та інтенсивність зносу поверхонь.

Розроблена фізична модель руху золотника та врахування сил тертя дає можливість визначати критичні та максимальні швидкості руху, оцінювати силу тертя для різних режимів, прогнозувати динамічну поведінку ЗРЕ та оптимізувати конструктивні параметри гідроапаратів. Це забезпечує науково обґрунтовану методику проєктування та експлуатації ЗРЕ на різних режимах роботи.

Застосування отриманих залежностей та рекомендацій дає змогу підвищити точність, енергоефективність та надійність промислових гідроприводів, а також забезпечує основу для подальших досліджень контактних і трибологічних процесів у прецизійних парах «золотник–гільза». Перспективним напрямом подальших досліджень є чисельно-експериментальне моделювання сил тертя з урахуванням мікрогеометрії поверхонь, реальних умов навантаження та динамічних коливань золотника для підвищення точності та ресурсу гідроапаратів.

Список використаних джерел.

1. Fan S., Xu R., Ji H., Yang S., Yuan Q. Experimental investigation on contaminated friction of hydraulic spool valve. *Applied Sciences*, 2019. 9(23). 5230. <https://doi.org/10.3390/app9235230>
2. Li R., Sun Y., Wu X., Zhang P., Li D., Lin J., Xia Y., Sun Q. Review of the research on and optimization of the flow force of hydraulic spool valves. *Processes*, 2023. 11(7). 2183. <https://doi.org/10.3390/pr11072183>
3. Hong S. H., Kim K. W. The validity of the Reynolds equation in spool valve analysis considering cavitation. *Friction*, 2016. 4. 266–276. <https://doi.org/10.1007/s40544-016-0125-7>
4. Jing Jiang Yan, Jian Ke, Huan Long Liu, Guo Zhi Wang, Da Hai Zhou. The influence of the material properties on the hydraulic spool valve's viscous temperature rise. *Applied Mechanics and Materials*, 2013. 365–366. 277–280. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.365-366.277>
5. Wang Z. Q., Guo L. Y. Investigation for spool sluggishness and jamming of hydraulic proportional remote control valves. *Advanced Materials Research*, 2012. 488–489. 1762–1766. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.488-489.1762>
6. Chen Q. P., Liu M., Ji H., Xing H. H., Zhao H. K. Characterization of hydraulic spool clamping triggered by solid particles based on mechanical model and experiment research. *Applied Sciences*, 2024. 14 (19). 8880. <https://doi.org/10.3390/app14198880>
7. Şen S., Şimşek R. D. Investigation of thermal behavior and orifice flow characteristics of aeronautic hydraulic servo-proportional valve spool-sleeve structure with numerical simulations. *International Journal of Aeronautics and Astronautics*, 2022. 3 (3). 120–131. <https://doi.org/10.55212/ijaa.1208520>
8. Chen Q. P., Ji H., Xing H. H., Zhao H. K. Experimental study on clamping force characteristics of hydraulic spool valve. *Engineering Failure Analysis*, 2021. 129. 105698. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105698>
9. Ledvoň M., Hružík L., Bureček A., Poláček T., Dýrř F., Kolář D. Experimental and numerical analysis of flow force acting on the spool of proportional directional valve. *Processes*, 2023. 11 (12). 3415. <https://doi.org/10.3390/pr11123415>
10. Gong J., Zhang D. Q., Guo Y., Liu C. S., Zhao Y. M., Hu P., Quan W. C. Power control strategy and performance evaluation of a novel electro-hydraulic energy-saving system. *Applied Energy*, 2019. 233–234. 724–734. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.066>
11. Manring N. D. Modeling spool-valve flow forces. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition Proceedings*, 2004. <https://doi.org/10.1115/IMECE2004-59038>.

12. Zhang J., Yang M., Xu B. Design and experimental research of a miniature digital hydraulic valve. *Micromachines*, 2018. 9 (6). 283. <https://doi.org/10.3390/mi9060283>
13. Li R., Wang Z., Xu J., Yuan W. Design and optimization of hydraulic slide valve spool structure based on steady state flow force. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2024. 96. 102568. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2024.102568>
14. Kuleshkov Y., Rudenko T., Krasota M., Shtompel Y. The features of cog engagement's functioning of gear hydraulic machines. *MAPIEA Journal*, 2024. 10 (41). 119–132. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10\(41\).1.119-132](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.119-132)
15. Ponomarov V. A. On the use of digital hydraulic valves in industry. *Visnyk NTU «KhPI»*, 2024. 1. 95–98. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2024.1.14>

Стаття надійшла до редакції 22.10.2025

Стаття прийнята 29.10.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



METHODS AND MODELS FOR DETERMINING FRICTION FORCES OF CONTROL AND SHUT-OFF ELEMENTS IN HYDRAULIC DEVICES

S. Khovansky¹, I. Hrechka², S. Korobova¹, S. Holenko²

¹ Sumy State University

² National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

Summary

This paper examines the factors determining the friction force of shut-off and control elements in hydraulic devices, including the influence of radial clearance, geometry of the spool and sleeve, materials, and properties of the working fluid. A physical model of the friction process is proposed, which accounts for the combined effect of contact friction and fluid friction during reciprocating and oscillatory motion of the spool. The methodology for determining the critical and maximum velocities of the spool is presented, along with formulas for calculating the friction force in shut-off and control elements. The study provides recommendations for optimizing geometry, selecting radial clearance, and applying anti-adhesive coatings and fluid additives to reduce friction, increase energy efficiency, and enhance the reliability of hydraulic devices. The results show that friction in shut-off and control elements is determined by the complex interaction between contact and fluid friction, radial clearance, geometry of the spool and sleeve, and physicochemical properties of the working fluid. Rational selection of radial clearance, contact surface area, and volumes of the spool and sleeve is critical to minimizing power losses and ensuring stable operation. In addition to conventional design and technological solutions, effective friction reduction can be achieved by giving the spool high-frequency, low-amplitude oscillatory reciprocating motion, using wear-resistant and anti-adhesive coatings, and employing specialized fluid additives, which reduce static characteristic hysteresis and the likelihood of spool jamming while optimizing energy performance. In most cases, during reciprocating motion, the spool operates under mixed lubrication, where the friction coefficient remains nearly constant; if the critical speed is exceeded, the motion transitions to fluid lubrication, substantially reducing contact friction and surface wear. The developed physical model of spool motion and friction forces allows determination of critical and maximum spool velocities, estimation of friction force for different operating conditions, prediction of dynamic behavior of shut-off and control elements, and optimization of hydraulic device parameters, providing a scientifically grounded methodology for design and operation. Application of the obtained recommendations improves the accuracy, energy efficiency, and reliability of industrial hydraulic drives and provides a foundation for further research on contact and tribological processes in precision spool–sleeve pairs. Prospective directions for future research include numerical-experimental modeling of friction forces considering surface microgeometry, actual loading conditions, and dynamic oscillations of the spool to enhance accuracy, performance, and lifespan of hydraulic devices.

Keywords: hydraulic drive, shut-off and control element, friction force, radial clearance, contact friction, energy efficiency, reliability.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-7>
УДК 621.65

ENERGY CHARACTERISTICS OF THE TORQUE-FLOW PUMP TFP 125-50: RESULTS OF AN EXPERIMENTAL STUDY

ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА TFP 125-50: РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

V. Kondus^{1*}, Ph.D., Associate Professor
O. Gusak¹, Ph.D., Associate Professor

ORCID: 0000-0003-3116-7455
ORCID: 0000-0002-4737-3838

¹ *Sumy State University,*

*e-mail: v.kondus@sci.sumdu.edu.ua

Abstract. The paper presents the results of an experimental study of the TFP 125-50 torque-flow pump carried out using a specialized test bench with a closed hydraulic circuit. A methodology for experimental testing was developed and validated, enabling the determination of the main operating parameters of the pump, including flow rate, head, power consumption, and efficiency, with consideration of systematic and random measurement errors. Experimental investigations were performed for a base impeller and a modernized impeller over a wide operating range of flow rates. Statistical processing of the measurement results showed that the relative limiting errors of the main parameters do not exceed the permissible values specified by relevant standards. Head and energy characteristics of the pump were obtained and comparatively analyzed. It was demonstrated that the use of the modernized impeller provides an increase in pump efficiency by 4–5% within the operating flow rate range. Verification of the experimental results was carried out by comparison with numerical simulation data, which confirmed the adequacy of the applied CFD model. The obtained results can be used for further research and optimization of torque-flow pump designs.

Keywords: torque-flow pump, experimental test bench, impeller, energy characteristics, head characteristic, measurement errors, numerical simulation, CFD verification.

Problem Statement.

The modern development of pump engineering is taking place under increasing requirements for the energy efficiency, reliability, and service life of pumping equipment [1]. The rise in energy costs necessitates further improvement of hydraulic machines, in particular through optimization of the design of the main components and reduction of hydraulic losses in the flowing part.

Torque-flow pumps (Fig. 1) are widely used for transporting liquids containing solid abrasive impurities, fibrous inclusions, and an increased gas content [2]. At the same time, the specific features of the operating process of such pumps complicate both the analytical description of the flow and the experimental determination of their energy and hydraulic characteristics [3].

A significant portion of recent research on torque-flow pumps is based on numerical simulation methods. However, the results of numerical calculations require mandatory experimental validation, especially when non-standard impeller designs and complex flow regimes are investigated.

The lack of universal test benches adapted to studying a range of torque-flow pump sizes, with the capability to accurately measure the main operating parameters and to evaluate experimental errors, limits comprehensive analysis of their characteristics.

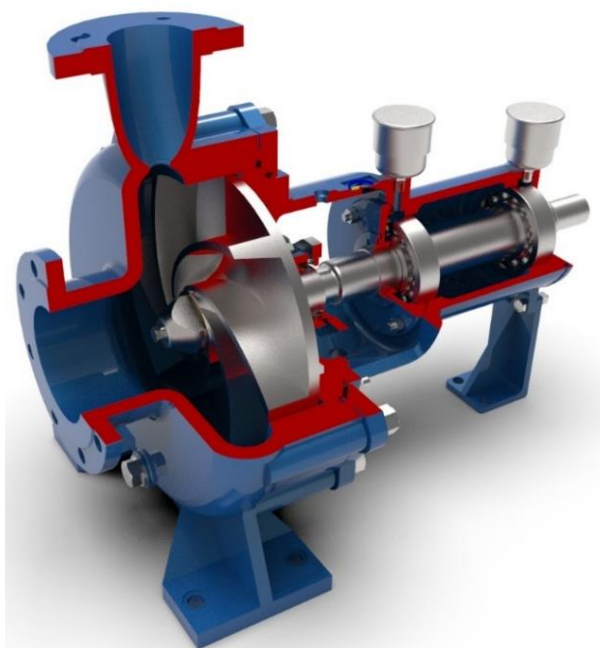


Fig. 1. General view of a TURO-type torque-flow pump

This determines the need to develop specialized experimental test benches suitable for verifying numerical results and assessing the effectiveness of design improvements.

Analysis of Recent Research.

In general, the methodology for experimental testing of dynamic pumps and for constructing their head and energy characteristics is regulated by current standards, which ensure the unification of approaches to determining the main operating parameters and evaluating measurement uncertainties [4]. At the same time, the specific features of the operating process of torque-flow pumps (such as pumping liquids containing solid abrasive particles, fibrous inclusions, and an increased gas content) impose higher requirements on the organization of experiments and the reproducibility of test conditions.

In recent years, a number of studies in related fields have been published that address the development and improvement of experimental test benches for investigating pumping and hydraulic machinery systems [5]. In particular, solutions have been proposed for test benches designed for turbomolecular pumps operating under conditions of high gas concentrations; test benches for studying centrifugal–vortex pump stages have been described; and experimental facilities for modeling hydrodynamic processes in the flowing parts of hydraulic turbines have been reported.

Experimental investigations of torque-flow pumps in specific design configurations have also been considered separately, along with test bench solutions for heat pumps as examples of organizing closed-loop circuits and measurement systems [6].

Alongside the development of experimental facilities, the role of numerical simulation in the design of torque-flow pump components has increased significantly. In particular, the applicability of numerical methods for designing impellers with curved blade profiles has been demonstrated [7].

At the same time, the results of CFD simulations require mandatory experimental validation, since the adequacy of numerical models strongly depends on the formulation of boundary conditions, the choice of turbulence model, and the accuracy of reproducing the complex vortex flow structure [8]. In this context, the combination of numerical simulation—particularly using Ansys CFX—with physical experiments conducted on a specialized test bench that ensures sufficient measurement accuracy and uncertainty control is considered a promising approach.

Research Methodology.

The aim of this study is to develop and experimentally validate a specialized test bench for investigating torque-flow pumps, as well as to experimentally assess the effect of design modifications of the impeller on the energy and head characteristics of the TFP 125-50 pump, taking into account measurement uncertainties and verification of numerical simulation results.

To achieve this aim, the following objectives were formulated and accomplished:

- 1) to develop an experimental test bench with a closed hydraulic circuit that ensures stable pump operating modes and reproducibility of experimental conditions;
- 2) to develop a methodology for experimental testing of a torque-flow pump with determination of the main operating parameters, including flow rate, head, power consumption, and efficiency;
- 3) to perform statistical processing of measurement results with consideration of systematic and random errors, as well as to evaluate the limiting errors in the determination of direct and indirect parameters;
- 4) to experimentally investigate the head and energy characteristics of the TFP 125-50 torque-flow pump equipped with base and modernized impellers over a wide range of flow rates;
- 5) to carry out a comparative analysis of experimental results for different impeller design variants and to assess the effectiveness of the proposed design modifications;
- 6) to verify the results of experimental studies by comparison with numerical simulation data obtained using Ansys CFX software.

General Scheme of the Experimental Study

The experimental study was carried out using a specially developed test bench (Fig. 2) operating according to a closed-loop circulation scheme of the working fluid. Such a configuration ensures stable hydraulic operating modes, the possibility of repeated experiments, and reproducibility of measurement conditions [9].

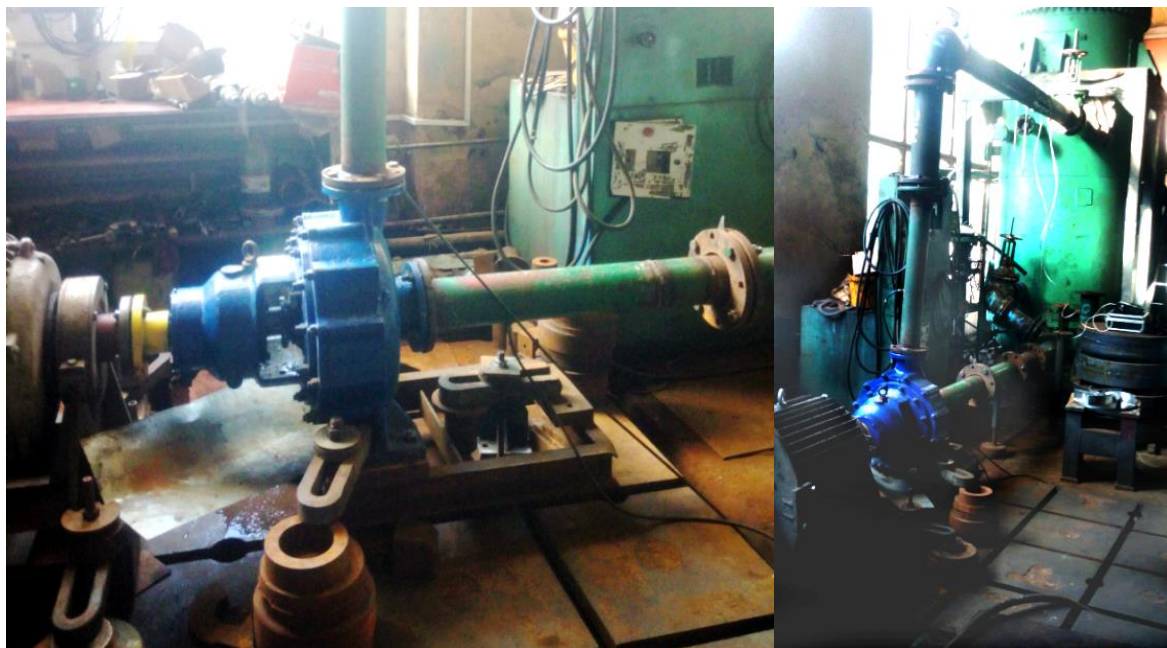


Fig. 2. Experimental test bench with the installed TFP 125-50 pump

The object of the study is a serial TFP 125-50 torque-flow pump equipped with a base impeller and a modernized impeller (Fig. 3).



Fig. 3. Impeller of the TFP 125-50 torque-flow pump: a – base impeller; b – proposed impeller

The base configuration employs a standard TFP 125-50 impeller with straight blades, while the proposed configuration uses an impeller with profiled blades. Water was used as the working fluid during the experiments; its physical properties were determined according to the temperature, which was monitored throughout the experimental investigations.

The experimental tests were conducted to determine the main operating parameters of the pump, including flow rate, head, power consumption, and efficiency, as well as to construct the head and energy characteristics.

Description of the Test Bench and Measuring Equipment

The developed experimental test bench (Fig. 4) consists of the test pump, an electric motor equipped with a motor-balance system, a sealed tank, a system of discharge and suction pipelines, as well as a set of measuring and control devices. The schematic layout of the test bench provides the capability to regulate the pump flow rate and to monitor the main parameters of the operating process.

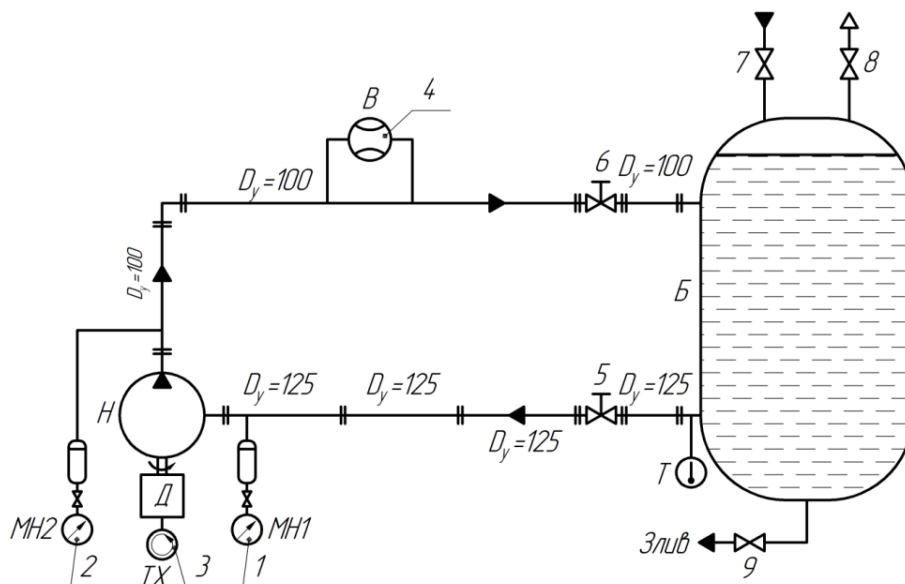


Fig. 4. Schematic diagram of the experimental test bench

The flow rate was measured using an ultrasonic flow meter, which ensures the required accuracy of flow determination within the specified measurement range. Pressure in the discharge and suction pipelines was measured using pressure gauges of the appropriate

accuracy class. The rotational speed of the electric motor shaft was monitored using a tachometer.

The torque on the electric motor shaft was determined using the motor-balance system by measuring the force applied at the lever arm with the use of standard weights. This approach allowed direct determination of the mechanical power at the shaft and contributed to a reduction in the overall measurement uncertainty.

Method for Determining Operating Parameters

The pump head was determined based on the readings of pressure gauges installed in the discharge and suction pipelines, taking into account the density of the working fluid and the kinetic component of the flow velocity:

$$H = 0.102 \cdot \frac{p_d - p_s}{\rho} + 0.0827 \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{1}{d_d^4} - \frac{1}{d_s^4} \right), \quad (1)$$

where p_d, p_s are the pressure gauge readings in the discharge and suction pipelines, kgf/cm^2 ; ρ is the fluid density; Q is the pump flow rate; d_d, d_s are the internal diameters of the discharge and suction pipelines at the pressure measurement locations, m.

The shaft power of the electric motor was determined from the measured torque and the rotational speed of the shaft:

$$N = M \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot n \cdot l \cdot (F - F_0)}{3000}, \text{ kW}, \quad (2)$$

where M is the torque on the motor shaft; n is the rotational speed of the motor shaft; l (1492 mm) is the lever arm length; F is the force measured at the lever arm; F_0 is the initial force acting on the lever arm.

The pump efficiency was calculated as the ratio of hydraulic power to mechanical power at the shaft. The operating characteristics were constructed based on the results of a series of measurements performed while varying the flow rate within the specified operating range:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N}, \quad (3)$$

where H is the pump head; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ is the gravitational acceleration.

Method for Evaluating Experimental Uncertainty

The accuracy of experimental measurements was evaluated using a generalized error analysis that considers uncertainties arising during the measurement of the main operating parameters of the pump [10]. Both systematic and stochastic error components were taken into account, and their combined effect was determined according to the following relationship:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}, \quad (4)$$

where σ_S is the systematic measurement error; σ_R is the random measurement error.

Statistical processing of the experimental results was performed based on series of repeated measurements, which made it possible to quantitatively assess the variability of the measured quantities and to reduce the influence of random deviations. The formation of the random error component was determined by the accuracy of the applied measuring instruments and the conditions of reading the measurements, which was taken into account using the following relationship:

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_O^2}, \quad (5)$$

where σ_A is the instrument error; σ_O is the reading error.

For each investigated parameter, a generalized statistical characterization of the experimental data was carried out, including the determination of the most probable value, the dispersion of results, and the interval range of their variation. The errors of derived quantities were calculated using the formal apparatus of error propagation, which ensures correct consideration of the influence of primary measurements.

The reliability of the obtained results was verified by comparing the calculated limiting errors with the permissible values specified by relevant standards, which allowed conclusions to be drawn regarding the correctness of the experimental procedure and the adequacy of the selected measurement methodology.

The size of the experimental sample was determined based on the requirements for statistical reliability. At a confidence level of $\alpha = 0,95$ and with the relative error limited to no more than 5%, the number of repeated measurements at a given operating point was set to at least five.

The random error component was characterized using the reproducibility variance, which describes the degree of scatter of the results in a measurement series and is determined by the following expression:

$$\sigma_R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{(n-1) \cdot n}}, \quad (6)$$

where \bar{y} is the most probable value of the measured parameter; y_i is the value of the i -th measurement; n is the number of measurements.

The most probable value of the investigated parameter was calculated using the expression:

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}. \quad (7)$$

After which the magnitude of statistical dispersion was evaluated according to:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{n-1}}. \quad (8)$$

Interval estimation of the measurement results was performed using confidence intervals determined by the following relationship:

$$\Delta\bar{y} = t_{a,n} \cdot \sigma_R^2. \quad (9)$$

where $t_{a,n}$ is the Student's t -coefficient.

The final values of the parameters were presented in interval form according to:

$$y = \bar{y} + \Delta\bar{y}. \quad (10)$$

The accuracy of determining the pump flow rate was evaluated by considering the errors in measuring the flow rate and the rotational speed of the electric motor shaft according to:

$$\Delta Q = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \quad (11)$$

where δQ is the relative limiting error of flow rate measurement; δn is the relative limiting error of rotational speed measurement.

The errors in determining the rotational speed and the flow rate were calculated using relationships (12) and (13), respectively:

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \cdot 100, \quad (12)$$

$$\delta Q = \frac{\Delta Q}{Q} \cdot 100, \quad (13)$$

where Δn is the absolute limiting error of rotational speed measurement; ΔQ is the absolute limiting error of flow rate measurement.

The limiting error of pump head determination was calculated using the following expression:

$$\Delta H = \sqrt{\delta H^2 + 4\delta n^2}, \quad (14)$$

where δH is the relative limiting error of pump head measurement.

The components of the limiting head error were determined by considering the accuracy of pressure measurements in the discharge and suction pipelines and the error in determining the working fluid density, according to:

$$\begin{aligned} \delta H = \frac{1}{H} & \left[\left(\frac{0.102}{\rho} \right)^2 \cdot [(\delta_d p_d)^2 + (\delta_s p_s)^2] + \left(\frac{0.102}{\rho} \right)^2 \cdot (p_d - p_s)^2 \cdot \delta \rho^2 + \right. \\ & \left. + 0.1654^2 \cdot \left(\frac{1}{d_d^4} - \frac{1}{d_s^4} \right) \cdot Q^4 \cdot \delta Q^2 \right], \end{aligned} \quad (15)$$

where δ_{pd} i δ_{ps} are the relative limiting errors of the pressure gauges in the discharge and suction pipelines, respectively; $\delta \rho$ is the relative limiting error in determining the fluid density.

The error in determining the power consumption at the pump shaft was calculated using a relationship that accounts for the combined influence of the accuracy of force measurement, lever arm length, rotational speed, and sensitivity of the balancing device:

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100 \cdot \psi_F}{F} \right)^2 + 4\delta n^2 + \delta F^2 + \delta l^2}, \quad (16)$$

where ψ_F is the sensitivity threshold of the balancing machine; F is the measured force value; δF is the relative limiting error of force measurement using weights; δl is the relative limiting error of measuring the lever arm length.

The total error in determining pump efficiency was evaluated using the following relationship:

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2}. \quad (17)$$

The generalized root-mean-square relative error of direct and indirect measurements was determined according to:

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{2'}, \quad (18)$$

where ε is the relative limiting error of the measured parameter.

Results of the Study.

The experimental investigations were carried out using base and modernized impellers of the torque-flow pump. For each design variant, based on the results of a series of measurements, the main statistical characteristics of the measured parameters were determined, including the mean value, standard deviation, reproducibility variance, and confidence intervals.

The results of statistical processing of the experimental data for the base and modernized impellers are presented in Tables 1 and 2, respectively. Analysis of the obtained data indicates the stability of the measured parameters and the absence of systematic deviations, which confirms the correctness of the selected experimental methodology and sufficient reproducibility of the results.

Table 1. Random measurement errors obtained using the base impeller

Measured parameter	Absolute pressure in discharge pipeline p_d , kPa	Absolute pressure in suction pipeline p_s , kPa	Flow rate Q , m ³ /h	Rotational frequency n , rpm
Measured value	693.8	168.67	125.2	1 471
	690.39	163.97	125.7	1 469
	691.45	163.18	125.4	1 470
	687.25	164.75	125.3	1 472
	687.84	165.04	124.8	1 474
Mean value	690.146	165.122	125.28	1471.2
Standard deviation	2.684	2.111	0.327	1.924
Reproducibility variance	1.200	0.944	0.146	0.860
Confidence interval	4.034	2.496	0.060	2.072

Table 2. Random measurement errors obtained using the proposed impeller

Measured parameter	Absolute pressure in discharge pipeline p_d , kPa	Absolute pressure in suction pipeline p_s , kPa	Flow rate Q , m ³ /h	Rotational frequency n , rpm
Measured value	671.45	167.25	124.1	1 470
	672.17	165.98	125.3	1 465
	671.74	168.17	124.6	1 468
	672.32	163.64	125.2	1 467
	673.17	164.78	125.9	1 473
Mean value	672.17	165.964	125.02	1468.6
Standard deviation	0.657	1.825	0.691	3.050
Reproducibility variance	0.294	0.816	0.309	1.364
Confidence interval	0.242	1.865	0.267	5.208

Based on the evaluation of indirect uncertainties, it was established that the relative limiting errors in determining the flow rate, head, and power consumption do not exceed the permissible values specified by relevant standards (Tables 3 and 4). In particular, it should be noted that the relative limiting error in determining the pump efficiency for both impeller variants remains below 2%, which is sufficient for a reliable comparative analysis of energy characteristics.

Table 3. Indirect measurement errors obtained using the base impeller

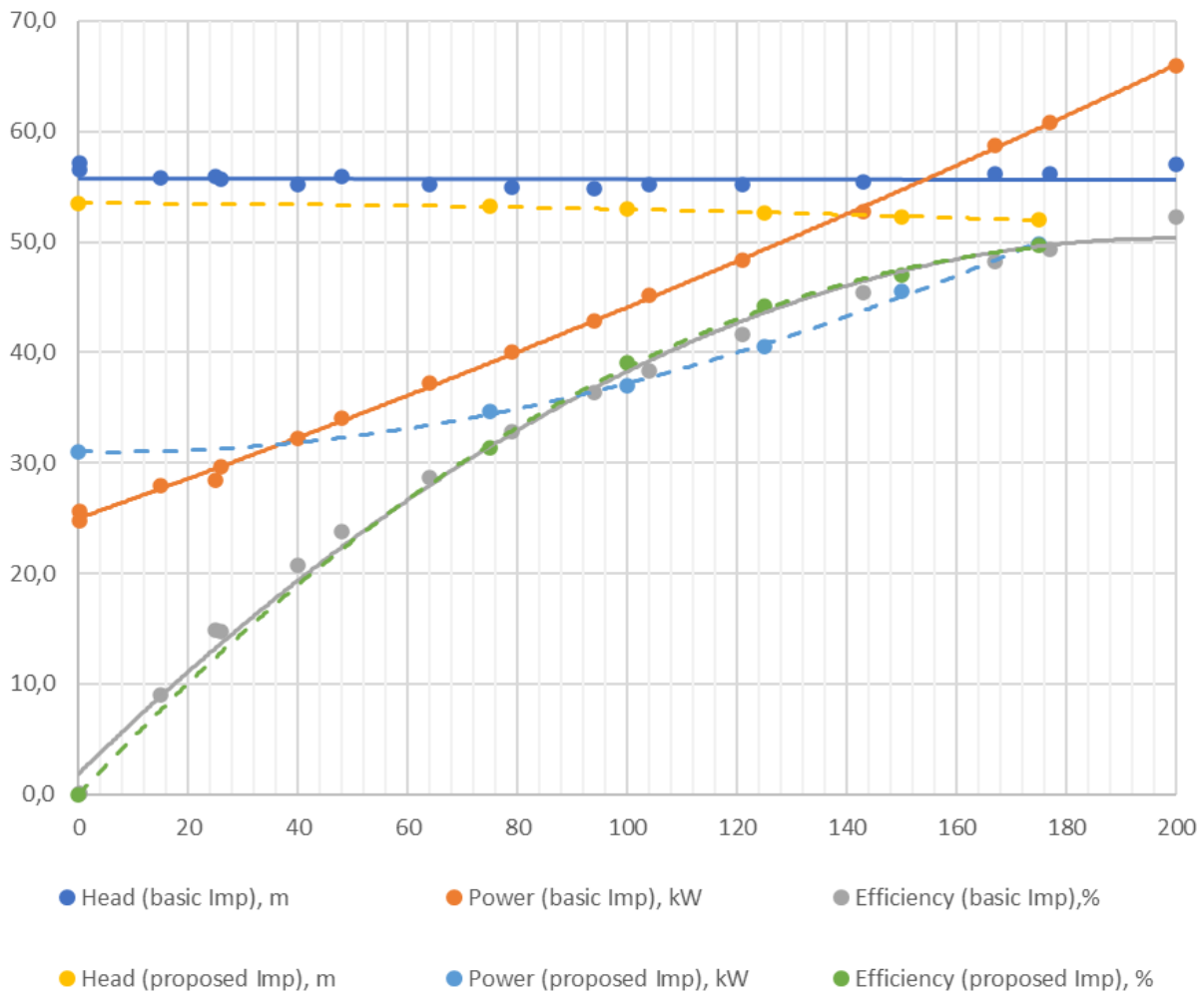
Measured parameter	Mean value	Relative limiting error, %	Permissible limiting error, %
Flow rate Q , m ³ /h	125.28	0.38	3.0
Head H , m	53.52	0.62	3.0
Power N , kW	18.27	0.71	3.0
Efficiency η , %	41.7	1.89	5.0

A comparison of the mean values of the main operating parameters shows that the application of the modernized impeller is accompanied by a reduction in pump head together with a decrease in power consumption. Such changes indicate a redistribution of energy losses in the flowing part of the pump and a more efficient utilization of the supplied mechanical energy.

Table 4. Indirect measurement errors obtained using the proposed impeller

Measured parameter	Mean value	Relative limiting error, %	Permissible limiting error, %
Flow rate Q , m ³ /h	125.02	0.69	3.0
Head H , m	51.6	0.48	3.0
Power N , kW	17.58	1.14	3.0
Efficiency η , %	45.4	1.83	5.0

Based on the experimental data, the head and energy characteristics of the pump were constructed for both impeller variants (Fig. 5). Comparative analysis of these characteristics demonstrated that, over the entire investigated flow rate range, the modernized impeller provides higher efficiency values. The maximum increase in efficiency amounts to approximately 4–5% in the operating flow rate region, which is a significant result for torque-flow pumps, whose efficiency is traditionally limited by the features of the vortex operating process.


Fig. 5. Integral characteristics of the TFP 125-50 pump with base and proposed impellers

To assess the adequacy of the numerical model, the experimental pump characteristics were compared with the results of numerical simulations performed using Ansys CFX software. Both qualitative and quantitative agreement between the experimental and calculated head and energy characteristics was obtained over the entire range of investigated operating modes. The differences between the values determined by numerical and experimental methods do not exceed the limiting errors of the experimental measurements.

Thus, the results of the physical experiment confirm the effectiveness of the proposed impeller design modifications and the adequacy of the applied numerical model. The developed experimental test bench provides reliable verification of CFD calculations and can be used for further research and optimization of torque-flow pumps with regard to energy efficiency requirements.

Conclusions.

A specialized experimental test bench for investigating torque-flow pumps in a closed hydraulic loop was developed and validated. The test bench ensures stable operating modes, reproducibility of experimental conditions, and comprehensive determination of the main pump operating parameters, including flow rate, head, power consumption, and efficiency.

The proposed methodology for experimental testing and statistical processing of results, based on the theory of small samples and the propagation of errors of indirect measurements, provides control of both systematic and random error components and makes it possible to achieve relative limiting errors of the main operating parameters within the permissible values specified by applicable standards.

The experimental results demonstrate that the application of the modernized impeller in the TFP 125-50 torque-flow pump leads to a reduction in power consumption accompanied by a decrease in head within the operating flow rate range. This behavior indicates a redistribution of energy losses in the flowing part of the pump and a more efficient utilization of the supplied mechanical energy.

The constructed head and energy characteristics show that, over the entire investigated flow rate range, the modernized impeller provides higher efficiency values compared to the base design. The maximum efficiency increase amounts to approximately 4–5%, which is a significant result for torque-flow pumps, whose efficiency is traditionally limited by the features of the operating process.

The obtained results confirm the suitability of the developed experimental test bench for verification of CFD calculations and for further investigations and optimization of torque-flow pump designs, taking into account the requirements for improved energy efficiency and reliable operation under conditions involving the pumping of complex fluids.

References.

1. Kotenko, A., Herman, V., Kotenko, A. Rationalization of Ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment. *Nauka i Studia*, 2014. 16 (126). 83–91. http://essuir.sumdu.edu.ua/bitstream/123456789/38769/3/kotenko_poland1.PDF
2. Gusak, O., Krishtop, I., German, V., Baga, V. Increase of economy of torque flow pump with high specific speed. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2019. 233. 012004. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/233/1/012004>
3. Panchenko, V., German, V., Ivchenko, O., Rysnaya, O. Combined operating process of torque flow pump. *Journal of Physics: Conference series*, 2021. 1741. 012011. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012022>
4. Krishtop, I. Creating the flowing part of the high energy-efficiency torque flow pump. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2015. 2 (74). 31–37. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.39934>
5. Gerlach, A., Thamsen, P. & Lykholt-Ustrup, F. Experimental Investigation on the Performance of a Vortex Pump using Winglets. ISROMAC 2016. *International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2016. http://isromac-isimet.univ-lille1.fr/upload_dir/finalpaper/181.finalpaper.pdf
6. Gao, X., Shi, W., Zhang, D., Zhang, Q. & Fang, B. Optimization design and test of vortex pump based on CFD orthogonal test. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014. 45 (5). 101–106. <http://doi.org/10.6041/j.issn.1000-1298.2014.05.016>

7. Kondus V., Ciszak O., Zhukov A., Mushtai M., Polkovnychenko V., Krugliak A. Development of a self-cleaning mechanism for torque-flow pumps. *Journal of Engineering Sciences (Ukraine)*, 2024. 11 (2). F17–F26. [https://doi.org/10.21272/jes.2024.11\(2\).f3](https://doi.org/10.21272/jes.2024.11(2).f3)
8. Kondus, V., Pavlenko, I., Ochowiak, M., Krupińska, A., Matuszak, M., & Włodarczak, S. Interpolation-Based Evaluation and Prediction of Vortex Efficiency in Torque-Flow Pumps. *Applied Sciences*, 2025. 15 (23). 12395. <https://doi.org/10.3390/app152312395>
9. Machalski, A., Skrypacz, J., Szulc, P., Blonski, D. Experimental and numerical research on influence of winglets arrangement on vortex pump performance. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741. 12019. <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012019>
10. Chernov B. A. Errors of ultrasonic flowmeters from expansion and deformation of the pipeline during temperature and pressure changes of the transported liquid. *Bulletin of the Almaty University of Energy and Communications*, 2011. 1 (12). 17–20.

Стаття надійшла до редакції 17.09.2025

Стаття прийнята 23.09.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА TFP 125-50: РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

В. Ю. Кондусь¹, О. Г. Гусак¹

¹ Сумський державний університет

Анотація. У роботі наведено результати експериментального дослідження вільновихрового насоса типу TFP 125-50, виконаного з використанням спеціалізованого випробувального стенда із замкнутим гідравлічним контуром. Розроблено та апробовано методику експериментальних випробувань, що забезпечує визначення основних робочих параметрів насоса, зокрема подачі, напору, споживаної потужності та коефіцієнта корисної дії, з урахуванням систематичних і випадкових похибок вимірювань. Експериментальні дослідження проведено для базового та модернізованого робочих коліс у широкому діапазоні подач. За результатами статистичної обробки встановлено, що відносні граничні похибки визначення основних параметрів не перевищують нормативно допустимих значень. Побудовано напірні та енергетичні характеристики насоса і виконано їх порівняльний аналіз. Показано, що застосування модернізованого робочого колеса забезпечує підвищення коефіцієнта корисної дії на 4–5 % у робочому діапазоні подач. Проведено верифікацію результатів фізичного експерименту шляхом порівняння з даними чисельного моделювання, що підтвердило адекватність застосованої CFD-моделі. Отримані результати можуть бути використані для подальших досліджень та оптимізації конструкцій вільновихрових насосів.

Ключові слова: вільновихровий насос, експериментальний стенд, робоче колесо, енергетичні характеристики, напірна характеристика, похибки вимірювань, чисельне моделювання, CFD-верифікація.

СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-8>

УДК 621.22:621.3

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНОГО ЛІНІЙНОГО ПРИВОДУ

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE MODERN HEAVY-LOADED LINEAR ACTUATION TECHNOLOGIES

О. Є. Скворчевський, канд. техн. наук, доцент

ORCID 0000-0002-4572-7305

Центр досліджень робототехніки, мехатроніки та інформатизації виробництва

e-mail: skvorchevsky.alexander@gmail.com

Анотація. Сучасне машинобудування вимагає удосконалення технологій лінійних приводів. Мета статті полягає у визначенні та систематизації основних напрямків розвитку сучасних технологій лінійних приводів у контексті концепції SMART-гідравліки та Індустрії 4.0+. Така систематизація необхідна для обґрунтування науково-технічних рішень при розробці нових систем лінійного позиціонування та управління рухом в найрізноманітніших галузях техніки. Для вирішення поставленої задачі був виконаний аналіз наукової та технічної літератури, патентів, каталогів виробників та веб-ресурсів були визначені основні напрямки розвитку сучасних технологій лінійних приводів, включаючи введення датчиків нового покоління, сучасних клапанів, рекуперації енергії, переходу від клапанного до насосного управління та інтеграції з компонентами Індустрії 4.0+. Також була проаналізована можливість заміни електрогідравлічних приводів на електромеханічні ролик-гвинтові приводи. В результаті виконаного дослідження вироблені рекомендації по вибору типу лінійного приводу, в залежності від вимог конкретної машини та галузі техніки.

Ключові слова: лінійний привод, електрогідравлічний привод, SMART-гідравліка, датчик положення, насосне керування, рекуперація енергії, Індустрія 4.0+, ролик-гвинтова передача, електромеханічний привод.

Постановка проблеми.

Всеохоплююча автоматизація різних галузей, із впровадженням концепції Індустрії 4.0+, вимагає пристроїв для точного позиціонування та управління рухом у найрізноманітніших галузях промисловості, серед яких будівельне обладнання, сільськогосподарські машини, підйомні механізми, аерокосмічна техніки, морське обладнання та індустріальна автоматика є основними.

Протягом останніх десятиліть відбулася інтенсивна конкуренція між електромеханічними та електрогідравлічними лінійними приводами, кожен з яких демонструє унікальні переваги та обмеження в різних контекстах застосування. Обидва ці напрямки впровадили багато інновацій в конструкції лінійних приводів. Електрогідравлічні приводні системи завдяки своїй високій питомій потужності та здатності демпфувати динамічні навантаження та вібрації залишаються домінуючою технологією у машинах, де необхідні великі потужності та експлуатація в складних умовах навколишнього середовища. Однак конструктивні рішення, закладені в серійні електрогідравлічні лінійні приводи, наразі залишаються на рівні 1980-х років ХХ століття. Прогрес досягнутий переважно у сфері інтеграції електрогідравлічних приводів з електронними компонентами.

Водночас електромеханічні приводи, завдяки ширшому впровадженню планетарних ролик-гвинтових та кулько-гвинтових передач, наздоганяють гідравлічні приводи по показникам питомої потужності. Проте їхня чутливість до динамічних навантажень та обмеження в застосуванні при великих ударних діях все ще залишаються критичними факторами вибору в багатьох застосуваннях. Також відкритими залишаються питання динамічних характеристик планетарних ролик-гвинтових та кулько-гвинтових передач порівняно із електрогідравлічними лінійними приводами.

Розвиток концепції SMART-гідравліки, поряд з принципами Індустрії 4.0+, відкриває нові можливості для трансформації технологій лінійних приводів. Інтеграція датчиків нового покоління, цифрових систем управління, рекуперації енергії та переходу від клапанного до насосного управління створює передумови для якісно нового рівня функціональності та енергоефективності.

Мета даної роботи полягає у визначенні та систематизації основних напрямків розвитку сучасних технологій лінійних приводів у контексті виникаючої концепції SMART-гідравліки та Індустрії 4.0+. Така систематизація необхідна для обґрунтування науково-технічних рішень при розробці нових систем лінійного позиціонування та управління рухом в найрізноманітніших галузях техніки.

Аналіз останніх досліджень.

Незважаючи на значну кількість публікацій, присвячених науковим основам розробки, виробництва та експлуатації електрогідравлічних приводів та електромеханічних приводів, ця тематика залишається актуальною через широке застосування лінійних приводів у найрізноманітніших галузях техніки. Звіт компанії McKinsey & Company [1] є одним із найновіших та найбільш комплексних узагальнень тенденцій розвитку гідравлічного обладнання. Звіт показує, що в багатьох промислових галузях, зокрема в сфері переробки та виготовлення продукції з високим енергоспоживанням, SMART-гідравлічні системи мають величезний потенціал застосування. Незважаючи на обмежене впровадження на даному етапі, SMART-гідравлічні системи вже допомагають зменшити витрати у виробничих процесах. Зростання цін на енергоносії буде ще більше стимулювати впровадження SMART-гідравлічних систем. Однією з найперспективніших технологічних розробок, яка розглядається в контексті SMART-гідравліки, є одночасна оптимізація енергетичних потоків та параметрів управління. Така оптимізація перебуває на ранній стадії розвитку, проте впровадження та масштабування дадуть результати у найближчому часі. По мірі того, як SMART-гідравліка розповсюджується все ширше, як серед кінцевих користувачів, так і серед виробників обладнання, ранні послідовники тренду мають можливість отримати суттєві конкурентні переваги. На основі практичних економічних обґрунтувань авторами звіту було продемонстровано, що технологічні стрибки в SMART-гідравліці можуть призвести до поліпшення енергоефективності та інших конкурентних переваг, а також до появи нових бізнес-моделей у сфері промислового та мобільного гідравлічного обладнання [1]. Дослідження та впровадження перспективних застосувань SMART-гідравліки не вимагають тривалої підготовки або великих первинних капітальних вкладень. Активне впровадження цих технологій вже забезпечує швидкі результати та сприяє прискореному отриманню вигід від повного потенціалу SMART-гідравліки. Враховуючи поточні тенденції в енергетичній політиці та швидке зростання цін на енергоносії, поліпшення енергоефективності може забезпечити все більш важливу конкурентну перевагу [1].

Лінійні електрогідравлічні приводи модульної конструкції будуть являти собою важливі компоненти SMART-гідравлічних систем. Протягом останніх років опубліковано значну кількість досліджень та розробок у різних напрямках їх удосконалення. Так в статті [2] завдяки проведеному комплексному аналізу та узагальненню науково-технічної літератури стало можливим визначити основні

напрямки розвитку автономних лінійних електрогідрравлічних приводів у контексті розвитку концепції SMART-гідрравліки. Ці напрямки такі:

- впровадження насосно-керованих приводів замість клапанно-керованих. Цей процес має супроводжуватися дослідженням впливу переходу до насосно-керованих систем на динамічні характеристики приводів та розробкою стратегій для пом'якшення будь-якого потенційного зниження динамічних характеристик;
- споживання потужності насосом безпосередньо від двигуна внутрішнього згоряння в мобільних машинах;
- створення комплексних стратегій енергоспоживання, що включають енергоефективні компоненти автономних лінійних електрогідрравлічних приводів, системи рекуперації енергії та інтелектуальні алгоритми керування для оптимізації загальної енергоефективності приводів.
- покращення динамічних характеристик автономних лінійних електрогідрравлічних приводів шляхом регулювання швидкості та сили гідроциліндра не шляхом збільшення тиску в порожнинах, а шляхом його зниження з певного максимального значення [3];
- використання компактного розташування на одному клапані, наприклад, функція блокування порожнин гідроциліндра за відсутності керуючого сигналу та регулювання тиску робочої рідини [3];
- використання компактних клапанів, які виконують кілька функцій, та/або гідрравлічних приводів з насосним керуванням, зменшить масу та габарити автономних лінійних електрогідрравлічних приводів, а отже підвищить їх питому потужність;
- використання SMART-рідин, таких як феромагнітні рідини;
- продовження досліджень біологічно розкладних гідрравлічних рідин для зменшення впливу гідрравлічних систем на навколишнє середовище.

Гідрравлічні приводи, як з клапанним керуванням так насосним керуванням широко використовуються в машинобудівному обладнанні. але гідрравлічні технології з керуванням клапанами мають очевидні недоліки, такі як нижчий коефіцієнт використання потужності через неминучі втрати на дроселювання та надлишок виробляємої насосом потужності. Гідрравлічні приводи з насосним керуванням можуть підвищити енергоефективність всієї гідрравлічної системи завдяки усуненню цих втрат енергії та подоланню недоліків технології з клапанним керуванням. Електрогідрравлічний привод з насосним керуванням це система керування насосом з величезними перевагами питомої потужності, низького споживання енергії та компактної конструкції. Як наслідок, дослідження електрогідрравлічних приводів з насосним керуванням поступово стали гарячою темою в галузі передачі та керування потужністю рідини. Робота [4] представляє розвиток електрогідрравліки у трьох основних галузях, що включають аерокосмічну промисловість, машинобудування та робототехніку, від зародження до сьогодення, з метою з'ясування основних питань та труднощів у проектуванні та застосуванні електрогідрравлічних агрегатів, а також обговорення подальших тенденцій розвитку гідрравлічних технологій передачі потужності. Викладений в документі [4] зміст не лише є цінним вичерпним джерелом інформації щодо електрогідрравлічних систем для науковців, але й надає вагомий орієнтир для майбутніх досліджень щодо високої щільності потужності та енергоефективної гідрравлічних приводів. В роботі [4] підкреслюється перспективність розробки та застосування саме електрогідрравлічних приводів з насосним керуванням.

Перспективним напрямком досліджень електрогідрравлічних приводів є розробка наукових основ впровадження новітніх алгоритмів керування, таких як машинне навчання, ШІ тощо. Так у статті [5] представлено скоординовану стратегію керування електрогідрравлічною композитною гальмівною системою в електромобілях з вбудованим двигуном для покращення рекуперації енергії та безпеки гальмування.

Новий гідравлічний блок керування без редукційного клапана розроблено для спрощення структури та максимізації використання енергії. На основі ідеального розподілу гальмівного зусилля, стратегія розподілу зусиль координує гальмування двигуном та гідравлікою в різних режимах, гарантуючи, що крутний момент двигуна може компенсувати загальний гальмівний момент, коли відбувається блокування коліс. Запропоновано стратегію антиблокувальної системи гальмування (ABS), яка спирається виключно на регулювання крутного моменту двигуна, підтримуючи постійний гідравлічний крутний момент, одночасно швидко стабілізуючи ковзання в межах 13–17%, тим самим уникаючи взаємодії між гідравлічним та моторним гальмуванням. Спільна платформа Simulink-AMESim-CarSim оцінює стратегію за різних умов, а реальні випробування транспортних засобів у рекуперативному режимі підтверджують доцільність та плавне перемикавання. Результати показують, що запропонований підхід досягає цільової інтенсивності гальмування, покращує рекуперацію енергії, зменшує коливання крутного моменту та дії клапанів, а також підтримує стабільність. Дослідження пропонує практичне рішення для інтеграції рекуперативного гальмування та ABS в електромобілі з вбудованим двигуном, з потенціалом для апаратної перевірки та розширених застосувань контролю стійкості [5]. Статті [6-8] також присвячені сучасним стратегіям керування електрогідравлічними системами. Сучасні методи керування електрогідравлічними приводами дозволяють їх інтеграцію з такими компонентами Індустрії 4.0+, як цифрові двійники, інтернет речей тощо [3, 9-11].

Як було вказано вище перехід від клапанного керування до насосного керування є одним з найперспективніших напрямків розвитку електрогідравлічних приводів. Робота [12] була однією із перших в цьому напрямку. В ній досліджуються можливості використання електричних сервоприводів для керування гідравлічними підйомними системами безпосередньо за допомогою гідравлічної машини з електросерводвигунним приводом та забезпечення рекуперації енергії в них. У цій роботі проводиться та аналізується моделювання та випробування електрогідравлічної системи підйому та опускання вилового навантажувача з двома зонами підйому. Визначено ефективність та коефіцієнти енергозбереження експериментальної системи приводу для зон вільного підйому та другої зони підйому модифікованого промислового навантажувача з різними швидкостями та корисним навантаженням. Максимально досягнуте значення енергозбереження в системі рекуперації потенційної енергії становило 50% для максимального випробуваного корисного навантаження 1000 кг та максимальної швидкості вил 0,5 м/с для другої зони підйому. Визначено ефективність та енергоспоживання експериментальної системи приводу та її компонентів. Результати [12] набули подальшого розвитку в дослідженнях викладених в статтях [13-15]. Отже перехід до насосного керування забезпечує модульність конструкції електрогідравлічного приводу, підвищення питомої потужності та енергоефективності електрогідравлічного приводу, порівняно із клапанним керуванням. Однак, питання динамічних характеристик електрогідравлічних лінійних приводів з насосним керуванням, порівняно з традиційними клапано-керованими приводами залишаються відкритими. В цьому контексті публікації в яких розглядаються гібридний клапано-насосний спосіб регулювання викликають особливу цікавість [16].

Основним конкурентом вищенаведених електрогідравлічних приводів є електромеханічні приводи лінійного руху. До переваг електромеханічних приводів відноситься відсутність можливих витоків масла та перетворення електричної енергії безпосередньо в механічну. Однак завдяки високій питомій потужності та можливості гасіння ударів та вібрацій, електрогідравлічні приводи зайняли стійку нішу в аерокосмічній галузі, будівельній техніці, сільськогосподарській техніці тощо. Ситуація змінилася з появою планетарних кульково-гвинтових та роликowo-гвинтових лінійних сервоприводів, які їх виробники позиціонують як конкурентів електрогідравлічним лінійним сервоприводам [17-20]. У роботі [21] наведено рекомендації щодо вибору між

автономними електрогідравлічними та електромеханічними циліндрами.

Оскільки мова в статті іде про високонавантажений лінійний привод, то в рамках даної роботи, пневматичні та інші типи приводів не розглядаються.

Методологія дослідження.

У дослідженні застосовано комплексний аналітичний підхід, спрямований на систематизацію сучасних технологій високонавантажених лінійних приводів у контексті концепції SMART-гідравліки та Індустрії 4.0+.

Основою методології є поетапний порівняльний аналіз електрогідравлічних та електромеханічних лінійних приводів. Через обмежений розмір статті використовувались тільки підходи якісного аналізу для вищенаведених характеристик. Пневматичні та інші типи приводів не розглядаються через їх обмежену придатність для високонавантажених застосувань. Було виконано огляд наукових публікацій, звітів провідних консалтингових компаній, патентних описів, каталогів виробників та технічної документації, присвячених розвитку електрогідравлічних і електромеханічних лінійних приводів.

Формування початкового масиву джерел здійснювалось за ключовими словами, наведеними в анотації та ключових словах статті, з подальшим «сніжковим» розширенням переліку джерел через списки літератури в релевантних роботах та наукометричні бази даних.

Для узгодження висновків з різних джерел застосовано метод якісного контент-аналізу, що дозволив виділити типові тенденції та суперечності в інтерпретації переваг і недоліків розглянутих технологій. Виконано порівняльний аналіз визначених технологій високонавантажених лінійних приводів на основі уніфікованої системи критеріїв. До цієї системи включено: показники питомої потужності, рівень енергоефективності (у тому числі можливість рекуперації потенційної енергії), чутливість до динамічних навантажень і вібрацій, складність конструкції, вимоги до обслуговування, ризик витоків робочої рідини, а також потенціал інтеграції з цифровими системами керування та Інтернетом речей. Окремо порівнювались доступні дані щодо динамічних характеристик та обмежень роботи в умовах ударних навантажень, що є критичними для високонавантажених застосувань.

Такий підхід дозволяє узгоджено оцінити конкурентоспроможність електрогідравлічних і електромеханічних технологій у сегменті високонавантажених лінійних приводів та сформувані обґрунтовані рекомендації для подальших досліджень і практичних застосувань.

Результати дослідження.

В результаті проведеного вище аналізу було виявлено шість основних перспективних технологій високонавантаженого лінійного приводу. Коротко розглянемо їх усі.

Найбільш опрацьованою технологією є клапано-керований електрогідравлічний привод. Цей тип привода розглянутий в багатьох публікаціях, наприклад [2].

На рис. 1 представлений насосно-керований електрогідравлічний привод на базі електромотору зі змінною частотою обертання валу фірми Kyntronics (США) [22].

SMART електрогідравлічний привод від Kyntronics [22] має модульну конструкцію, яка поєднує в собі електромотор (2) зі змінною частотою обертання валу, насос (1) та гідравлічний циліндр (3), компенсуючу ємність для надлишку робочої рідини та канали для циркуляції робочої рідини (5) і (6) (рис. 1). Гідравлічна частина модульного приводу [22] повністю інкапсульована, що дозволяє зменшити проблеми забруднення робочою рідиною оточуючого середовища. Використання електроніки робить SMART електрогідравлічний привод [22] придатним для підключення до Інтернету речей та інших комунікаційних систем, а відсутність клапанів та інших зайвих механічних

компонентів підвищує його довговічність. Завдяки легкому масштабуванню, компактному розміру та модульності системи їй можна розміщувати в невеликих порожнинах машин. Крім того, використання принципу «живлення на вимогу» оптимізує енергоефективність.

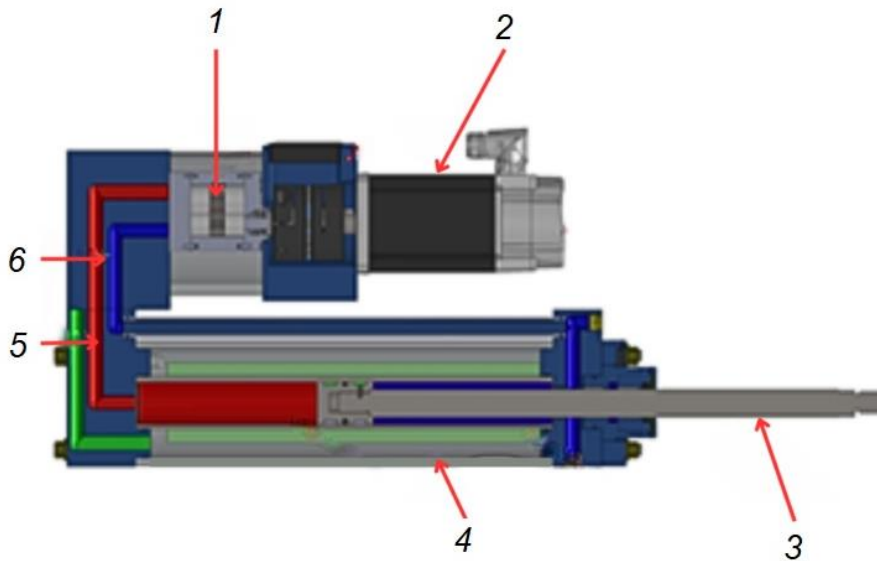


Рис. 1. Гібридний привод модульної конструкції фірми Kyntronics [22]:
 1 – насос; 2 – електромотор з перемінною частотою обертання валу; 3 – гідроциліндр; 4 – компенсуюча ємність для надлишку робочої рідини; 5 та 6 – канали для циркуляції робочої рідини.

Принцип «живлення на вимогу» полягає в тому, що електромотор видає в систему лише стільки потужності скільки потрібно для виконання робочих переміщень із робочими навантаженнями. Також суттєвою перевагою SMART електрогідролічних приводів від Kyntronics [22] є можливість використання як електромотору змінного струму із частотним регулюванням так і електромотору постійного струму з електронним регулюванням частоти обертання валу [22, 23]. Також SMART електрогідролічних приводи від Kyntronics можуть бути оснащені датчиками по положенню поршня зі штоком та тиску в робочих порожнинах гідроциліндру [22, 23]. Незважаючи на перспективність технології регулювання швидкості переміщення поршня зі штоком гідролічного циліндру шляхом регулювання частоти обертання валу електромотора та насоса, суттєвим недоліком є заявлена розробниками [22, 23] залежність швидкості руху поршня зі штоком гідроциліндру від навантаження на штоці. Це обмежує їх використання в мобільних машинах та багатьох інших застосунках.

Існує багато наукових публікацій, присвячених електрогідролічним приводам із насосним керуванням, наприклад [14, 24, 25]. У них у всіх обґрунтовуються переваги електрогідролічних приводів такого типу. Суттєвою перевагою таких приводів є можливість рекуперації потенційної механічної енергії у електричну [26].

Принцип насосного керування може бути реалізований не тільки шляхом керування частотою обертання валу електромотора, але і шляхом використання насоса зі змінним робочим об'ємом, наприклад як показано у статті [27]. Насосному способу керуванням електрогідролічним приводом шляхом використання насоса зі змінним робочим об'ємом присвячено значно менше публікацій, ніж приводом з регульованим електромотором. Це може бути пов'язано із усе більшим використанням у різних галузях техніки електродвигунів із частотним регулюванням.

Не вдалось виявити публікації в яких би детально порівнювалися динамічні характеристики електрогідролічних приводів із насосним та клапанним керуванням. Тим не менш, порівнюючи фізику процесу керування потоком робочої рідини шляхом

зміни положення золотника або клапанного елемента (клапанне керування) та якоря електричного мотора з рухомими частинами насоса, можна стверджувати, що насосне керування не може конкурувати з клапанним по якості динамічних характеристик. Це твердження обумовлено порівнянням інерційних характеристик рухомих частин для насосного та клапанного керування електрогідравлічними приводами лінійного руху. З огляду на вищесказане, перспективним вбачається комбінований клапано-насосний спосіб керування [16]. В електрогідравлічному приводі з комбінованим клапано-насосним керуванням (pump-valve compound drive system (PCDS)) для компенсації залежності швидкості від навантаження введені клапани та датчики зворотного зв'язку по тиску в порожнинах гідроциліндра (рис. 2) [16].

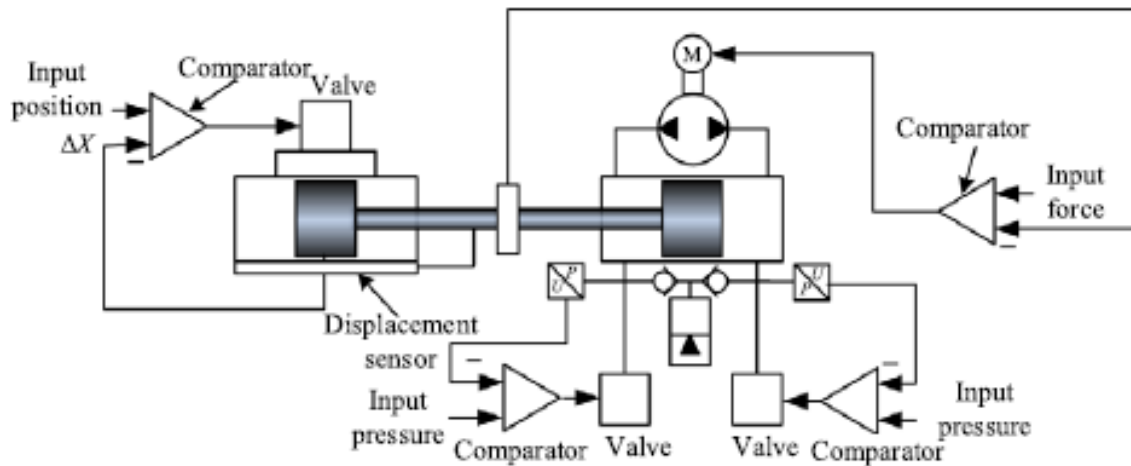


Рис. 2. Електрогідравлічний привод з клапано-насосним регулюванням з платформою для його тестування [16]

В тезах доповідей [20] оцінено можливості заміни електрогідравлічних приводів на електромеханічні лінійні приводи з планетарними роликово-гвинтовими передачами (рис. 3, б) [28]. Показано, що електромеханічні приводи на основі планетарних роликово-гвинтових передач становлять серйозну конкуренцію електрогідравлічним приводам по значенню питомої потужності. Технологія планетарних роликово-гвинтових передач добре відпрацьована, серед основних виробників електромеханічних приводів на їх основі потрібно назвати Parker Hanifin [28, 29], Tolomatic [30], Ewellix [31] та інші бренди.

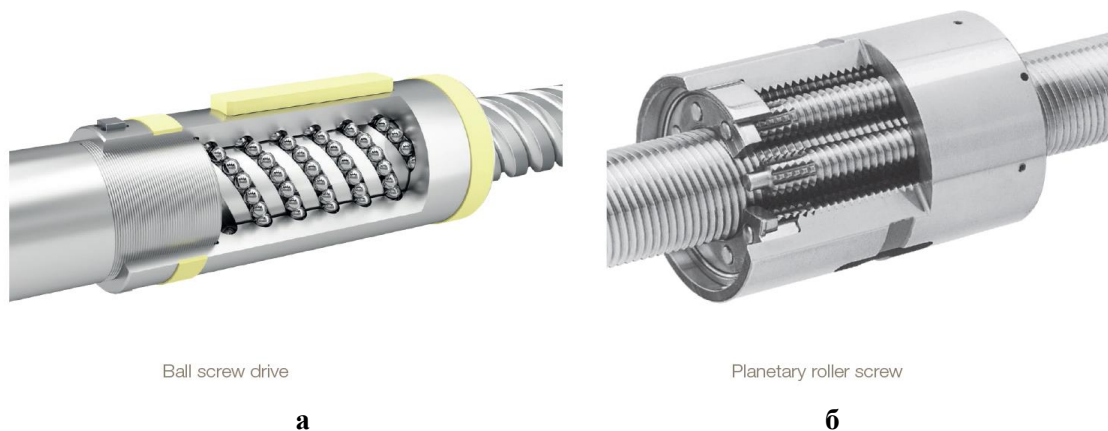


Рис. 3. Механічні перетворювачі обертального руху у лінійний рух: а – кульково-гвинтова передача; б – планетарна роликово-гвинтова передача [28]

Серед недоліків електромеханічних приводів на основі планетарних роликово-гвинтових передач потрібно назвати їх чутливість до вібрацій та ударних навантажень,

через прецизійність такої передачі та відсутності демпфуючих елементів. Питання динамічних характеристик електромеханічних приводів на основі планетарних роликотвинтових передач порівняно із електрогідравлічними приводами залишаються відкритими. В ході даного аналізу не вдалося виявити публікації з їх динамічними характеристиками.

Також зацікавленість викликають електромеханічні лінійні приводи на основі кульково-гвинтових передач. В огляді [28] проводиться порівняння електромеханічних лінійних приводів на основі кульково-гвинтових та планетарних роликотвинтових передач. Показано, що для заданого розміру зовнішнього циліндра планетарні роликотвинтові передачі потребують більшої гайки, що змушує використовувати тонший вал гвинта та зменшує практичну вантажопідйомність і термін служби, незважаючи на їх теоретичну перевагу в лінійному контакті. Parker демонструє, що 63-міліметровий кульковий гвинт у EТН125М20 досягає вищого динамічного навантаження та значно довшого терміну служби при 30 кН, ніж аналогічні планетарні роликотвинтові передачі, особливо ті, що мають вбудовані електричні серводвигуни.

Висновки.

В статті показано, що конкуренція між електрогідравлічними та електромеханічними приводами на сучасному етапі не призводить до однозначного витіснення однієї технології іншою, а формує поле для їх раціонального поєднання та цільового застосування залежно від вимог конкретних задач. Встановлено, що класичні клапано-керовані приводи, незважаючи на тривалий період експлуатації та певну стагнацію конструктивних рішень, залишаються еталонними з точки зору динамічних характеристик та здатності демпфувати ударні навантаження. Їх недоліками є втрати енергії на дроселювання та надлишкова потужність насосних агрегатів у порівнянні з більш сучасними рішеннями.

Перехід до насосно-керованих електрогідравлічних систем, у тому числі на основі електромоторів зі змінною частотою обертання валу та/або насосів змінного робочого об'єму, є одним з ключових трендів розвитку SMART-гідравліки. Такі системи забезпечують істотне підвищення енергоефективності за рахунок «живлення на вимогу», можливості рекуперації потенційної енергії та зменшення втрат на дроселювання, що особливо актуально в умовах зеленого переходу. Разом з тим, через більшу інерційність рухомих елементів насосно-керовані приводи можуть мати гірші динамічні характеристики у порівнянні з клапанно-керованими.

Перспективним компромісним рішенням визнано комбіновані клапано-насосні системи керування (pump-valve compound drive systems, PCDS), у яких поєднуються енергоефективність насосного керування та динамічні переваги клапанних модулів.

Аналіз електромеханічних приводів на основі планетарних роликотвинтових передач показав, що вони наближаються до електрогідравлічних систем за рівнем питомої потужності та часто перевершують їх з точки зору компактності, відсутності витоків робочої рідини, простоти інтеграції з досягненнями Індустрії 4.0+. Каталогів провідних виробників підтверджують високу технологічну готовність таких приводів для застосування в широкому спектрі задач, включно з важконавантаженими сервосистемами. Однак їх чутливість до вібрацій та ударних навантажень, обмежують їх як повноцінну альтернативу електрогідравлічним приводам у найважчих режимах роботи. Електромеханічні приводи на основі кульково-гвинтових передач у ряді випадків демонструють кращі показники динамічних навантажень та довговічності порівняно з планетарними роликотвинтовими передачами при однакових габаритах.

З урахуванням проведеного аналізу виділено шість основних перспективних технологій високонавантажених лінійних приводів. До них належать: класичні клапано-керовані електрогідравлічні приводи; насосно-керовані електрогідравлічні приводи на основі регульованих електромоторів; насосно-керовані системи зі змінним робочим

об'ємом насоса; комбіновані клапано-насосні системи керування; електромеханічні приводи на основі планетарних ролик-гвинтових передач; електромеханічні приводи на основі кулько-гвинтових передач. Кожен з цих напрямків має власну нішу застосувань, що визначається поєднанням вимог до питомої потужності, енергоефективності, динамічних характеристик, надійності та вартості придбання та експлуатації.

Практична значущість отриманих результатів полягає у формуванні обґрунтованих рекомендацій щодо вибору технології лінійного приводу залежно від вимог конкретної машини та галузі техніки.

Разом з тим проведений аналіз виявив низку «білих плям» у науковій і технічній літературі, які визначають пріоритетні напрями подальших досліджень. Серед перспектив подальших досліджень потрібно назвати наступні. Виконання експериментальних та чисельних досліджень, в яких би безпосередньо порівнювалися динамічні характеристики різних типів високонавантажених лінійних приводів. По-друге, вимагає подальшого розвитку методологія інтеграції SMART-гідравлічних та електромеханічних приводів з компонентами Індустрії 4.0+ і майбутніх концепцій Індустрії 5.0, зокрема цифрових двійників, систем на основі штучного інтелекту, адаптивних стратегій керування, заснованих на машинному навчанні, та розподілених мережевих архітектур керування. Синергійне поєднання таких підходів дозволить не лише підвищити енергоефективність і надійність, а й створити нові бізнес-моделі експлуатації приводних систем (наприклад, «привод як сервіс»), орієнтовані на життєвий цикл обладнання. Узагальнюючи, результати даної роботи демонструють, що розвиток технологій високонавантажених лінійних приводів відбувається у напрямку переходу від окремих компонентів до інтегрованих, інтелектуальних, енергоефективних та мережево орієнтованих систем, здатних гнучко адаптуватися до змінних умов експлуатації. Подальший прогрес у цій галузі значною мірою залежатиме від поєднання інженерних досліджень у сфері мехатроніки з сучасними досягненнями в галузі цифрових технологій, штучного інтелекту та кіберфізичних систем.

Список використаних джерел.

1. McKinsey & Company. Smart fluid hydraulics: Preparing for the imminent revolution in the fluid systems industry. August 2, 2022. URL: <https://www.mckinsey.com/industries/industrials-and-electronics/our-insights/smart-fluid-hydraulics-preparing-for-the-imminent-revolution-in-the-fluid-systems-industry>
2. Skvorchevsky A. Identification of the Directions of Self-contained Linear Electrohydraulic Actuators' Development in the Context of Smart-Hydraulics Concept Emerging. ICoRSE-2024: *International Conference on Reliable Systems Engineering*, Springer, Cham, 2024. 328–338. https://doi.org/10.1007/978-3-031-70670-7_28
3. Skvorchevsky, A. Electronic Load Sensing for Integrating Electro-Hydraulic Mechatronic Actuators with Industry 4.0 and 5.0 Components. ICoRSE-2023: *International Conference on Reliable Systems Engineering*, Springer, Cham, 2023. 440–455. https://doi.org/10.1007/978-3-031-40628-7_37
4. Zengguang L., Sun J., Yue D., Zuo X., Gao H., Feng K. A review on integral evolution of electro-hydraulic actuation in three momentous domains: aerospace, engineering machinery, and robotics. MEMAT 2023: *Fourth International Conference on Mechanical Engineering, Intelligent Manufacturing, and Automation Technology*, 2023. 13082. 141–159. <https://doi.org/10.1117/12.3026210>
5. Li H., Jin L., Li J., Xiao F., Wang Z., Zhang G. Braking Force Coordination Control for In-Wheel Motor Drive Electric Vehicles with Electro-Hydraulic Composite Braking System. *Vehicles*, 2025. 7 (4). 1–29. <https://doi.org/10.3390/vehicles7040119>
6. Rui J., Huang H., Li L., Zuo H., Gan L., Sam S., Liu Z. Artificial intelligence enabled energy-saving drive unit with speed and displacement variable pumps for electro-hydraulic systems. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering?* 2023. 2 (3). 3193–3204. <https://doi.org/10.1109/TASE.2023.3276766>
7. Aziz K. A., Fekry M., El-Bardini M., El-Nagar A. M. Deep reinforcement learning-based

- adaptive fuzzy control for electro-hydraulic servo system. *Neural Computing and Applications*, 2025. 1–18. <https://doi.org/10.1007/s00521-024-10741-x>
8. Grzegorz F. Artificial intelligence methods in hydraulic system design. *Energies*, 2023. 8. 3320. <https://doi.org/10.3390/en16083320>
9. Skvorchevsky, A. Comparative Analysis of Current Approaches to Digital Twins of Electro-Hydraulic Mechatronic Systems Creations. Proceedings of 2023 International Conference on Hydraulics and Pneumatics – HERVEX, 2023. 1–5. URL: <https://fluidas.ro/hervex/proceedings2023/001-005.pdf>
10. Berri, P. C., Dalla Vedova M. D. L. A Review of Simplified Servo Valve Models for Digital Twins of Electrohydraulic Actuators. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020. 1603 (1). 012016. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1603/1/012016>
11. Скідан, В. В., Ніконов О. Я., Бутенко Л. П. Архітектура інтелектуального інформаційно-керуючого комплексу наземних мобільних роботизованих платформ. *Проблеми інтеграції освіти, науки та бізнесу в умовах глобалізації*. Київський національний університет технологій та дизайну, 2024. С. 162–163.
12. Minav, T. A., Lasse IE L., Juha J. P. Analysis of electro-hydraulic lifting system's energy efficiency with direct electric drive pump control. *Automation in construction*, 2013. 30. 144–150. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2012.11.009>
13. Zheng C., Helian B., Zhou Y., Geimer M. An integrated trajectory planning and motion control strategy of a variable rotational speed pump-controlled electro-hydraulic actuator. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2022. 28 (1). 588–597. <https://doi.org/10.1109/TMECH.2022.3209873>
14. Zakharov, V., Minav T. Influence of hydraulics on electric drive operational characteristics in pump-controlled actuators. *Actuators*, 2021. 10 (12). 1–17. <https://doi.org/10.3390/act10120321>
15. Tong G., Wu B., Lin T., Chen H., Chen Q. Closed-circuit pump-controlled electro-hydraulic steering system for pure electric wheel loader. *Applied Sciences*, 2022. 12 (11). 5740. <https://doi.org/10.3390/app12115740>
16. Kaixian B., Wang Y., He X., Wang C., Yu B., Liu Y., Kong X. Force compensation control for electro-hydraulic servo system with pump-valve compound drive via QFT–DTOC. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2024. 37. 27. <https://doi.org/10.1186/s10033-023-00988-1>
17. Electric cylinders CEMC. EWELLIX. URL: <https://medialibrary.ewellix.com/asset/16213>
18. IMA Integrated Motor Rod-Style Actuator. Tolomatic. URL: <https://www.tolomatic.com/products/product-details/ima-linear-servo-actuators/>
19. Li, X., Liu, G., Fu, X., Ma, S. Review on motion and load-bearing characteristics of the planetary roller screw mechanism. *Machines*, 2022. 10(5). 317. <https://doi.org/10.3390/machines10050317>
20. Skvorchevsky, A. The Possibilities Evaluation of Replacing Electro-Hydraulic Actuators with Planetary Roller Screws Linear Actuators. The 5th International Scientific Conference Computer Technologies and Mechatronics. KhNADU. Kharkiv, 2023. P. 89-93. URL: <https://dSPACE.khadi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/af23c124-ca2e-42a4-845f-2d96c0e5b237/content>
21. Hagen, D., Padovani, D., & Choux, M. Guidelines to select between self-contained electro-hydraulic and electro-mechanical cylinders. 15th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA). 2020. P. 547-554. <https://doi.org/10.1109/ICIEA48937.2020.9248373>
22. How Does A Hybrid Linear Actuator Work? Kyntronics. URL: <https://kyntronics.com/how-does-a-hybrid-linear-actuator-work/>
23. Motion-control actuator combines advantages of electronics and hydraulics. Packaging Digest. URL: <https://www.packagingdigest.com/machinery-equipment/motion-control-actuator-combines-advantages-of-electronics-and-hydraulics>
24. Minav, T. A., Lasse IE L., Juha J. P. Analysis of electro-hydraulic lifting system's energy efficiency with direct electric drive pump control. *Automation in construction*, 2013. 30. 144–150. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2012.11.009>
25. Zakharov, Viacheslav, and Tatiana Minav. Analysis of Frequency adjustable control of Permanent Magnet Synchronous Motor for pump-controlled actuators. *International Journal of Fluid Power*, 2023. 125–140. <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2416>
26. Minav, T., Immonen, L. L., Vtorov, J. P., Niemela M. Electric energy recovery system for a hydraulic forklift – theoretical and experimental evaluation. *IET electric power applications*, 2011. 5 (4). 377–385. <https://doi.org/10.1049/iet-epa.2009.0302>

27. Imam, A., Moosa R., Ehsan J., Nariman S. Design, implementation and evaluation of a pump-controlled circuit for single rod actuators. *Actuators*, 2017. 6 (1). 10–21. <https://doi.org/10.3390/act6010010>
28. Ball screw drive versus planetary roller actuators. Parker Hannifin. URL: https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Electromechanical-Europe/White-Paper/Parker_White_Paper_Electro_Cylinder_ETH125.pdf
29. Electric Actuators, Planetary Roller Screw – Series XFC. Parker Hannifin. URL: <https://ph.parker.com/us/en/product-list/extreme-force-electromechanical-cylinder-series-xfc>
30. Roller screw technology for electric actuators. Tolomatic. URL: <https://www.tolomatic.com/blog/roller-screw-technology-for-electric-actuators/>
31. Electric cylinders CEMC. EWELLIX. URL: <https://medialibrary.ewellix.com/asset/16213>

Стаття надійшла до редакції 12.11.2025

Стаття прийнята 17.11.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



COMPARATIVE ANALYSIS OF THE MODERN HEAVY-LOADED LINEAR ACTUATION TECHNOLOGIES

A. Skvorchevsky

Research Centre of Robotics, Mechatronics and Production Informatization

Summary

The article analyses and systematises contemporary technologies of heavy-loaded linear actuators in the context of the emerging SMART hydraulics concept and the broader framework of Industry 4.0+. The work focuses on the need to modernise linear actuation solutions in modern mechanical engineering. The main objective is to identify key development trends in linear drive technologies and to substantiate engineering decisions for new positioning and motion control systems operating under high loads. To achieve this objective, the author conducts a structured review of scientific and technical literature, patents, manufacturers' catalogues, and web resources, which makes it possible to identify the principal directions of linear actuator evolution. Particular attention is given to the competition between electrohydraulic and electromechanical linear actuators that has unfolded over recent decades, with each technology demonstrating specific advantages and limitations depending on the operating conditions and performance requirements. Electrohydraulic drive systems remain dominant in heavy-duty applications due to their high power density, robustness to dynamic loads, and capacity to damp vibrations, although their typical design solutions have largely remained at the technological level of the 1980s and have primarily been upgraded through the integration of electronic control components. Transition from valve-controlled to pump-controlled architectures was highlighted. In parallel, electromechanical actuators, supported by the increasing use of planetary roller-screw and ball-screw mechanisms, have approached hydraulic systems in terms of specific power, but they remain sensitive to shock loads and exhibit unresolved issues regarding their dynamic behavior in comparison with electrohydraulic solutions. The analysis demonstrates that, despite the rapid progress of electromechanical technologies, electrohydraulic actuators still retain significant advantages in extremely demanding operating conditions, while electromechanical solutions are increasingly attractive where high positioning accuracy and compactness are prioritised. The proposed systematisation of technological trends in heavy-loaded linear actuation can be used by designers and researchers as a methodological basis when developing next-generation positioning and motion control systems that comply with SMART hydraulics principles and Industry 4.0+ concepts.

Keywords: linear actuator, electrohydraulic actuator, SMART hydraulics, position sensor, pump control, energy recovery, Industry 4.0+, roller screw transmission, electromechanical actuator

ТЕХНОЛОГІЇ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАТРОНІКА

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-9>

УДК 631.234

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИСПЕРГУВАННЯ МІКРОЕМУЛЬСІЙ

INVESTIGATION OF DISPERSING PARAMETERS OF MICROEMULSIONS

К. О. Самойчук^{1*}, д.т.н., професор

ORCID: 0000-0002-3423-3510

С. В. Кюрчев¹, д.т.н., професор

ORCID: 0000-0001-6512-8118

Н. О. Паляничка¹, к.т.н., доцент

ORCID: 0000-0001-8510-7146

О. О. Ковальов¹, к.т.н., ст. викладач

ORCID: 0000-0002-4974-5201

¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

*e-mail: kyrylo.samoichuk@tsatu.edu.ua

Анотація. У роботі наведено методику розрахунку дисперсності емульсій, що ґрунтується на визначенні критерію Вебера для диспергаторів-гомогенізаторів жирових емульсій, які застосовуються в сільському господарстві, переробній та харчовій промисловості. Подано стислий аналіз існуючих пристроїв для диспергування та гомогенізації емульсій. Описано експериментальні дані з візуального спостереження процесу руйнування дисперсних частинок жирових емульсій і крапель рідини. Охарактеризовано основні теорії та механізми диспергування, на підставі чого виділено узагальнювальний фактор процесу руйнування дисперсних частинок емульсії – швидкість потоку емульсії, яка є визначальною для критерію руйнування рідких частинок – критерію Вебера. Проаналізовано режими руйнування дисперсних частинок за Ю. Ф. Дитякіним та їх застосовність до жирових в'язких емульсій. Розраховано можливість диспергування жирових кульок молочної емульсії під дією вібраційної моди. Обґрунтовано характер руйнування частинок емульсії, що узгоджується з дослідженнями Ю. Ф. Дитякіна, теоріями гомогенізації М. Н. Орешіної, П. О. Ребіндера та Г. Віттіга, а також з візуальними спостереженнями Ф. Іннінгса. Наведено рівняння, що дозволяють розрахувати середню дисперсність емульсії, необхідну швидкість ковзання частинки, критичне значення критерію Вебера та час, потрібний для повного руйнування частинки після обробки в клапанних струминних і пульсаційних диспергаторах та гомогенізаторах для обробки жирових емульсій. Розраховано критичне значення критерію Вебера для гомогенізації молочної емульсії. Алгоритм розрахунку базується на визначенні критеріїв Вебера, Лапласа та розрахунку часу, необхідного для руйнування частинки емульсії.

Ключові слова: диспергування, гомогенізація, емульсія, обчислення, дисперсність, мікроемульсія.

Постановка проблеми.

Процес одержання емульсій широко поширений у сільському господарстві, хімічній, переробній, харчовій та інших галузях промисловості.

У сільському господарстві емульгування є невід'ємною складовою виробництва олійних і концентрованих емульсій пестицидів. Запобігання розшаруванню в процесі зберігання є необхідною умовою для таких харчових продуктів, як: ячні меланжі та суміші на їх основі; згущене молоко комбінованого складу; суміші для морозива (підготовка суміші «молочна основа – рослинний жир»); майонези, маргарини, кетчупи тощо.

Диспергування жирових частинок молока до мікроскопічних розмірів підвищує його харчову цінність, а також покращує сенсорні та смакові властивості [1, 2]. Введення в тісто жирових емульсій замість жиру покращує якість хлібобулочних виробів. Жирові емульсії можуть застосовуватися для змащування форм і листів у хлібопекарстві, що дозволяє заощадити до 90 % жиру, який використовується нині [3].

Ефективним є також введення жирових емульсій у фарш ковбасних виробів замість сирого жиру.

Найважливішою операцією є одержання емульсії на основі знежиреного молока шляхом додавання жиру та інших необхідних інгредієнтів під час виробництва заміників незбираного молока [4].

У парфумерному виробництві відповідальним технологічним процесом є застосування ароматичних емульсій ефірних олій і рівномірний розподіл лікарських рідких препаратів у воді.

Незважаючи на широке поширення процесів одержання емульсій, на сьогодні відсутня єдина методика розрахунку апаратів для емульгування на заданий ступінь дисперсності. Існуючі методики розрахунку здебільшого отримані емпіричним шляхом і не є універсальними — вони застосовуються лише для апаратів суворо визначеного типу.

Аналіз останніх досліджень.

Для здійснення процесів диспергування (або гомогенізації — для дрібнодисперсних емульсій) та одержання емульсій переважно застосовують клапанні, відцентрові, вакуумні, ультразвукові, струминні, пульсаційні, вихрові та роторно-пульсаційні апарати (роторно-імпульсні, у тому числі з ротором, що вібрує вздовж осі). Гомогенізаторами прийнято називати апарати для одержання емульсій із дисперсністю менше ніж 2–2,5 мкм, зокрема молока, тому вимоги до них є значно вищими, ніж до звичайних диспергаторів-емульсорів.

Найвищі показники дисперсності емульсій досягаються в клапанних, роторно-пульсаційних, імпульсних і струминних гомогенізаторах. Спільною рисою цих пристроїв є створення великої різниці швидкостей дисперсних частинок емульсії відносно дисперсійного середовища. Це досягається за рахунок високого градієнта швидкості в щілині клапанного гомогенізатора та зазорі роторно-пульсаційного апарата, зустрічних потоків у протиточно-струминному гомогенізаторі, подачі дисперсної фази у високошвидкісний потік дисперсійного середовища в струминних апаратах із роздільною подачею жирової фази, а також ударно-коливальних рухів емульсії в пульсаційних апаратах.

Чинником, що стримує розроблення єдиної методики розрахунку диспергаторів жирових емульсій, є складність спостереження процесу руйнування частинок мікроскопічних розмірів за високих швидкостей їх руху.

Достовірні візуальні дані щодо деформації та руйнування крапель жиру в потоці рідини були отримані Ф. Іннінгсом (Швеція) [10]. На фотографіях високошвидкісної кінозйомки показано руйнування краплі олії розміром кілька міліметрів за ударної взаємодії з водою, в якій перебувала крапля. Зроблено висновок, що в цьому випадку дроблення відбувається шляхом зриву поверхневих шарів. Результати були перераховані на натурні умови з використанням гідравлічних критеріїв подібності, що для мікрорівня не може вважатися достовірним.

Ф. Іннінгу за допомогою методу пульсуючих мікролазерів вдалося візуалізувати процес дроблення жирових частинок молока розміром 1–3 мкм у клапанній щілині гомогенізатора. Встановлено, що жирові кульки перед руйнуванням витягуються у нитки, після чого відбувається їх розпад. Ці експерименти містять єдині достовірні дані щодо диспергування мікроскопічних частинок жирової емульсії. Утворення тонких ниток узгоджується з дослідженнями Ю. Ф. Дитякіна для високов'язких рідин.

Ускладнює визначення методики розрахунку диспергаторів і велика кількість існуючих теорій та механізмів гомогенізації й диспергування. При цьому автори теорій диспергування часто не узгоджують свої припущення з наявними експериментально підтвердженими механізмами руйнування частинок емульсії.

Огляд механізмів диспергування наведено в роботах [11, 12]. Дослідниками виділено 10 механізмів подрібнення крапель у рідині:

- нестійкість Кельвіна–Гельмгольца [4], що виникає внаслідок достатньої різниці швидкостей між дисперсною та дисперсійною фазами;
- нестійкість Релея–Тейлора [13], яка виникає за напрямку вектора масових або інших сил від важкої рідини до легкої;
- дроблення крапель у турбулентному потоці рідини, зумовлене турбулентними пульсаціями [14];
- нестійкість Толміна–Шліхтинга, що виникає під час переходу від ламінарного режиму до турбулентного, коли паралельно-струминна ламінарна течія стає нестійкою внаслідок домінування інерційних сил над силами в'язкого тертя; може проявлятися і в гомогенних системах [15];
- нестійкість Бенара, що виникає внаслідок флуктуацій густини (коли важчі шари рідини розташовуються над легшими), зумовлених градієнтами температури та концентрації; також можлива в гомогенних системах [16];
- кавітаційний механізм: під час схлопування кавітаційної бульбашки внаслідок локального падіння тиску виникає струмінь на межі поділу рідин з подальшим відривом однієї або кількох крапель [17];
- динамічний механізм – виникнення внутрішнього динамічного тиску в краплі, зумовленого тороїдальною або навіть турбулентною течією, здатного подолати зовнішній тиск і капілярні сили [18];
- дроблення крапель поблизу твердих стінок та інших елементів апарата [7];
- наявність зсувних і розтягувальних напружень у суцільному середовищі, здатних значно деформувати краплю – течія Куетта, різні види гіперболічних течій [19];
- інерційний режим диспергування, що виникає за нестационарного руху дисперсних частинок, експериментально та чисельно досліджений Стоуном [20].

Показано, що основним чинником дроблення частинок за всіма цими механізмами є швидкість потоку (частіше – квадрат швидкості). Лише один із механізмів диспергування – нестійкість Релея–Тейлора – пов'язаний з прискоренням потоку. Водночас саме прискорення потоку емульсії, зумовлене різницею густин між дисперсною та дисперсійною фазами, призводить до виникнення ковзання дисперсної частинки – основної причини руйнування краплі за критерієм Вебера.

Методологія дослідження.

Мета роботи – упорядкувати основні гіпотези, механізми диспергування та гомогенізації емульсій, а також методи розрахунку дисперсності емульсій з метою розроблення єдиної універсальної методики розрахунку диспергаторів-гомогенізаторів жирових емульсій.

Дитякін Ю. Ф. дослідив механізми руйнування крапель різної в'язкості в широкому діапазоні швидкостей ковзання [23]. Проте розміри диспергованих частинок не перевищували 300 мкм через складність спостереження за процесом їх руйнування. Крім того, значна частина досліджень проводилася за співвідношення густин дисперсної та дисперсійної фаз понад 500...800 (вода–повітря, олія–повітря). Водночас емульсії, що використовуються в сільському господарстві, переробній та харчовій промисловості, мають співвідношення густин фаз щонайменше на два порядки менше, наприклад молочний жир – плазма молока або рослинний жир – вода, тобто близьке до одиниці. За такого співвідношення густин створення значної різниці швидкостей між

частинкою та навколишньою дисперсійною фазою є утрудненим. Висока, порівняно з повітрям, в'язкість дисперсійної фази залучає до руху сусідні шари рідини, що в поєднанні з малими розмірами частинок дисперсної фази призводить до суттєвих труднощів у створенні швидкості ковзання, необхідної для руйнування.

Для високов'язких емульсій, до яких належать досліджувані системи, встановлено, що:

- зі зменшенням діаметра частинки критичне значення критерію Вебера We_k зростає;
- We_k залежить від критерію Лапласа;
- збільшується індукційний час і час руйнування частинки;
- у процесі руйнування утворюються не краплі, а тонкі нитки.

За Дитякіним Ю. Ф. режими руйнування крапель залежно від швидкості дисперсійної фази поділяються на два типи: близькі до критичних та надкритичні. Для в'язких рідин за співвідношення густин фаз, близького до одиниці, диспергування за надкритичним режимом є утрудненим. Крім того, руйнування може відбуватися за вібраційною модою або з утворенням тонкої плівки, що здувається потоком.

За формулою Релея [18] для власних частот коливань рідкої краплі справедлива залежність

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{8n \cdot (n-1) \cdot (n+2) \cdot \sigma}{[(n+1) \cdot \rho_2 + n \cdot \rho_1] \cdot d^3}}, \quad (1)$$

де n – номер моди коливань.

Або діаметр частинки, яка резонує з частотою коливань емульсії f та подрібнюється на дрібніші, визначається за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{2n \cdot (n-1) \cdot (n+2) \cdot \sigma}{(f_n \cdot \pi)^2 [(n+1) \cdot \rho_2 + n \cdot \rho_1]}}, \quad (2)$$

Нульова мода ($n = 0$) відповідає радіальним коливанням розширення–стиснення краплі та є неможливою для нестисливої рідини. Перша мода ($n = 1$) відповідає поступальному руху краплі як цілого, що для рідини з постійним міжфазним натягом також є неможливим. Результати розрахунків за формулою (2) при $n = 2-5$ для розглянутої системи наведено в табл. 1.

Таблиця 1. Діаметр частинки, що резонує з частотою коливань емульсії f власних коливань сферичних крапель

f_n , Гц	Діаметр частки, мкм			
	2	3	4	5
10	5500	7600	9400	11000
100	1200	1600	2000	2400
1000	260	350	440	510
10000	55	76	94	110
500000	4,1	5,6	6,9	81

З табл. 1 випливає, що для дроблення жирової кульки діаметром 5 мкм необхідна частота близько 500 кГц. Досягнення таких частот є складним навіть в ультразвукових пристроях для диспергування – гідродинамічних свистках, сиренах тощо. Отже, можна зробити висновок, що умови руйнування за вібраційною модою для емульсій сільськогосподарського та харчового призначення не виконуються.

Залежно від характеру зміни потоку в часі руйнування може відбуватися у стаціонарному або нестаціонарному потоці. В імпульсних (ударних) і роторно-пульсаційних диспергаторах реалізується процес дроблення в нестаціонарному потоці,

тоді як у клапанних і струминних апаратах – у стаціонарному.

Таким чином, для диспергаторів жирових емульсій сільськогосподарської, переробної та харчової галузей характерним є диспергування за незначного перевищення критичного значення числа Вебера з утворенням для в'язких емульсій тонких ниток.

Критерій Вебера визначається залежністю

$$We = \frac{\rho_2 \cdot d \cdot v^2}{\sigma}, \quad (3)$$

де ρ_2 – густина дисперсійної фази, кг/м³; d – діаметр дисперсної частинки, стабільної в даному потоці, м; v – швидкість «ковзання», тобто швидкість дисперсної частинки відносно дисперсійного середовища, м/с; σ – поверхневий натяг дисперсної частинки, Н/м.

Критерій Лапласа має вигляд

$$La = \frac{\sigma \cdot \rho_2 \cdot d}{\eta^2}, \quad (4)$$

де μ – динамічна в'язкість дисперсійної фази, Па·с.

Для руйнування частинок дисперсної фази та розрахунку ступеня дисперсності отримуваної емульсії необхідно визначити:

- критичне значення критерію Вебера;
- швидкість ковзання дисперсних частинок і значення критерію Вебера;
- індукційний час і час, необхідний для руйнування дисперсної частинки;
- час впливу робочих органів на емульсію.

Результати дослідження.

Критичне значення критерію Вебера $We_{кр}$ залежить від критерію Лапласа та описується емпіричною формулою:

$$We_{кр} = 10 \cdot (1 + 1,93La^{-0,37}). \quad (5)$$

Наприклад, для молочної емульсії розраховане значення $We_{к2}$ за формулою (5) становить 66.

У реальному потоці визначення швидкості ковзання дисперсної частинки є досить складною задачею, тому було запропоновано використовувати так званий модифікований критерій Вебера [18], у якому замість швидкості ковзання застосовується швидкість потоку дисперсійного середовища:

$$We_m = \frac{\rho_2 \cdot d \cdot v_n^2}{\sigma}, \quad (6)$$

де v_n – швидкість потоку дисперсійної фази, м/с.

У будь-якому диспергаторі визначення v_n не становить труднощів. Такий підхід спрощує розрахунки, однак має суттєві недоліки. По-перше, критичне значення We_m необхідно визначати для кожного диспергатора окремо під час його проектування, що унеможливорює порівняння різних типів гомогенізаторів. По-друге, спотворюється фізичний зміст критерію Вебера, і стає неможливою оцінка енергоефективності пристрою. Наприклад, швидкість потоку може бути довільно великою (і, відповідно, з високими енерговитратами на її створення), тоді як швидкість ковзання може дорівнювати нулю, а отже диспергування в такому потоці взагалі не відбуватиметься.

Для розрахунку швидкості ковзання частинок доцільно застосовувати комп'ютерні програми моделювання течій рідин, зокрема ANSYS, COSMOS, Fluent, COMSOL Multiphysics, RealFlow тощо. Під час розрахунків струминних (із роздільною подачею дисперсної фази та протиточно-струминних) диспергаторів [11, 20] визначення

швидкості ковзання не є складним, на відміну від клапанних і роторно-пульсаційних апаратів.

Час повного руйнування частинки емульсії τ_p визначається за формулою [16]

$$\tau_p = \frac{4,5 \cdot d \cdot (1 + 1,2La^{-0,37})}{v_e}, \quad (7)$$

де v_e – швидкість емульсії, м/с.

Для руйнування дисперсної частинки необхідно, щоб час впливу на неї робочих органів диспергатора τ був більшим за необхідний:

$$\tau > \tau_p. \quad (8)$$

Наприклад, час перебування жирової кульки молока в клапанній щілині довжиною L гомогенізатора визначається як

$$\tau = \frac{L}{v_e}. \quad (9)$$

За $L = 4\text{--}8$ мм і швидкості потоку $v_e = 120\text{--}180$ м/с $\tau = 2,2\text{--}6,6 \cdot 10^{-5}$ с. Час руйнування τ_p , розрахований за формулами (4) і (7) для молочної емульсії, дорівнює $(4\text{--}5) \cdot 10^{-8}$ с, тобто умова (8) виконується.

Потрібна швидкість ковзання для одержання емульсії з розмірами частинок меншими за задане d_z визначається за формулою

$$v \geq \sqrt{\frac{We_{кр} \cdot \sigma}{\rho_2 \cdot d}}. \quad (19)$$

Водночас критичне значення $We_{кр}$ визначається за формулою (5).

Таким чином, використовуючи формули (3–10), можна розрахувати розміри частинок і необхідні швидкості їх ковзання після оброблення в диспергаторах, що застосовуються в сільськогосподарській, переробній та харчовій промисловості.

Висновки.

На основі аналізу існуючих теорій і механізмів диспергування та гомогенізації емульсій подано методику визначення дисперсності емульсії, що ґрунтується на розрахунку критерію Вебера та швидкості ковзання дисперсної частинки. Запропонована методика є придатною для клапанних, струминних і пульсаційних (роторно-пульсаційних, у тому числі з вібруючим ротором) диспергаторів-гомогенізаторів емульсій.

Список використаних джерел.

1. Dhankhar, P. Homogenization fundamentals. *IOSR Journal of Engineering*. 2014. 4. 1–8. <https://doi.org/10.9790/3021-04540108>
2. Huppertz, T. Homogenization of Milk Other Types of Homogenizer (High-Speed Mixing, Ultrasonics, Microfluidizers, Membrane Emulsification). In *Encyclopedia of Dairy Sciences*, 2nd ed.; Academic Press: Cambridge, MA, USA, 2011, 761–764. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374407-4.00226-0>
3. Rayner, M., Dejmek P. Engineering Aspects of Food Emulsification and Homogenizations, *Taylor & Francis Group*, 2015. 322. <https://doi.org/10.1201/b18436>
4. Håkansson, A., Fuchs, L., Innings, F., Revstedt, J., Trägårdh, C., Bergenståhl, B. Velocity measurements of turbulent two-phase flow in a high-pressure homogenizer model. *Chemical Engineering Communications*. 2013. 200. 93–114. <https://doi.org/10.1080/00986445.2012.691921>
5. Yong, A., Islam, M., Hasan, N. The Effect of pH and High-Pressure Homogenization on Droplet Size. *Sigma Journal of Engineering and Natural Sciences*, 2017. 35, 1–22. <https://doi.org/10.26776/IJEMM.02.04.2017.05>

6. Wang, X., Wang, Y., Li, F., Li, L., Ge, X., Zhang, S., Qiu, T. Scale-up of microreactor: Effects of hydrodynamic diameter on liquid–liquid flow and mass transfer. *Chemical Engineering Science*, 2020. 226. 115838. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2020.115838>
7. Liao Y., Lucas D. A. Literature review of theoretical models for drop and bubble breakup in turbulent dispersions. *Chemical Engineering Science*, 2009. 64. 3389–3406. <https://doi.org/10.1016/J.CES.2009.04.026>
8. Postelmans A., Aernouts B., Jordens J., Van Gerven T., Saeys W. Milk homogenization monitoring: Fat globule size estimation from scattering spectra of milk. *Innovative Food Science Emerging Technologies*, 2020. 60. 102311. <https://doi.org/10.1016/j.ifset.2020.102311>
9. Valencia-Flores, D.; Hernández-Herrero, M.; Guamis, B.; Ferragut, V. Comparing the Effects of Ultra-High-Pressure Homogenization and Conventional Thermal Treatments on the Microbiological, Phys, and Chem Quality of Almond Beverages. *Journal of Food Science*, 2013. 78. 199–205. https://doi.org/10.1111/1750_3841.12029
10. Дейниченко Г.В., Самойчук К.О., Івженко А.О., Левченко Л.В. Аналіз конструкцій гомогенізаторів молочної промисловості. *Праці ТДАТУ*, 2016. Вип. 16. Т. 1. С. 9–15.
11. Кюрчев С. В., Самойчук К. О., Ломейко О. П. Розробка технології виробництва питного молока із застосуванням струминного та пульсаційного гомогенізаторів. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2024. Вип. 14. Т. 2. 10. <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2024-24-2-10>
12. Самойчук К.О., Ковальов О.О. Розробка лабораторного зразка струминного гомогенізатору з роздільною подачею вершків. *Праці ТДАТУ*, 2011. Вип. 11. Т. 6. С. 77–83.
13. Кюрчев С. В., Самойчук К. О., Ялпачик В. Ф. Розробка експериментального зразка пульсаційного гомогенізатора молока. *Праці ТДАТУ*, 2023. Вип. 23. Т. 1. С. 27–40. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2023-23-1-27-40>
14. Кюрчев С. В., Самойчук К. О., Ломейко О. П. Визначення параметрів струминного та пульсаційного гомогенізаторів молока при їх промисловому застосуванні. *Праці ТДАТУ*, 2024. Вип. 24. Т. 1. С. 53–62. <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2024-24-1-3>
15. Самойчук К.О., Ковальов О.О. Експериментальні дослідження струминного гомогенізатора з роздільним подаванням жирової фази. *Обладнання та технології харчових виробництв: зб. наук. праць. Донецький національний університет економіки і торгівлі імені Михайла Туган-Барановського*. Донецьк: ДонНУЕТ ім. М. Туган-Барановського, 2012. Вип. 28. С. 42–46.
16. Samoichuk, K., Yalpachyk, V., Kholobtseva, I., Dmytrevskiy, D., Chervonyi, V. Design Improvement of the Rotary-Pulsation Device by Resonance Phenomena. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Edl, M., Machado, J., Xu, J. (eds). *DSMIE-2024: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. LNME. Springer, Cham*, 2024. 74–83. https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9_7
17. Самойчук К.О., Ковальов О.О., Султанова В.О. Якість та енергетична ефективність процесу струминної гомогенізації молока з роздільною подачею вершків. *Праці ТДАТУ*, 2015. Вип. 15. Т. 1. С. 240–248.
18. Wang, X., Wang Y., Li F., Li L., Ge X., Zhang S., Qiu T. Scale-up of microreactor: Effects of hydrodynamic diameter on liquid–liquid flow and mass transfer. *Chemical Engineering Science*, 2020. 226. 115838. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2020.115838>
19. Morales J., Watts A., McConville J., Mechanical particle-size reduction techniques. *AAPS Advances in the Pharmaceutical Sciences Series*, 2016. 22. 165–213. https://doi.org/10.1007/978-3-319-42609-9_4
20. Ciron, C., Gee, V., Kelly, A., Auty, M. Comparison of the effects of high-pressure microfluidization and conventional homogenization of milk on particle size, water retention and texture of non-fat and low-fat yoghurts. *International Dairy Journal*, 2010. 20. 314–320. <https://doi.org/10.1016/j.idairyj.2009.11.018>

Стаття надійшла до редакції 05.11.2025

Стаття прийнята 12.11.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



INVESTIGATION OF DISPERSING PARAMETERS OF MICROEMULSIONS

K. Samoichuk¹, S. Kiurchev¹, N. Palianychka¹, A. Kovalov¹

Dmytro Motorny Tavria State Agrotechnological University

Summary

This paper presents a methodology for calculating the dispersion degree of emulsions based on the determination of the Weber criterion for disperser–homogenizers of fat emulsions used in agriculture, food processing, and the food industry. The proposed approach makes it possible to evaluate the conditions of effective droplet breakup depending on hydrodynamic parameters of the flow and physicochemical properties of the dispersed system.

A brief analytical review of existing devices for emulsion dispersing and homogenization is provided, including valve-type, jet, pulsation, and rotor–pulsation homogenizers. Experimental data obtained from visual observations of the deformation and breakup of dispersed particles of fat emulsions and liquid droplets are described, highlighting the characteristic stages of particle elongation and fragmentation under high shear conditions.

The main theories and mechanisms of emulsion dispersing are characterized and systematized. Based on this analysis, a generalized governing factor of the destruction of dispersed emulsion particles is identified, namely the emulsion flow velocity. This parameter plays a decisive role in the particle breakup criterion expressed by the Weber number, which determines the balance between inertial forces and surface tension forces acting on liquid particles.

The modes of dispersed particle breakup according to Yu. F. Dityakin are analyzed, and their applicability to viscous fat emulsions is evaluated. The possibility of dispersing fat globules of a milk emulsion under the action of a vibrational mode is theoretically assessed. The nature of emulsion particle breakup is substantiated and shown to be consistent with the experimental studies of Yu. F. Dityakin, the homogenization theories developed by M. N. Oreshina, P. O. Rebinder, and G. Wittig, as well as the visual observations reported by F. Inning.

Equations are presented that allow the calculation of the average emulsion dispersion, the required particle slip velocity, the critical value of the Weber criterion, and the time necessary for complete particle breakup after treatment in valve-type jet and pulsation dispersers and homogenizers used for fat emulsions. The critical Weber number for the homogenization of milk emulsion is calculated. The calculation algorithm is based on determining the Weber and Laplace criteria, as well as calculating the time required for the breakup of an emulsion particle.

Keywords: dispersing, homogenization, emulsion, calculation, dispersion, microemulsion.

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ І ПНЕВМАТИКИ

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-10>
УДК 621.89

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ ТОВЩИНИ ГРАНИЧНОЇ МАСТИЛЬНОЇ ПЛІВКИ НА ПОВЕРХНЯХ ТЕРТЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

MATHEMATICAL MODEL FOR CALCULATING THE THICKNESS OF THE BOUNDARY LUBRICANT FILM ON FRICTION SURFACES OF HYDRAULIC MACHINES

С. В. Воронін^{1*}, д.т.н., професор
В. О. Стефанов¹, к.т.н., доцент

ORCID: 0000-0001-8443-3222
ORCID: 0000-0002-7947-2718

¹ *Український державний університет залізничного транспорту*

*e-mail: voronin.sergey@ukr.net

Анотація. На основі законів електростатики та сучасних уявлень про електронну будову реальної металевої поверхні отримана математична модель для визначення максимальної відстані полярно-активної молекули від металевої поверхні, на якій виконується умова фізичної адсорбції цієї молекули. Модель враховує щільність та розподіл поверхневого заряду на субмікроскопічній сходинці «желе», величину дипольного моменту молекули та енергію її теплових коливань. Математична модель побудована з умови рівноваги процесів адсорбції та десорбції полярно-активних молекул. Виконання цієї умови встановлює максимальну відстань, яку можна інтерпретувати як максимальну товщину граничної мастильної плівки на поверхнях тертя гідравлічних машин. По розробленій моделі проведено розрахунки товщини мастильної плівки залежно від температури та виконано порівняння з експериментальними значеннями.

Ключові слова: гідравлічна машина, поверхня тертя, олива, поверхнево-активна молекула, модель «желе», мастильна плівка, товщина.

Постановка проблеми.

При роботі гідравлічних машин в нестационарних режимах (пуск, зупинка, пульсації тиску, перегрів, перехід плунжерної пари через «мертві» точки) домінуючим видом мащення деталей тертя є граничне мащення, яке згідно [1, стор. 6], має наступне визначення: «мащення, в умовах якого тертя та зношування поверхонь, що рухаються одна відносно одної, визначаються їх властивостями, а також тими властивостями мастильного матеріалу, які відрізняються від об'ємної вязкості». Згідно базових положень трибології, граничне мащення характеризується максимальними значеннями коефіцієнта тертя та зносу деталей, по відношенню до інших стандартизованих видів мащення, таких як гідродинамічне, еласто-гідродинамічне, гідростатичне та змішане [1].

Значне тертя та зношування деталей гідравлічних машин при граничному мащенні обумовлено суттєвим наближенням поверхонь в контакт, пружно-пластичними деформаціями, збідненим змащуванням. Захисну протизношувальну та антифрикційну дію при граничному мащенні виконує гранична мастильна плівка, яка утворюється на поверхні тертя з поверхнево-активних молекул. Ця плівка повинна мати достатню товщину та несучу здатність. Лише в такому випадку вона буде витримувати навантаження в контакт та надійно запобігати прямому металевому контакту деталей при терті.

Гранична мастильна плівка формується на поверхнях металу шляхом фізичної конкурентної адсорбції молекул, а її товщина визначає ступінь насичення поверхні тертя мастильним матеріалом – оливою. Тобто, при роботі гідравлічних машин у важких умовах слід забезпечити достатню кількість оливи в області тертя. Крім цього, олива повинна мати в своєму складі поверхнево-активні молекули, які швидко сформують плівку.

Для задовільнення вказаним умовам необхідно вирішувати наукову задачу щодо розрахункового прогнозування максимально можливої товщини граничної мастильної плівки, залежно від параметрів та властивостей поверхні тертя та параметрів поверхнево-активних молекул, оливи, які приймають участь в адсорбції на поверхні. Саме цьому питанню присвячена дана робота.

Аналіз останніх досліджень.

Процесу адсорбції поверхнево-активних молекул технічних олив на поверхнях деталей тертя, механізму формування граничної мастильної плівки та її протизношувальної дії в трибологічному контакті присвячена велика кількість робіт [1–12]. Глибокий аналіз світових досліджень з цього питання наведений в статті [2], в якій зібрані результати досліджень різних вчених світу. Згідно результатів робіт, зведених в [2] головним принципом забезпечення високої мастильної здатності технічних олив при граничному мащенні є додавання в базову неполярну оливу присадок, які складаються з високо полярних молекул. Цей принцип також відображений в роботах [3, 4–5] та інших. Наприклад, в роботах [3, 5] розкривається загальна фізична та трибологічна дія присадок – як полярних молекул – на поверхні тертя. Типовими протизношувальними присадками є жирні кислоти, рідше – спирти [5], а також складні молекулярні сполуки на основі цинку [4]. Ефективність їх мастильної дії проявляється через інтенсивну адсорбцію на поверхні металу, вона обумовлена наявністю у молекул постійного електричного дипольного моменту [6], тобто молекули мають високу вільну енергію та поверхневу активність.

Мастильна дія присадок в оливах в першу чергу визначається товщиною граничної мастильної плівки на поверхні. Відомо, що чим більша товщина, тим меншими будуть втрати на тертя та зношування в гідравлічних агрегатах. Це висловлення підтверджується узагальненням, наведеним в роботі [5], яке для пружно-пластичного контакту деталей гідромашини при граничному мащенні представлено залежністю для інтенсивності зношування

$$I = \frac{A \cdot v^{-0,4} \cdot \mu^{-\frac{1}{6}} \cdot P}{l_T \cdot h^2}, \quad (1)$$

де A – функція матеріалу контрольного тіла тертя, складу поверхнево-активних компонентів оливи та шорсткості поверхні; v – швидкість ковзання поверхонь тертя, м/с; μ – динамічна в'язкість оливи, Па·с; P – тиск в контакті, Па; l_T – енергетична щільність тертя, встановлена на основі аналізу енергетичного балансу тертя, Дж/м³; h – товщина граничної мастильної плівки, м.

Легко побачити, що інтенсивність зношування зворотно пропорційна квадрату товщини плівки, тобто цей параметр є найбільш впливовим. З метою мінімізації зносу гідравлічних машин слід забезпечувати максимальну товщину вказаної плівки. Саме тому, при прогнозуванні надійності гідромашин актуальним питанням є визначення товщини граничної мастильної плівки при нестационарних умовах роботи. Внаслідок дуже малих значень товщини, до 1 мкм, а також шорсткості поверхні, така задача є складною, коли мова йде про експериментальні методи. Тобто, з точки зору витрат, доцільним є застосування розрахункових методів.

З іншого боку, внаслідок високого дипольного моменту, молекули присадок схильні до утворення в об'ємі оливи стійких надмолекулярних агрегатів (міцел) [7]. Встановлено, що такі міцели перешкоджають адсорбції молекул на поверхні, тобто умови формування граничної плівки погіршуються, а її товщина не може досягнути максимального рівня. Для вирішення такої проблеми останнім часом почали застосовувати рідкокристалічні присадки для гідравлічних олив, які взаємодіють з поверхнею полярними агрегатами, а не поодинокими молекулами [8]. Все це призводить до ускладнення розрахункових методів визначення товщини, та повертає дослідників до необхідності застосування експериментальних методів. Найбільш розповсюдженими експериментальними методами визначення товщини граничної плівки є ультразвуковий метод [9], інфрачервоної [10] та рентгенівської спектроскопії [11]. Вказані методи є досить точними, однак потребують коштовного обладнання, дотримання трудомістких методик та значних витрат матеріалів.

Перелічені складові стану питання говорять про необхідність розробки розрахункових методів. Вони існують, але засновані на формалізованих підходах, є наближеними, та не враховують головних фізичних характеристик як поверхні металу, так і молекули, що адсорбується на ній [12]. В даній роботі розкривається спроба створити таку математичну модель розрахунку товщини граничної мастильної плівки, яка б враховувала електронну будову реальної поверхні металу [13], а також величину дипольного моменту конкретної молекули [6].

Методологія дослідження.

Метою дослідження є розробка математичної моделі розрахунку товщини граничної мастильної плівки з урахуванням електронної будови поверхні металу та дипольного моменту молекули присадки, а також розрахункова верифікація цієї моделі.

Для оцінки енергії взаємодії електричного диполя з поверхнею застосовані класичні закони електростатики [14], однак поверхня металу розглядається не як ідеально пласка, а як така, що має мікроскопічну шорсткість, яка в свою чергу складається з субмікроскопічних сходинок. Оцінка електронної будови поверхні виконується з використанням моделі «желе», яка була запропонована в роботі [13] для визначення розподілу поверхневого електронного газу на сходинці атомарних розмірів.

При виконанні розрахункової верифікації моделі застосовували параметри мікрошорсткості реальної поверхні гідравлічної машини після припрацювання. В якості модельної молекули присадки обирали полярну молекулу жирної кислоти з головним параметром – дипольним моментом.

Результати дослідження.

Розглянемо дві поверхні тертя, що мають мікронерівності у вигляді рівних напівсфер радіусом r (рис. 1, а). При відносному переміщенні поверхонь може статися контакт, при якому відбудеться зріз однієї з нерівностей. У місці зрізу відбудеться розрив атомарних зв'язків із вивільненням вільної енергії. У цей момент часу ділянка поверхні діаметром $2r_1$ (рис. 1, б) матиме максимально можливе силове поле, величина якого залежатиме тільки від стану кристалічної решітки матеріалу поверхні.

Під дією цього поля адсорбційні процеси протікатимуть найбільш інтенсивно, що призведе до утворення на ділянці $2r_1$ граничної плівки максимальної товщини. Таким чином, визначення величини поля «чистої» поверхні металу є ключовою ланкою при описі механізму формування граничної плівки.

Розглянемо механізм утворення силового поля поверхні металу з урахуванням її геометрії та електронної будови. Руйнування кристалічної структури металу при утворенні поверхні призводить до розриву атомарних зв'язків. При цьому утворюються вільні або незаміщені зв'язки, майже перпендикулярні до поверхні, які є по суті обірваними орбіталями. Після цього атоми поверхні зміщуються у більш вигідне з

енергетичного погляду становище, тобто відбувається релаксація поверхні, а величина та напрямок зміщення поверхневих іонів визначаються типом кристалічної решітки та симетрією поверхневих граней кристала. На поверхні металу вивільняється вільна енергія, яка тим більша, чим сильніше пов'язані з поверхнею атоми, тобто чим більша енергія зв'язку даного атома з його сусідами.

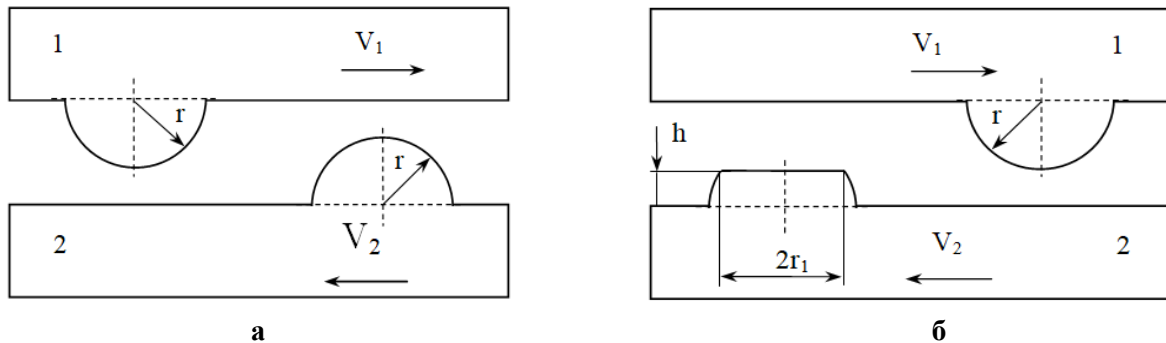


Рис. 1. Схема утворення ділянки зносу на мікронерівності:
а – до контакту; б – після контакту

Розрив атомарних зв'язків призводить до виходу назовні позитивних дискретних іонних кістяків, які утворюють поверхню, а їх сумарне електричне поле утворює силове поле поверхні металу. Значний внесок у величину цього поля також вносить поверхневий електронний газ, який екранує поле іонних кістяків, і тим самим знижує радіус його дії. Для опису силового поля поверхні металу з урахуванням розподілу електронної щільності звернемося до розгляду моделі однорідного фону металу – моделі «желе» [13].

У цій моделі дискретні іонні кістяки замінюються рівномірним позитивно зарядженим фоном, що характеризується щільністю заряду, який дорівнює усередненому по простору розподілу іонного заряду. Застосування такої моделі дозволяє досить точно визначити розподіл електронного газу поверхні та оцінити поверхневу енергію металу.

Використовуємо модифіковану модель «желе» стосовно випадку, коли позитивний фоновий заряд має одну субмікроскопічну сходинку. Тоді електронна щільність поблизу цієї сходинки розподілиться так, як показано на рис. 2.

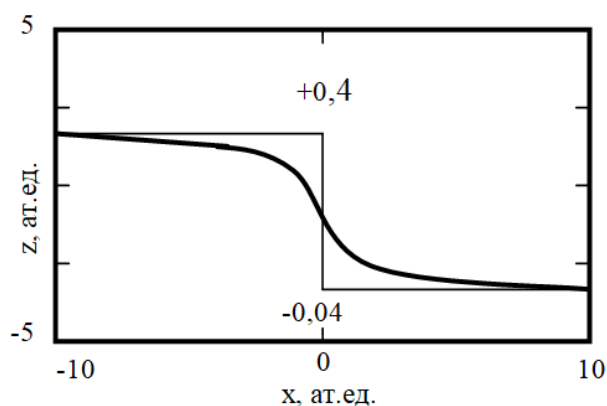


Рис. 2. Електростатичний потенціал поблизу сходинки в моделі «желе». Згладжена електронна «поверхня» зображена жирною суцільною кривою

Як видно із рис. 2, поверхневий електронний газ концентрується в області фокусування поля позитивного металу фону. Таким чином, екранується лише частина іонного кістяка, що призводить до утворення позитивно заряджених центрів, сумарне

поле яких визначає величину поля поверхні. Таке поле має електричну природу, а його величина впливає на інтенсивність адсорбційних процесів.

Застосувавши модель «желе», в подальшому визначимо енергію взаємодії молекули присадки – диполя із поверхнею металу. Для цього представимо ділянку поверхні діаметром $2r_1$ (рис. 1) як набір мікроскопічних сходинок з періодом T (рис. 3). Утворення таких сходинок на поверхнях тертя може бути викликане як механічним руйнуванням, так і виходом на поверхню великої кількості дислокацій.

Оскільки значення негативного заряду в місці концентрації електронного газу (рис. 2) на порядок менше заряду позитивних центрів сходинки, тоді будемо розглядати взаємодію полярно-активної частини молекули, яка являє собою електричний диполь розмірами $3...5 \text{ \AA}$ тільки із зарядами цих центрів (рис 3).

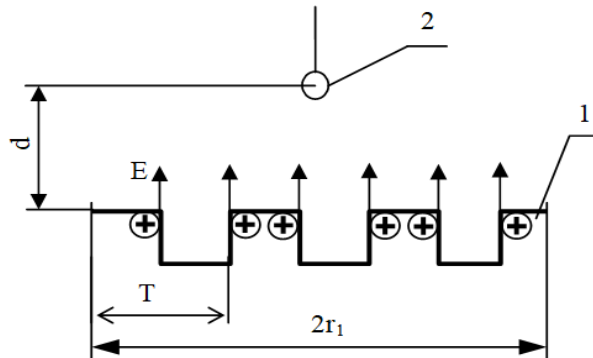


Рис. 3. Диполь біля ступінчастої поверхні металу:
1 – ділянка поверхні діаметром $2r_1$; 2 – молекула (диполь)

Якщо відомі параметри шорсткості поверхонь тертя, визначимо значення радіуса ділянки зношування r_1 залежно від висоти зрізаної нерівності h (рис. 1):

$$r_1 = \sqrt{r^2 - h^2}. \quad (2)$$

Обґрунтуємо також відстань d від молекули до поверхні. Мінімальні величини зазорів у з'єднаннях гідравлічних машин приймаємо рівним 5 мкм. Таким чином, максимальне віддалення молекули від обох поверхонь дорівнюватиме $\Delta/2$ або 2,5 мкм. З іншого боку, мінімальний період субмікроскопічних сходинок T (рис. 3) для металу може дорівнювати подвійному періоду його кристалічної решітки a_0 . Наприклад, для заліза $a_0 = 2,4...3 \text{ \AA}$ [14], що на чотири порядки менше максимальної відстані між ділянкою поверхні радіусом r_1 і молекулою. Виходячи з цього, можна вважати, що для поодинокі молекули сумарний заряд іонних кістяків рівномірно розподілений по ділянці поверхні радіусом r_1 .

Визначимо щільність заряду, рівномірно розподіленого по ділянці поверхні

$$\sigma = \frac{q_i}{a_0^2}, \quad (3)$$

де q_i – заряд одного іонного кістяка, Кл.

Для визначення енергії взаємодії диполя з поверхнею вирішуємо задачу про визначення напруженості електростатичного поля рівномірно розподіленого заряду ділянки поверхні радіусом r_1 в точці, розташованій на осі перпендикулярної до поверхні (рис. 4).

Загалом потенціал поля поверхневого заряду дорівнює [14]

$$\varphi = \frac{1}{4\pi \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0} \cdot \int_S \frac{\sigma dS}{r}, \quad (4)$$

де r – відстань між елементом площі dS та точкою, в якій обчислюється потенціал; ε_0 –

електрична стала; ε – відносна діелектрична проникність гідравлічної оливи.

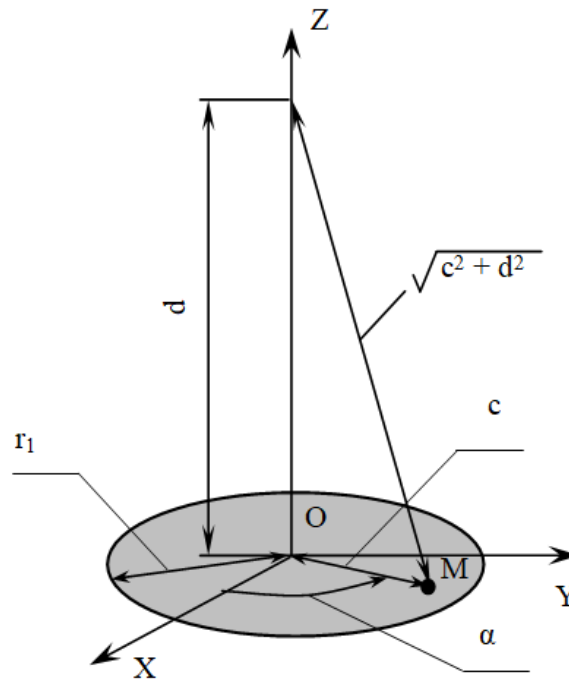


Рис. 4. Схема для визначення напруженості поля ділянки поверхні

Відповідно до рис. 4 вираз (4) запишеться у вигляді:

$$\varphi(d) = \frac{1}{4\pi \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0} \cdot \int_S \frac{\sigma dx dy}{\sqrt{x^2 + y^2 + d^2}}, \quad (5)$$

де x, y – координати довільної точки поверхні M .

Для розрахунку інтеграла перейдемо до полярних координат в площині окружності (рис. 4). При цьому $x^2 + y^2 = c^2$, $dx \cdot dy = c \cdot dc \cdot d\alpha$, тоді

$$\varphi(d) = \frac{\sigma}{4\pi \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0} \cdot \int_0^{2\pi} d\alpha \int_0^{r_1} \frac{cdc}{\sqrt{c^2 + d^2}} = \frac{\sigma}{2\pi \cdot \varepsilon_0} \cdot \left(\sqrt{r_1^2 + d^2} - d \right). \quad (6)$$

Звідки напруженість електричного поля ділянки поверхні визначатиметься виразом

$$E_d = -\frac{\partial \varphi}{\partial d} = \frac{\sigma}{2 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0} \cdot \left(1 - \frac{d}{\sqrt{r_1^2 + d^2}} \right). \quad (7)$$

Для відомої напруженості поля визначимо енергію взаємодії диполя з поверхнею $W_{ПДВ}$, що лежить на вісі OZ (рис. 4). При цьому вважаємо, що вісь диполя розташована нормально до поверхні:

$$W_{ПДВ} = -p \cdot E_d = -\frac{p \cdot \sigma}{2 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0} \cdot \left(1 - \frac{d}{\sqrt{r_1^2 + d^2}} \right). \quad (8)$$

де p – дипольний момент молекули – диполя.

Одночасно з процесом адсорбції полярних молекул на поверхні може протікати процес їх десорбції, котрий спричинений тепловим рухом молекул. Це пов'язано з тем, що всі молекули мають кінетичну енергію, величина якої залежить від температури оливи поблизу поверхні. Перевищення цієї енергії над енергією взаємодії молекули з поверхнею призведе до її десорбції. В зв'язку з цим умова забезпечення адсорбції буде мати вигляд

$$W_{IIAB} \geq W_T. \quad (9)$$

де W_T – кінетична енергія молекули, яка визначається виразом

$$W_T = K \cdot T. \quad (10)$$

де K – стала Больцмана; T – температура оливи, К.

Якщо підставити до умови (9) вирази (8) та (10) та прирівняти їх, отримаємо вираз для рівноваги процесів адсорбції та десорбції молекул:

$$K \cdot T = -\frac{p \cdot \sigma}{2 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0} \cdot \left(\frac{d}{\sqrt{r_1^2 + d^2}} - 1 \right). \quad (11)$$

З виразу (11) визначимо максимальну відстань, на якій є можливим утримання молекули в електричному полі поверхні. Для спрощення запису виконаємо заміну: $k = (2 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0) / (p \cdot \sigma)$ та запишемо для відстані d_{\max} :

$$d_{\max} = r_1 \cdot \sqrt{\frac{(W_T \cdot k + 1)_2}{2W_T \cdot k - W_T^2 \cdot k^2}}. \quad (12)$$

Визначимо максимальну відстань, на якій можливе утримання молекули полем поверхні, використовуючи такі вихідні дані:

- відстань між позитивно зарядженими центрами, $a_0 = 5 \text{ \AA}$;
- заряд одного центру, $q_i = 1,6 \cdot 10^{-19} \text{ Кл}$;
- радіус мікронерівності, $r = 0,3 \text{ мкм}$;
- дипольний момент молекули, $p = 10^{-29} \text{ Кл}\cdot\text{м}$;
- діелектрична проникність оливи – $\varepsilon = 2,4$;
- температура оливи в області контакту поверхонь – $T = 300 \dots 1000 \text{ К}$.

Результати розрахунків наведено на рис. 5. Отримані результати показали, що величина максимальної відстані, на якій можливе утримання молекул ПАР поверхнею, нелінійно залежить від температури. Розрахункові значення лежать в діапазоні $6500 \dots 12500 \text{ \AA}$ ($0,65 \dots 1,25 \text{ мкм}$), рис. 5. Порівняємо отримані дані з експериментальними. При температурі $300 \text{ }^\circ\text{К}$ товщина граничної мастильної плівки на металевих кульках, отримана в роботі [5] дорівнює приблизно $0,1 \dots 0,5 \text{ мкм}$, що суттєво менше значень, отриманих по залежності (12).

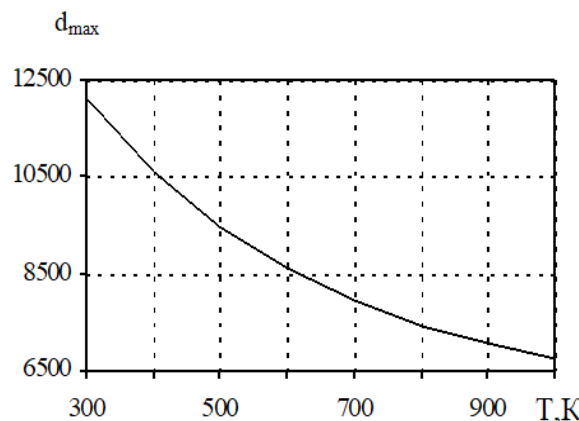


Рис. 5. Зміна максимальної відстані в залежності від температури

Різниця між значеннями розрахункових та експериментальних даних пояснюється тим, що залежність (12) не враховує релаксаційних явищ, що відбуваються у місцях руйнування кристалічної структури металу. Крім того, методика та установка експериментального визначення товщини мастильної плівки в роботі [5] зумовлює наявність тиску в контактні кульок, на яких утворена плівка, що призводить до

зменшення вимірюваної товщини. Таким чином, розрахункові дані, отримані по математичній моделі (12) є завищеними, з іншого боку, порівняльні експериментальні дані є заниженими. Для підвищення адекватності розробленої математичної моделі слід врахувати додаткові фактори, що впливають на величину силового поля поверхні, а також виконувати порівняння розрахункових даних з усіма можливими експериментальними методами.

Висновки.

Розроблена математична модель для розрахунку максимальної можливої товщини граничної мастильної плівки, яка враховує шорсткість та електронну будову реальної металевої поверхні, електричний дипольний момент молекули присадки та температуру в області формування плівки. Встановлено, що найбільший вплив на процес формування плівки, при рівних інших умовах, чинить температура.

Розрахункова верифікація розробленої математичної моделі показала завищення отриманих даних, порівняно з експериментальними. Для підвищення адекватності розробленої математичної моделі слід врахувати додаткові фактори, що впливають на величину силового поля поверхні та енергію взаємодії молекул з поверхнею, а саме: фактичне зменшення заряду іонних кістяків поверхні, конкретизація величини дипольного моменту для кожного окремого типу присадки.

Список використаних джерел.

1. Зносостійкість виробів. Тертя, зношування та мащення. Терміни та визначення: ДСТУ 2823-94; Нац. стандарт України. Київ : Державне підприємство «УкрНДНЦ», 1994. 18 с.
2. Yonggang M., Jun X., Liran M., Zhongmin J., Braham Pr., Tianbao M., Wenzhong W. A review of advances in tribology in 2020–2021. *Friction*, 2022. 10 (10). 1443–1595. <https://doi.org/10.1007/s40544-022-0685-7>
3. Pabsetti P., Murty R. S. V. N., Bhoj1 J., Mathew S. et al. Performance of hydraulic oils and its additives in fluid power system: A review. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2023. 1161. 012009. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1161/1/012009>
4. Zhang J., Ueda M., Campen S., Spikes H. Boundary friction of ZDDP tribofilms. *Tribology Letters*, 2021. 69(1). 8. <https://doi.org/10.1007/s11249-020-01389-4>
5. Александров С. С., Кравець І. А., Лисіков Є. М. Підвищення ресурсу технічних систем шляхом використання електричних та магнітних полів: монографія. Харків: НТУ «ХП», 2006. 544 с.
6. Minkin V. I., Osipov O. A., Zhdanov Y. A. Dipole Moments in Organic Chemistry. *Physical Methods in Organic Chemistry*, 1970. 288 p. <https://doi.org/10.1007/978-1-4684-1770-8>
7. Gu H., Hirayama T. Effect of surfactant self-assembly on lubrication performance in oil-based systems: the role of reverse micelles and vesicles. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2025. 11:1608716. <https://doi.org/10.3389/fmech.2025.1608716>
8. Воронін С. В., Сафонюк І. Ю., Аношкіна Н. М., Харківський О. С. Дослідження впливу концентрації рідкокристалічної присадки та електричного поля на фізико-хімічні властивості індустриальної оливи. *Вісник Національного Авіаційного Університету*, 2020. Т. 83. № 2. С. 70–76.
9. Pan D., Yaping J., Peng Z., Tonghai W., Min Y. et al. Review of ultrasonic-based technology for oil film thickness measurement in lubrication. *Tribology International*, 2022. 165. 107290. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107290>
10. Gu Y., Wang Z., Peng S., Ma T., Luo J. Quantitative measurement of transfer film thickness of PTFE based composites by infrared spectroscopy. *Tribology International*, 2021. 153/ 106593. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106593>
11. Erck R A, Song M, Li D, Cosimbescu L. Investigations of polymethacrylate tribochemical films using X-Ray spectroscopy and optical profilometry. *Tribology International*, 2021. 69 (1). 26. <https://doi.org/10.1007/s11249-020-01388-5>
12. Taylor R.I., Sherrington I. A simplified approach to the prediction of mixed and boundary friction. *Tribology International*, 2022. 153. 107836. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107836>

13. Zangwill A. Physics at Surfaces: monograph. New York: Cambridge University Press, 1988. 454 p.
14. Purcell E.M., Morin D. J. Electricity and magnetism. Third edition: textbook. New York: Cambridge University Press, 2013. 839 p.

Стаття надійшла до редакції 20.11.2025

Стаття прийнята 27.11.2025

Статтю опубліковано 15.12.2025



MATHEMATICAL MODEL FOR CALCULATING THE THICKNESS OF THE BOUNDARY LUBRICANT FILM ON FRICTION SURFACES OF HYDRAULIC MACHINES

S. Voronin¹, V. Stefanov¹

¹ *Ukrainian State University of Railway Transport*

Summary

The article presents the results of solving the problem of creating computational methods for predicting the thickness of the boundary lubricating film, which is formed on the friction surfaces of precision parts of hydraulic machines, and performs protective anti-wear and anti-friction functions in non-stationary operating modes. Based on the laws of electrostatics and modern ideas about the electronic structure of a real metal surface, a mathematical model was obtained to determine the maximum distance of a polar-active molecule from the metal surface, on which the condition of physical adsorption of this molecule is fulfilled. From the point of view of the electronic structure of the surface, the mathematical model takes into account the density and distribution of the surface charge at the submicroscopic level. For this purpose, the model of a homogeneous metal background or the “jelly” model was used, according to which, due to the uneven distribution of the surface electron gas, the metal surface has an uncompensated positive charge. This charge determines the maximum magnitude of the force electric field of the metal surface. From the point of view of the adsorbed substance, the developed mathematical model takes into account the magnitude of the electric dipole moment of a polar molecule and the energy of its thermal vibrations. The mathematical model is built on the basis of the equilibrium condition of the adsorption and desorption processes of polar-active molecules, when the energy of interaction of a molecule with a friction surface is equal to the energy of thermal vibrations of this molecule. When this condition is met, the maximum distance is established, which can be interpreted as the maximum thickness of the boundary lubricating film formed without any mechanical effects on it. A computational verification of the developed model was carried out. The calculations performed showed 2...5 times overestimated values of the lubricating film thickness, compared with the experimental method of the column of balls, which requires further refinement of the developed model and selection of other experimental methods for comparison.

Keywords: hydraulic machine, friction surface, oil, surface-active molecule, jelly model, lubricating film, thickness.

Промислова гідравліка і пневматика

Всеукраїнський науково-технічний журнал

№ 2 (76)

*Заснований у 2003 р
Виходить два рази на рік
Мова розповсюдження – українська, англійська*

Підписано до друку 01.12.2025 р.
Формат 60x84/8. Гарнітура Times New Roman.
Папір офсет. Цифровий друк. Ум. друк. арк. 8,94.
Замов № **1147/721**. Наклад 100 прим.

Видавництво і друкарня – Видавничий дім «Гельветика»
65101, м. Одеса, вул. Інглезі, 6/1
Телефони: +38 (095) 934 48 28, +38 (097) 723 06 08
E-mail: mailbox@helvetica.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 7623 від 22.06.2022 р.