

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

**«Підвищення функціональних показників
шестеренних насосів та гідромоторів»**

Виконав здобувач вищої освіти ІІ-го курсу
групи ПМ-24М-З
ОПП «Прикладна механіка»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Ігор ТРОЯН

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Кирил ЩЕРБИНА

Рецензент:

Кропивницький – 2025

Центральноукраїнський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Механіко-технологічний факультет

Кафедра «Машинобудування, мехатроніка і робототехніка»

Освітнього ступеня магістр

Спеціальність 131 «Прикладна механіка»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

“ ” 20 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Троян Ігор Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення функціональних показників шестеренних насосів та гідромоторів

керівник роботи: Щербина Кирил Костянтинович, доцент канд. техн наук,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу № _____ від “ ” 20 року

2. Строк подання студентом проекту _____

3. Вихідні дані до роботи _____

3.1. Креслення деталі Корпуса та Шестерні _____

3.2. Технічні вимоги на виготовлення деталі _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

4.1. Загальна частина _____

4.2. Технологічна частина _____

4.3. Експериментальне дослідження _____

4.4. Економічна частина _____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Графічний матеріал - 12 л. ф.А4

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічна частина	к.е.н., доц. Журило І.В.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна частина	10.10.2025	
2	Технологічна частина	16.10.2025	
3	Експериментальне дослідження	31.10.2025	
5	Економічна частина	01.12.2025	
6	Розробка презентації	20.12.2025	

Студент

(підпис)

Троян І.О.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту

(підпис)

Щербина К.К.
(прізвище та ініціали)

Анотація

Кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки на 72 сторінках та графічної частини на 12 листах формату А4.

1. Актуальність роботи. Досліджено підвищення функціональних показників гідромоторів групи 3 за рахунок контакту зубчатого зачеплення не достатньо досліджено.

2. Наукова новизна роботи. Визначені аналітичні залежності зубчатого зачеплення з бочко подібним профілем для шестеренних гідромоторів.

3. Практична цінність роботи. Синтезована конструкція шестерного гідромотору гр. 3 з бочкоподібним профілем.

4. Оцінка найбільш важливої суті роботи виконаної роботи.

Ключовим результатом проведеної роботи стала розробка вдосконаленої конструкції гідромотора 3-ї групи із застосуванням бочкоподібної модифікації профілю зуба, що дозволило суттєво знизити момент зрушення та рівень віброакустичної активності агрегату під час експлуатації. Це технічне рішення ґрунтується на комплексному аналізі наявних зубчастих зачеплень та теоретичних розрахунках, а також підкріплене результатами дослідження ефективності захисних покриттів прецизійних черв'ячних фрез, що забезпечило високу точність технологічного процесу зубофрезерування.

Всі приведені зміни економічно обґрунтовані.

Ключові слова: гідромотор, циліндричні зубчасті колеса, шуми гідроприводу, евольвентне зачеплення .

Annotation

The qualification work consists of an explanatory note on 72 pages and a graphic part on 12 sheets of A4 format.

1. Relevance of the work. The process of macro- and microrelief formation during honing of holes is insufficiently researched

2. Scientific novelty of the work. A study of the process of correcting macro- and micro-uniformities of the part processed taking into account the conditions of process adaptation was carried out.

3. Practical value of the work. The synthesized design of the radial size adjustment system based on the spring-screw hammer for processing holes larger than 50 mm.

4. Evaluation of the most important essence of the work performed.

The key result of the conducted work is the development of an advanced design for a Group 3 hydraulic motor utilizing a barrel-shaped tooth profile (longitudinal crowning), which allowed for a significant reduction in breakaway torque and vibroacoustic activity during operation. This technical solution is based on a comprehensive analysis of existing gear meshing systems and theoretical calculations, supported by research on the efficiency of protective coatings for precision hobs, ensuring high accuracy of the gear hobbing process.

All the above changes are economically justified.

Key words: honing, macrorelief, microrelief, honing, diamond abrasive bar.

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Загальна частина	8
1.1 Аналіз діючих шестеренних машин	8
2. Технологічна частина	16
2.1. Теоретичні дослідження	16
2.2. Аналітичне визначення точок контакту	23
2.3. Аналітичне визначення геометричного переміщення, швидкості потоку та вхідного моменту	28
3. Експериментальне дослідження	35
3.1. Методи вимірювання шуму	35
3.2. Результати звукового тиску та потужності	37
3.3. Репрезентативні вимірювання точок	45
3.4. Результати експерименту	53
4. Економічна частина	58
4.1. Економічне обґрунтування розробленої конструкції шестеренного гідромотора групи 3	58
Висновки	58
Список використаних джерел	70

ВСТУП

Ефективність сучасних промислових систем значною мірою визначається ергономічною сумісністю в системі «людина-машина». Пріоритетом є збереження високої працездатності оператора, що вимагає мінімізації негативних виробничих факторів, які провокують розвиток накопиченої втоми.

Серед домінантних негативних чинників виділяються віброакустичні навантаження (шум та вібрація). Встановлено, що тривалий вплив інтенсивного шуму (понад 70 дБ) призводить до підвищеного нервово-психічного навантаження, вимагаючи від оператора значних (до 10-20%) додаткових фізіологічних та психоемоційних зусиль для підтримки заданого рівня продуктивності. Водночас загальні та локальні вібрації провокують розвиток професійних захворювань, зокрема вібраційної хвороби, що може призвести до повної втрати працездатності.

Джерелом інтенсивних віброакустичних збурень у сучасному обладнанні часто виступають гідравлічні системи. Технічний прогрес у галузі гідроприводів, спрямований на підвищення енергоємності через форсування робочих тисків та модернізацію гідромашин (зокрема, гідромоторів), має нерозривний побічний ефект. Ця тенденція призводить до зростання інтенсивності генерованих віброакустичних полів.

При цьому аналіз сучасної науково-технічної літератури свідчить про недостатню вивченість питань, пов'язаних з віброакустичними характеристиками саме гідроприводів у складі комплексного технологічного обладнання. Ідентифікація та кількісна оцінка внеску гідроприводу в загальний віброакустичний фон виробничого середовища залишається невирішеною проблемою.

Отже, дослідження механізмів генерації вібрацій та шуму в гідроприводах, з особливим акцентом на шестеренних гідромоторах як поширених джерелах збурень, а також розробка науково обґрунтованих методів та інженерних засобів для зниження їх віброакустичної активності, становить актуальну науково-технічну задачу, що має суттєве значення для сучасного машинобудування.

1. Загальна частина

1.1. Аналіз діючих шестеренних машин

Гідродинамічний шум є наслідком нестійких гідродинамічних процесів у потоці робочої рідини, що виникають через зміну тиску, швидкості чи напрямку її руху.

До основних типів гідродинамічних шумів належать:

Об'ємні шуми при періодичному випуску рідини у бак або замкнений об'єм, які виникають унаслідок гідроудару чи турбулентного перемішування потоків при скиданні рідини з великою швидкістю. Ці процеси супроводжуються пульсаціями тиску та формуванням стоячих хвиль у рідинному середовищі.

Акустичні ефекти твердих границь, що зумовлені наявністю монопольних і дипольних джерел шуму у вузлах з жорсткими стінками (трубопроводи, корпуси агрегатів). Коливання тиску поблизу таких меж створюють акустичні хвилі, що розповсюджуються через рідину і корпус.

Шуми, спричинені вихроутворенням біля твердих поверхонь. Турбулентна взаємодія потоку з перепонами (лопатями, різкими поворотами каналу) зумовлює формування вихрових зон, пульсації яких перетворюються на широкосмугові коливання тиску.

Шуми відривних течій, що формуються при локальному відриванні потоку та утворенні замкнутих вихрових структур. Пульсації їхніх меж спричиняють значні коливання тиску, які сприймаються як шум.

Шуми взаємодії потоків при обтіканні нерівномірних зон, зокрема зубів шестерень гідромотора. Нерівномірність подачі та обтікання викликає пульсації тиску на перешкодах і, відповідно, генерацію звукових коливань.

Псевдозвукові турбулентні шуми, що виникають при зсуві шарів рідини з різними швидкостями. У таких зонах спостерігається нерівномірність тиску, яка призводить до утворення псевдозвукових хвиль.

Шуми автоколивань пружних елементів гідросистеми, викликані нестійкістю потоку. Коливання клапанів, трубопроводів чи зворотних пристроїв можуть бути збуджені турбулентними силами або нерівномірним тиском.

Шуми нестійкої течії — проявляються при взаємодії тонких струменів із клиноподібними або резонансними елементами системи, що зумовлює коливання на поверхні розділу середовищ.

Кавітаційні шуми, спричинені схлопуванням парових або газових каверн у зонах зниженого тиску. Ці імпульсійні процеси генерують імпульсні ударні хвилі, що поширюються по рідині та конструкції, створюючи характерний високочастотний шум.

Механічні шуми

Механічний шум утворюється внаслідок динамічних взаємодій твердих елементів гідроприводу — шестерень, підшипників, валів, корпусів та арматури.

Основними джерелами механічного шуму є:

корпусні коливання;

зубчасті зачеплення;

підшипникові вузли;

соленоїдні виконавчі елементи керування.

У шестеренних гідромоторах механічний шум є домінуючим, що обумовлено періодичним контактом зубів і наявністю множини власних частот коливань системи «зачеплення — корпус». Розподілений характер динамічних навантажень призводить до появи гармонік у спектрі шуму, кратних числу зубів та частоті обертання.

Підшипники кочення також становлять значне джерело вібрацій та шуму. Вібраційні процеси зумовлюються геометричними відхиленнями доріжок кочення, дефектами тіл кочення, монтажними перекосами та неоднорідністю змащувального шару. В результаті утворюється широкий спектр звукових частот, який погіршує акустичний комфорт гідросистеми. Використання підшипників високої точності, збалансованих валів і прецизійного монтажу суттєво знижує ці прояви.

Пульсації тиску і витрати як чинник шумогенерації

Пульсації тиску в робочій рідині є ключовим джерелом гідродинамічних коливань у шестеренних гідромоторах. Вони виникають унаслідок нерівномірності

подачі рідини, періодичного переміщення робочих камер і змінного гідравлічного опору магістралей. Ці пульсації зумовлюють вібрації конструктивних вузлів, зокрема зубчастих коліс і підшипників, що трансформуються у звукові хвилі.

Основна частотна складова шуму визначається добутком числа зубів шестерні на частоту її обертання. Ця періодичність формує гармонійну структуру акустичного спектра гідромотора.

Вплив точності виготовлення шестерень

Технологічна точність виготовлення зубчастих елементів істотно впливає на амплітуду пульсацій і шумові характеристики гідромотора. Похибки профілю зубів призводять до формування клинових щілин у зоні зачеплення, що викликає імпульсні втрати рідини між камерами нагнітання та всмоктування. Внаслідок цього виникають мікрогідроудари, які проявляються у вигляді акустичних імпульсів.

Поліпшення точності профілю, оптимізація ширини шестерень і впровадження компенсаційних розвантажувальних канавок дозволяють істотно знизити рівень шуму та вібрацій.

У межах даної кваліфікаційної роботи об'єктом дослідження є **гідромотор шестеренний серії “К” (GM3K20B-F688C)**, який застосовується як привод вентилятора системи охолодження пасажирських автобусів MAN та інших транспортних засобів.

Особливу увагу буде приділено аналізу спектрального складу шуму, пульсацій подачі робочої рідини та впливу технологічних похибок виготовлення зубчастих пар на рівень акустичних коливань.

Застосовуються на автобусах:

- MAN 152 (двиг Daimler E5);
- MAN 205 (сочл, двиг Daimler E5);
- MAN 215 (сочл, двиг Daimler E5);
- MAN 231 (двиг Daimler E5).

Характеристики:

- Робочий об'єм см.куб. – 20,0;
- Тиск максимальний, бар – 250,0;
- Максимальна частота обертання, мін^{-1} - 3000;
- Мінімальна частота обертання мін^{-1} - 700;
- Крутний момент, Нм – 70.

На рисунках: 1.1; 1.2; 1.3 та 1.4 наведенні приклади Гідромоторів шестеренних групи 3 серії К, виробництва АТ “Гідросила”

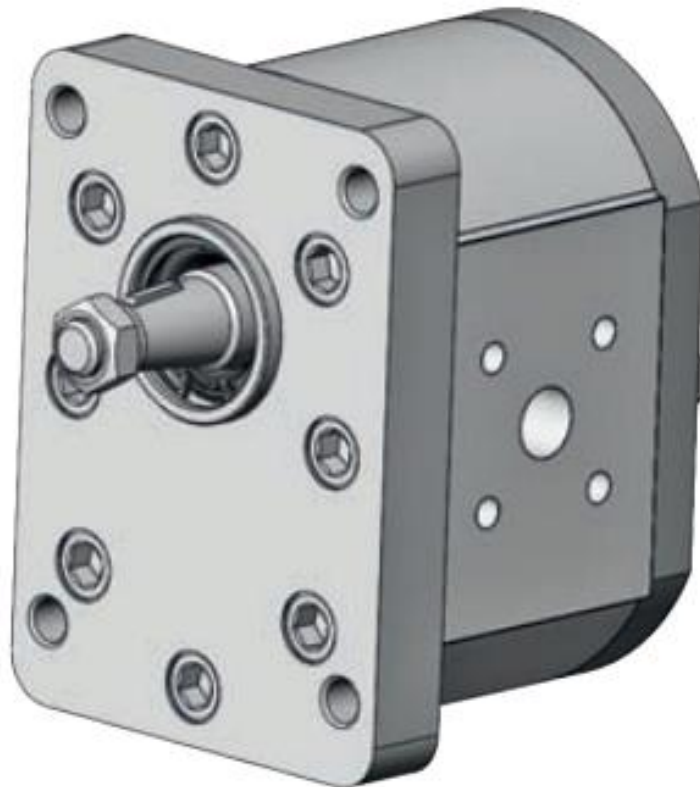


Рисунок 1.1 Гідромотор шестеренний групи 3 серії К.

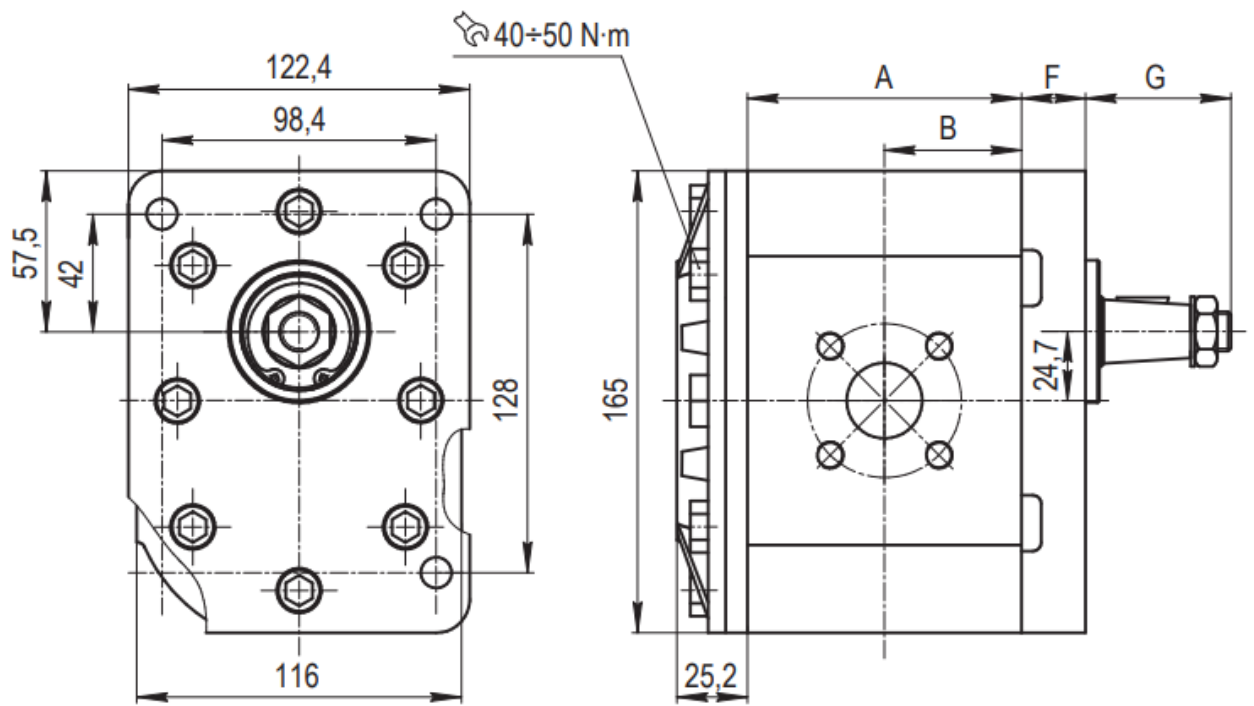


Рисунок 1.2 Кресленик гідромотора шестеренного групи 3 серії К.

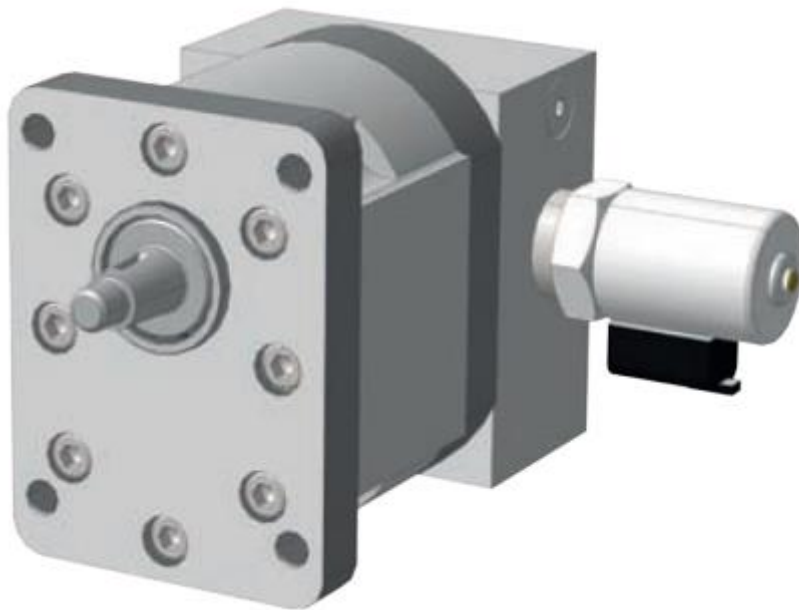


Рисунок 1.3 Гідромотор шестеренний з переливним електропропорційним клапаном та клапаном реверсу.

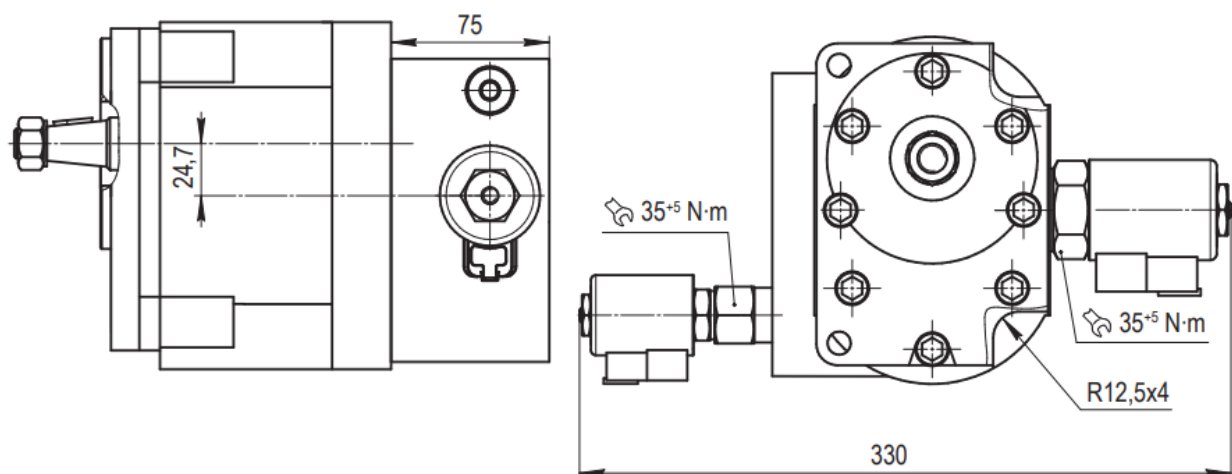


Рисунок 1.4 Кресленик гідромотора шестеренного з переливним електропропорційним клапаном та клапаном реверсу.



Рисунок 1.5 Гідромотор шестеренний Bosch Rexroth

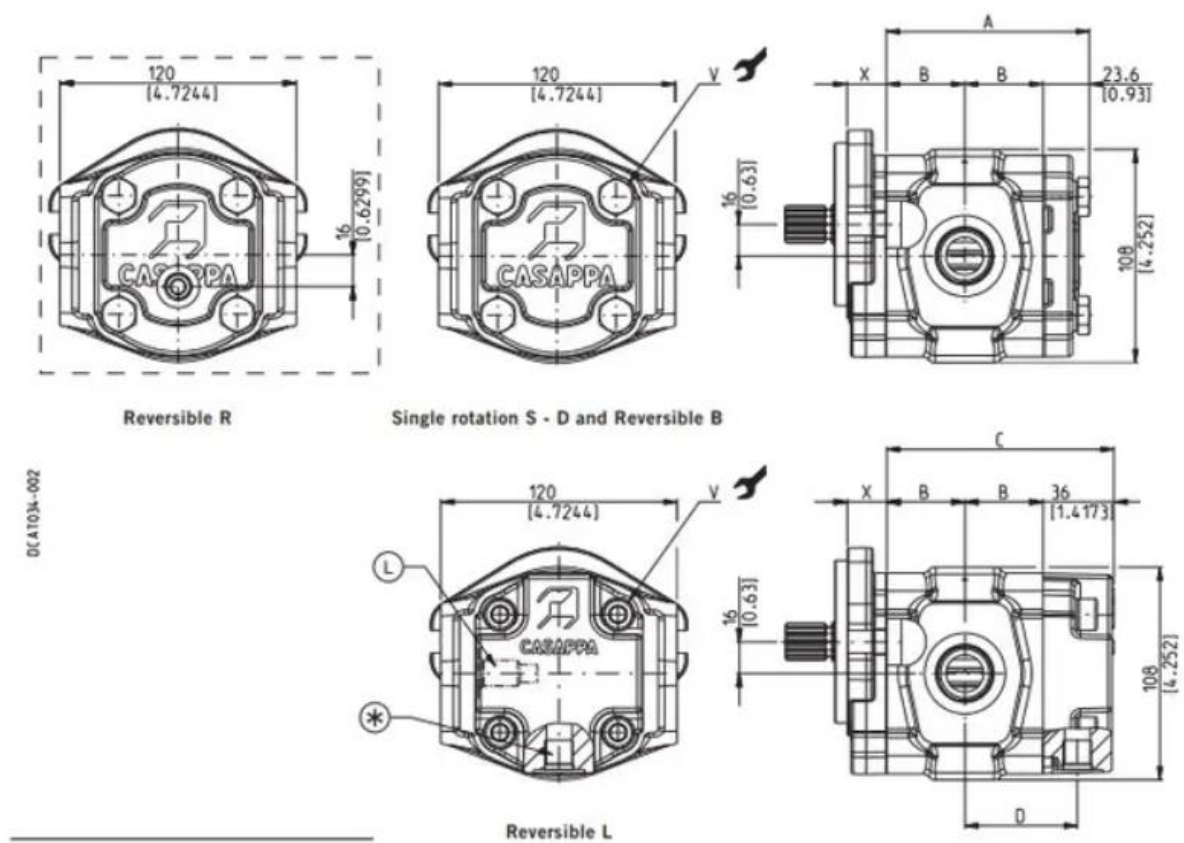


Рисунок 1.8 Кресленик гідромотора шестеренного POLARIS

2. Теоретична частина

2.1. Теоретичні дослідження

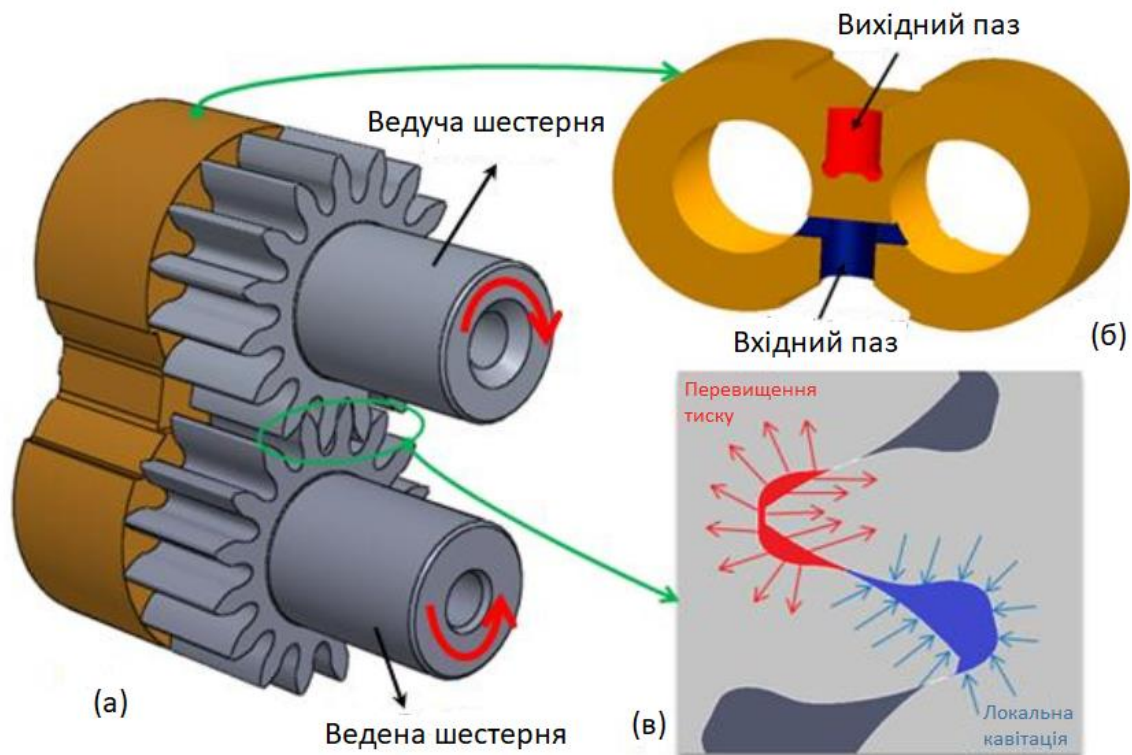


Рисунок 2.1. Зубчата передача. (а) Шестерні, що з'єднуються між собою; (б) зображення канавок у бічних пазах; (в) зображення процесу зачеплення, що показує області піків тиску та локальної кавітації.

Запропонована концепція зубчастих машин із евольвентним зачепленням бочкоподібного профілю ґрунтується на збереженні всіх функціональних переваг традиційних гідромашин із зовнішнім зачепленням, водночас пропонуючи низку конструктивних та енергетичних удосконалень. Основна ідея полягає у вдосконаленні геометрії зубчастого зачеплення, що дозволяє істотно зменшити пульсації подачі робочої рідини, забезпечити рівномірність моменту на валу й підвищити к.п.д. гідромашини.

У рамках проведеного дослідження здійснено спробу аналітичного опису роботи запропонованого принципу зменшення пульсацій у насосах із зовнішнім зачепленням. Вперше було виведено аналітичні залежності для визначення положення точок контакту зубчастих коліс, виходячи з параметрів їх евольвентної геометрії (див. розділ

2.3). Зазначені точки контакту є ключовими для оцінки величини відносного переміщення, оскільки саме їх просторове положення визначає ступінь нерівномірності об'єму міжзубцевого простору під час обертання.

Подальший аналітичний аналіз дав змогу отримати вирази для визначення геометричних характеристик потоку робочої рідини, який подається на вихід, а також моменту опору на валу як у режимі максимального, так і мінімального переміщення. На основі цих залежностей визначено амплітуду нерівномірності подачі, що безпосередньо впливає на величину пульсацій у потоці та коливання крутного моменту. Отримані аналітичні результати підтверджено оптимізаційними розрахунками, які узгоджуються з експериментальними даними та свідчать про ефективність застосування бочкоподібного профілю зубців.

Проведений детальний аналіз розподілу сил і моментів у зачепленні пояснює механізм зменшення енергоспоживання. Бочкоподібна форма евольвентного профілю забезпечує плавніший перехід контактних точок уздовж лінії зачеплення, що призводить до зниження динамічних навантажень і втрат на гідромеханічні коливання.

Сутність нової концепції полягає в модернізації контуру шестерні, сформованій на основі аналізу об'єму міжзубцевих порожнин у зонах входу й виходу робочої рідини. Застосування евольвентного зачеплення з бочкоподібним профілем дозволяє створити варіацію міжзубцевого простору, яка оптимізує процес комутації потоку, мінімізуючи гідродинамічні втрати та пульсаційні ефекти як у насосах, так і в гідромоторах.

Для кращого розуміння принципу дії запропонованої схеми наведено порівняння кінематичної взаємодії зубців типових машин із зовнішнім зачепленням на рисунку 2.3. Область зачеплення визначається як кутовий сектор, у межах якого розташовані точки D та S — крайні положення лінії контакту. Простір між цими точками утворює так звану “пастку зубців”, де здійснюється перехід робочого об'єму від зони всмоктування до зони нагнітання. Механізм зміщення потоку реалізується за рахунок спеціально спрофільованих вхідних і вихідних канавок, геометрія яких наведена на рисунку 2.2(б).

У традиційних насосах із зовнішнім зачепленням комутація міжзубцевих об'ємів між зонами всмоктування та нагнітання відбувається у момент мінімального об'єму —

у точці М (рис. 2.3). Максимальний корисний об'єм рідини, що може бути переміщений, визначається різницею між максимальним і мінімальним значеннями $V_{\max} - V_M$. Саме цей параметр є критичним для оцінки ефективності гідромашини та ступеня нерівномірності подачі.

Таким чином, застосування евольвентного бочкоподібного профілю дозволяє досягти більш плавної подачі робочої рідини, знизити пульсації потоку й моменту на валу, а також зменшити рівень шуму та вібрацій у насосах із зовнішнім зачепленням.

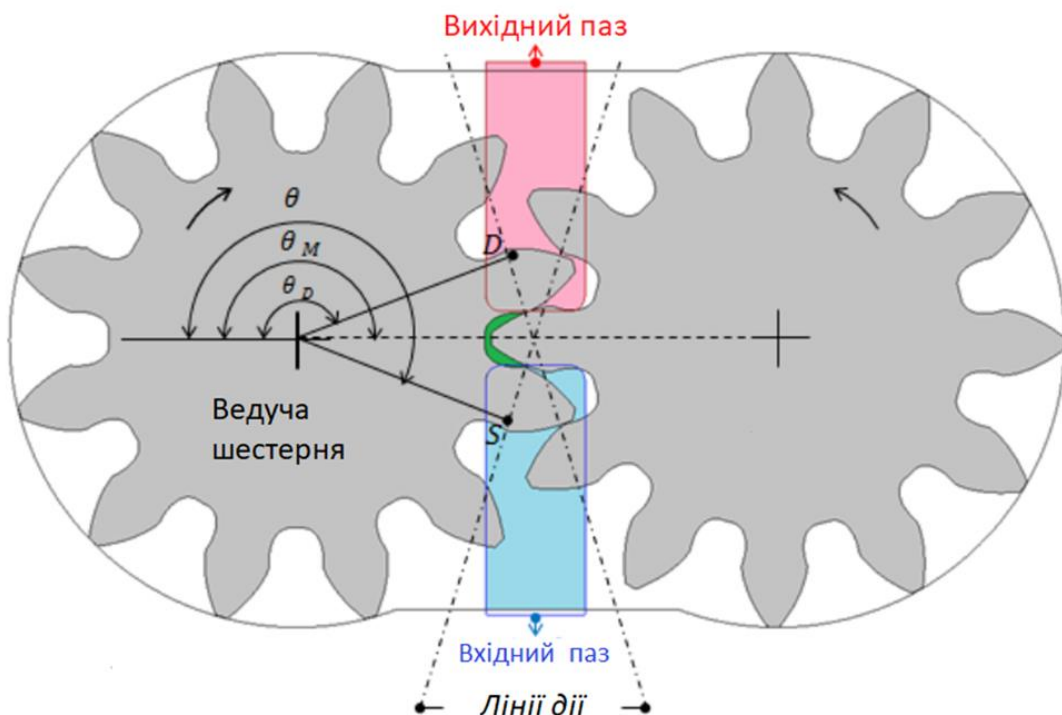


Рисунок 2.2. Загальний об'єм простору зубця (показаний зеленим кольором) у зоні зчеплення та пазу, розташовані для максимального переміщення.

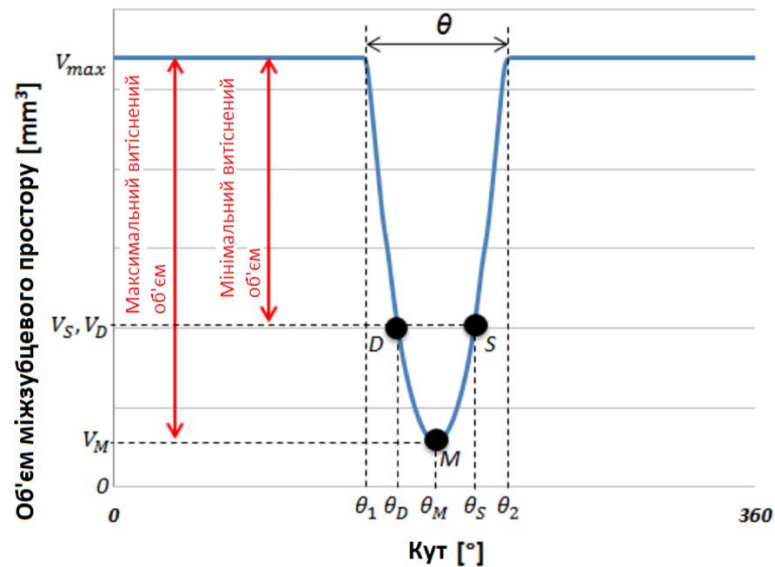


Рисунок 2.3. Прогресування об'єму між зубцевого простору як функція кута обертання валу.

Евольвентне зачеплення з бочкоподібним профілем змінює геометрію перекриття міжзубцевих пазів, що безпосередньо впливає на кутові положення комутації між зонами всмоктування та нагнітання. Зокрема, модифікація профілю призводить до зсуву моментів підключення міжзубцевих порожнин до вхідних і вихідних каналів, що дозволяє гнучко регулювати робочий об'єм і, відповідно, витратні характеристики машини.

Використовуючи дані, наведені на рисунках 2.3 та 2.4, можна простежити вплив різниці контурів шестерень на характер подачі робочої рідини. Для забезпечення максимального переміщення об'єму міжзубцевої порожнини, підключеної до зони подачі, використовується кутовий інтервал $(\theta_1 - \theta_M)$, тоді як для процесу всмоктування — інтервал $(\theta_M - \theta_2)$. У традиційних передачах із симетричним профілем точка θ_M розташована посередині між θ_1 , що забезпечує рівномірну тривалість комутації вхідного і вихідного об'ємів. У цьому стані насос витісняє максимальний потік рідини за оберт.

Для досягнення зменшеного переміщення профіль зубців зміщується в напрямку вхідного отвору, внаслідок чого міжзубцева порожнина залишається підключеною до вихідного каналу протягом більшого кутового інтервалу $(\theta_1 - \theta_S)$, тоді як зв'язок із

вихідним каналом триває протягом меншого інтервалу ($\theta_S - \theta_2$). Таким чином, у фазі заповнення після досягнення мінімального об'єму (кутовий інтервал ($\theta_M - \theta_S$)) частина рідини, що вже подана у вихідну магістраль, повертається назад у міжзубцевий простір, формуючи додатковий мертвий об'єм. Цей об'єм можна описати різницею ($V_S - V_M$) — об'єм у точці S , а V_M — у точці мінімального об'єму. Відповідно, ефективний об'єм рідини, що дійсно витісняється до вихідного отвору при зменшеному робочому режимі, становить ($V_{\max} - V_M$).

З концептуальної точки зору, зменшення подачі може бути реалізоване і шляхом зміщення профілю зубців у напрямку вихідного отвору, при цьому комутація об'єму міжзубцевої порожнини між зонами всмоктування та нагнітання відбувається в точці D . Однак такий підхід має певні негативні наслідки, пов'язані з аерацією робочої рідини — явищем утворення та руйнування газових включень у процесі переходу потоку між зонами різного тиску, що може призводити до нестабільності та шумових ефектів.

Як впливає з аналізу рисунка 2.3, амплітуда зміни подачі визначається відстанню між точками D , S і точкою M на кривій, яка описує зміну об'єму міжзубцевої порожнини в процесі обертання. Чим більша відстань між цими точками, тим ширшим є діапазон регулювання робочого об'єму, а отже, і ступінь зменшення пульсацій потоку.

З метою максимізації діапазону регулювання подачі, запропоновано застосування шестерень з асиметричним профілем, що працюють у подвійному фланговому контакті (рисунок 2.4). Така конструкція дозволяє реалізувати розширений спектр зміни подачі, забезпечуючи плавне перемикання між зонами всмоктування і нагнітання без різких гідродинамічних ударів, що істотно покращує енергетичну ефективність і акустичні характеристики гідромашини.

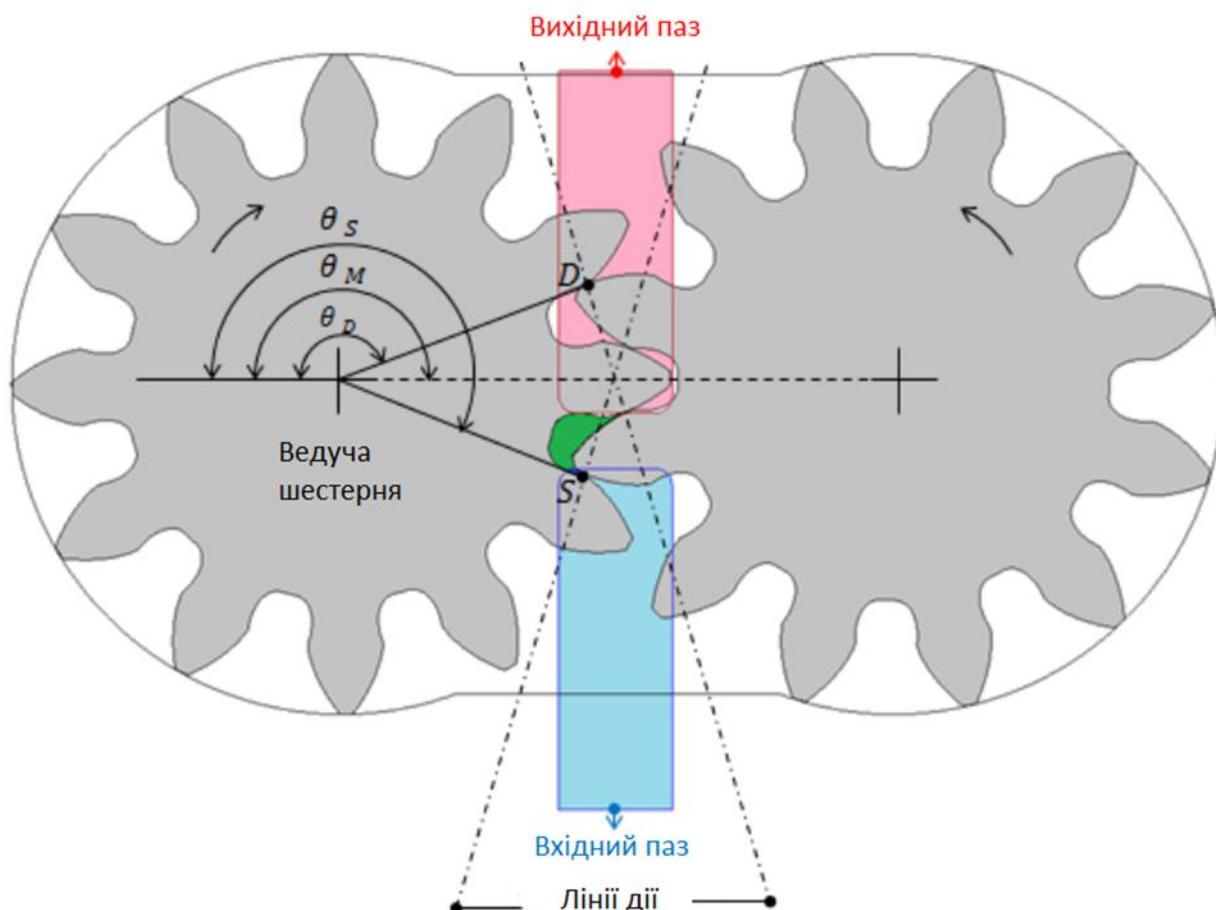


Рисунок 2.4. Положення контуру евольвентного зачеплення бочкоподібним профілем переміщено у напрямку всмоктування (комутація в точці S), що забезпечує зменшення переміщення.

Запропонована конструкція реалізує архітектуру зовнішнього шестеренного зачеплення, в основу якої покладено принцип синусного зачеплення, подібний до застосовуваного в сучасних гідравлічних машинах об'ємного типу. Сутність даного підходу полягає у заміщенні класичної евольвентної форми профілю зубця синусоїдальним контуром, що забезпечує плавнішу зміну передавального відношення та зменшення динамічних навантажень у зоні зачеплення.

На відміну від традиційного синусоїдального зачеплення, у якому геометрія зубців істотно відрізняється від евольвентної, запропонована конструкція не потребує радикальної модифікації профілю шестерень. Основним регулювальним параметром виступає положення повзуна, що визначає момент початку комутації та, відповідно, обсяг переміщеної рідини. Зміна кута положення повзуна дозволяє керувати подачею

без необхідності перебудови профілю протягом робочого циклу кожної камери витіснення, що значно спрощує кінематичну схему та підвищує стабільність роботи гідромашини.

Інноваційність цієї конструкції полягає у тому, що камери витіснення протягом значної частини циклу залишаються сполученими із зоною високого тиску, що сприяє формуванню додаткового крутного моменту на валах. Завдяки цьому зменшується необхідний момент на входному валу, тобто знижується енергоспоживання приводу. Водночас конструкція не потребує ускладнення кінематичного ланцюга або введення додаткових регулювальних елементів, що робить машину з евольвентним зачепленням бочкоподібного профілю економічно доцільною та технологічно простою у виготовленні порівняно з альтернативними рішеннями, присутніми на ринку гідравлічних систем.

Окрім енергетичної ефективності, перевагою є зменшення мертвих об'ємів у міжзубцевих порожнинах, що мінімізує стисливі втрати, особливо суттєві у гідростатичних машинах із високим об'ємним модулем робочої рідини. Це дозволяє досягти стабільнішої подачі та зниження акустичного шуму, що є критичним для насосів і моторів, які працюють у тривалих циклах навантаження.

Разом із тим, конструкція має певні обмеження функціонального діапазону, зокрема щодо варіації подачі потоку. Діапазон зміни визначається розташуванням точок D і S — крайніх положень на лінії контакту шестерень. Аналіз показує, що розроблена конфігурація забезпечує мінімальне зміщення до 68% номінального об'єму. Для досягнення ще меншого переміщення необхідно збільшити відстань між точками D і S відносно точки M, що зумовлює зменшення товщини зубців і зниження їхньої механічної жорсткості, а отже, потенційно обмежує довговічність передачі.

Незважаючи на це, варіація часткового переміщення залишається перспективною для низки спеціалізованих застосувань, таких як насоси для заряджання гідроаккумуляторів, вентиляторні приводи, системи допоміжного живлення тощо, де пріоритетом є енергоефективність і зниження пульсацій без значного збільшення складності конструкції.

Слід також враховувати, що зменшення подачі супроводжується зростанням коливань витратного потоку та пульсаціями крутного моменту вхідного вала, що детально розглянуто в розділі 2.4. Ці явища зумовлені зміною фазового розподілу тиску у робочих камерах і потребують додаткових заходів демпфування або корекції профілю для забезпечення стабільної та безшумної роботи гідравлічної системи.

Отже, запропонована концепція евольвентного зачеплення з бочкоподібним профілем поєднує технологічну простоту, енергетичну ефективність і конструктивну універсальність, демонструючи значний потенціал для подальшої інтеграції в сучасні гідравлічні машини регульованого типу.

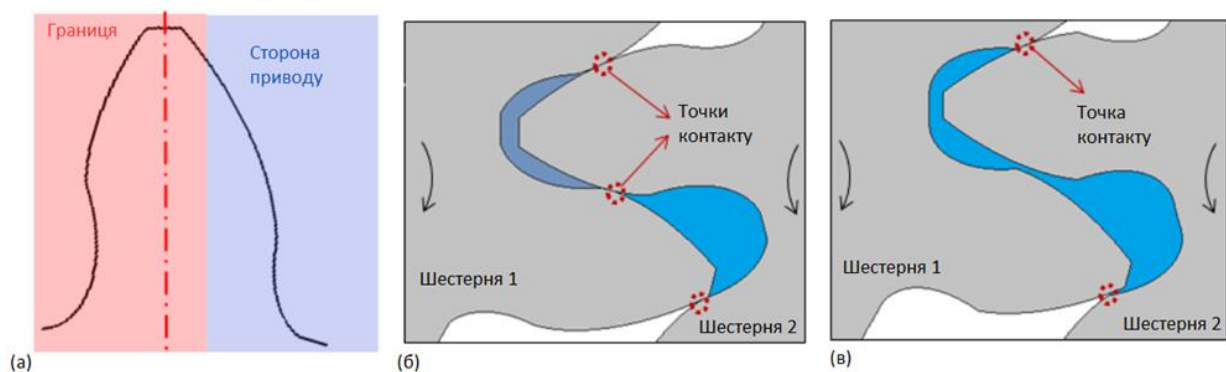


Рисунок 2.5. (а) Модифіковані шестерні, що зображують сторону приводу та границю зубця; (б) модифіковані шестерні з подвійним боковим контактом; (в) симетричні шестерні з одним боковим контактом.

2.2. Аналітичне визначення точок контакту

Представлено узагальнений підхід до визначення точок дотику зубців для асиметричного бочкоподібного профілю, побудований із використанням геометрії евольвентних кривих і лінії дії як основного параметричного орієнтира. Такий підхід дає змогу з високою точністю аналітично описати контактну взаємодію зубчастих коліс, ураховуючи асиметрію профілю, різницю кутів тиску та просторове положення точок дотику в процесі зачеплення.

Евольвентний бочкоподібний профіль зубців формується на основі двох різних кутів тиску — одного для сторони приводу (ведучої поверхні зубця), іншого для сторони узбережжя (веденої поверхні). Ці кути визначають не лише форму профілю,

але й напрямок розподілу навантажень, впливаючи на ефективність передавання крутного моменту, плавність ходу та рівень пульсацій у гідромашині.

З урахуванням цього, детальний розрахунок точок дотику для асиметричного бочкоподібного профілю здійснюється із застосуванням тригонометричних залежностей, які враховують радіуси основних, ділильних та вершинних кіл шестерні, а також кутові параметри зачеплення. Для кожного зубця визначаються дві окремі поверхні — приводна (робоча) та узбережна (зворотна), які характеризуються різними кутами тиску. Кут тиску на приводній стороні завжди більший, оскільки саме через цю сторону відбувається основна передача потужності від ведучої шестерні до веденої. Це забезпечує підвищену жорсткість контакту та кращу стабільність силового потоку.

На рисунку 2.6 наведено геометричну схему профілю:

Доповнююче (зовнішнє) коло зображене зеленим кольором;

Коло вершин зубців — чорним;

Основні кола приводної та узбережної сторін — синім кольором.

Радіус основного кола приводної сторони r_{b1} може бути визначений за класичною залежністю:

$$r_{bd} = r_0 \cdot \cos \alpha_{0d}, \quad (2.1)$$

Подібним чином бічна сторона базового кола може бути виражена як,

$$r_{bc} = r_0 \cdot \cos \alpha_{0c}, \quad (2.2)$$

У режимі роботи шестерень із подвійним боковим контактом (зображено на рисунку 2.5 (а)) утворюються дві незалежні лінії дії, що відповідають кутам тиску приводної та узбережної сторін зубця. На рисунку 2.6 ці лінії виділені червоним кольором.

Лінія дії приводу формується загальною дотичною між базовими колами приводних поверхонь обох шестерень. Вона визначає напрямок передавання основного крутного моменту та є головним шляхом силової взаємодії у зачепленні. Лінія дії контакту, яка також позначена червоною, є спільною дотичною між базовими колами сторін узбережжя, і характеризує розподіл реакційних сил у момент переходу навантаження від приводної сторони до зворотної.

Отже, при такому підході врахування обох ліній дії — приводної та контактної — є критично важливим для точного розрахунку силових навантажень, забезпечення плавної передачі потужності та підвищення ефективності й надійності роботи зубчастого механізму.

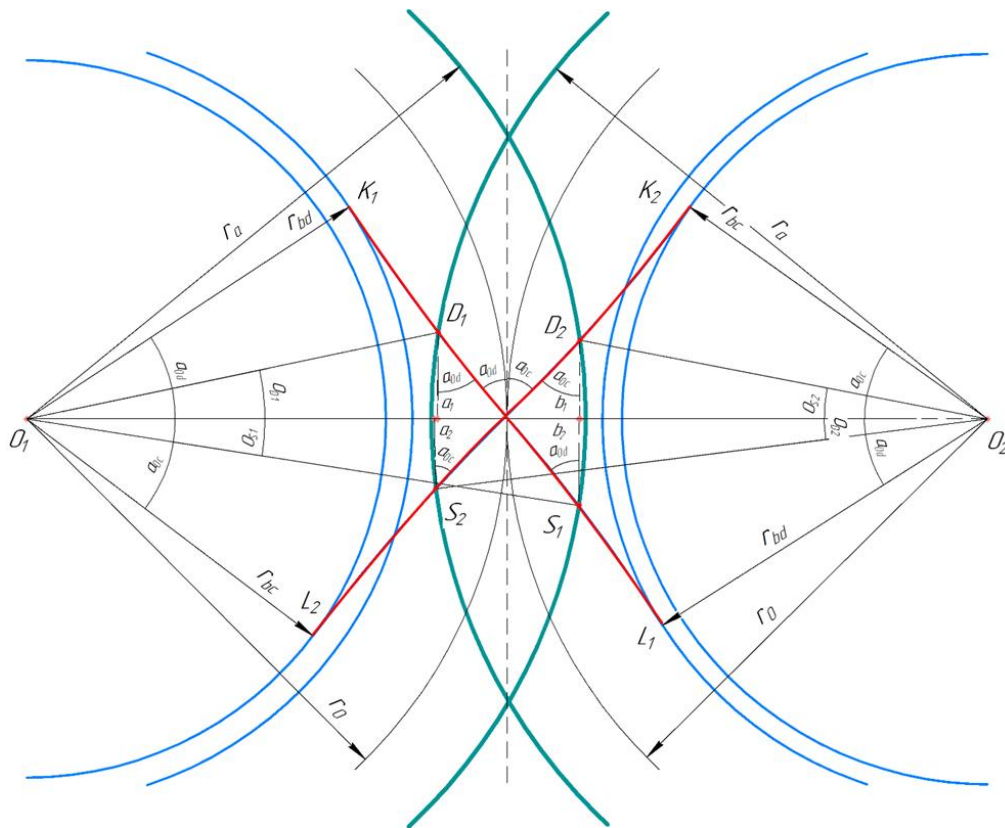


Рисунок 2.6. З'єднання шестерень, що показують лінії дії (червоним кольором) та деталі трикутників, необхідних для розрахунку кутового розташування точок дотику

$$K_1S_1+D_1L_1=K_1L_1+l_d \text{ ta } K_2S_2+D_2L_2=K_2L_2+l_c \quad (2.3)$$

Рівняння (2.3) можна представити як,

$$I_d = K_1 S_1 + D_1 L_1 - K_1 L_1 \text{ та } I_c = K_2 S_2 + D_2 L_2 - K_2 L_2 \quad (2.4)$$

Беручи до уваги трикутники $\triangle O_1K_1S_1$ та $\triangle O_2D_2L_2$ (відтепер у цьому документі трикутник буде представлений за допомогою символу $\triangle$),

$$K_1S_1 = D_1L_1 = \sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2}. \quad (2.5)$$

Аналогічним чином враховуючи $\triangle O_2K_2S_2$ та $\triangle O_1D_2L_2$,

$$K_2S_2 = D_2L_2 = \sqrt{r_a^2 - r_{bc}^2}. \quad (2.6)$$

Враховуючи $\triangle O_1K_1P$ та $\triangle O_2PL_1$,

$$K_1P = PL_1 = r_0 \sin \alpha_{0d} = r_{b1} \tan \alpha_{0d}. \quad (2.7)$$

І з посиланням на $\triangle O_2K_2P$ та $\triangle O_1PL_2$,

$$K_2P = PL_2 = r_0 \sin \alpha_{0c} = r_{b2} \tan \alpha_{0c} \quad (2.8)$$

Підставляючи, рівняння (2.5) - (2.8) у рівняння (2.4) отримуємо вирази для l_d і l_c як,

$$l_d = 2 \cdot \sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - 2 \cdot r_0 \cdot \sin \alpha_{0d}, \quad (2.9)$$

$$l_c = 2 \cdot \sqrt{r_a^2 - r_{bc}^2} - 2 \cdot r_0 \cdot \sin \alpha_{0c}. \quad (2.10)$$

Оскільки точки K_1 , D_1 , S_1 і L_1 колінеарні,

$$K_1P = K_1D_1 + D_1P. \quad (2.11)$$

Так само K_2 , D_2 , S_2 і L_2 є колінеарними, отже,

$$K_2P = K_2D_2 + D_2P. \quad (2.12)$$

Точка нахилу «Р», таким чином, розділяє лінію дії приводу на дві рівні частини,

$$D_1P = PS_1 = \frac{D_1S_1}{2} = \frac{l_d}{2} = \sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d}, \quad (2.13)$$

$$D_2P = PS_2 = \frac{D_2S_2}{2} = \frac{l_c}{2} = \sqrt{r_a^2 - r_{bc}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0c}. \quad (2.14)$$

Враховуючи рисунок 2.6,

$$a_1P = D_1P \cdot \sin \alpha_{0d} = \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right), \quad (2.15)$$

$$D_1a_1 = D_1P \cdot \sin \alpha_{0d} = \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right). \quad (2.16)$$

Отже,

$$O_1a_1 = O_1P - a_1P = r_p - \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right) \cdot \sin \alpha_{0d}. \quad (2.17)$$

Отже, кутове положення, при якому сторона приводу конкретного зубця шестерні 1 стикається з відповідною стороною приводу зубця шестерні 2, може бути представлено як,

$$\theta_{b1} = \tan^{-1} \left(\frac{D_1 a_1}{O_1 a_1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right) \cdot \cos \alpha_{0d}}{r_p - \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right) \cdot \sin \alpha_{0d}} \right). \quad (2.18)$$

Подібним чином кутове положення, при якому берегова сторона зубця зубчастого колеса 1 виходить із контакту з відповідною береговою стороною зубця колеса 2, може бути визначене аналітично через геометричні параметри зачеплення. Це положення відповідає моменту завершення контакту на лінії дії узбережної сторони, коли точка дотику переміщується з базового кола до зовнішнього кола веденого колеса.

$$\theta_{s2} = \tan^{-1} \left(\frac{a_2 s_2}{O_2 a_2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0c} \right) \cdot \cos \alpha_{0c}}{r_p + \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0c} \right) \cdot \sin \alpha_{0c}} \right). \quad (2.19)$$

Після встановлення кутів входу у зачеплення та виходу з нього для обох сторін одного зубця шестерні 1 (приводної) кутовий інтервал, у межах якого міжзубцева порожнина шестерні 1 є ізольованою (зафіксованою), визначається перетином інтервалів контакту приводної та берегової сторін. Узагальнено це можна записати так:

$$\theta_{TR1} = \theta_{b1} + \theta_{s2}. \quad (2.20)$$

Аналогічно для шестерні 2, кутовий діапазон, в якому об'єм міжзубцевого простору шестерні 2 потрапляє між точками контакту, представляється як,

$$\theta_{TR2} = \theta_{b2} + \theta_{s1}. \quad (2.21)$$

Для θ_{b2} і θ_{s1} значення можуть бути отримані за виведеннями, аналогічними наведеним між рівняннями (2.11)–(2.19). Рівняння (2.20)–(2.21) застосовні лише для випадку подвійного флангового контакту.

$$\theta_{TR} = \theta_{b1} + \theta_{s1}. \quad (2.22)$$

Натомість для конфігурації з одним боковим контактом (див. рисунок 2.5(б)), через наявність люфту між шестернями, інтервал фіксації (захоплення) міжзубцевого об'єму зменшується на еквівалентний кутовий зсув, що відповідає цьому люфту.

Порівняння рівняння (2.22) з рівняннями (2.20)–(2.21) демонструє суттєві переваги конфігурації подвійного флангового контакту, яка забезпечує збільшення кутового інтервалу захоплення міжзубцевого об'єму. Це означає, що при двобічному контакті зубців тривалість фази одночасного утримання робочого простору є більшою, ніж у випадку однобічного зачеплення.

Збільшений інтервал фіксації безпосередньо впливає на діапазон регулювання подачі робочої рідини, оскільки визначає ширші межі зміни об'єму міжзубцевих порожнин у процесі обертання. Таким чином, запропонована конструкція з подвійним фланговим контактом забезпечує підвищену гнучкість керування витратними характеристиками та розширює робочий діапазон зміни потоку у насосах із змінним переміщенням та зовнішнім зачепленням, що є критично важливим для реалізації адаптивних і енергоефективних гідравлічних систем.

2.3. Аналітичне визначення геометричного переміщення, швидкості потоку та вхідного моменту.

У цьому розділі використано енергетичний метод аналізу для шестерень із симетричним профілем зубців з метою отримання аналітичних виразів, що дозволяють оцінити зміщений об'єм, теоретичну подачу та теоретичний крутний момент для запропонованої конструкції машини зі змінним робочим переміщенням і зовнішнім зачепленням.

Застосування енергетичного підходу дає можливість описати процес передавання енергії у зубчастій парі через співвідношення між об'ємом рідини, що переміщується за цикл, і роботою, виконаною на валі. Такий підхід дозволяє не лише вивести узагальнені аналітичні формули, а й встановити взаємозв'язки між геометричними параметрами шестерень (радіусами, кутами тиску, міжосьовою відстанню) та енергетичними характеристиками процесу.

Отримані залежності створюють основу для подальшого теоретичного моделювання і параметричної оптимізації машини із зовнішнім зачепленням, що забезпечує можливість прогнозування її ефективності, пульсацій подачі та енергетичних витрат у різних режимах роботи.

Розглянемо механізм передачі з симетричними зубцями у конфігурації, поданий на рисунку 2.7. Червоний контур шестерень відповідає їх початковому положенню, тоді як чорний контур ілюструє кінцеве положення після обертання на малий кут $\Delta\theta$. На рисунку 2.7 розподіл тиску навколо шестерень позначено червоним (зона високого тиску) та синім (зона низького тиску) кольорами. Така схема відображає характерний тиск у більшості систем із зовнішнім зачепленням і дозволяє спростити подальший аналітичний опис процесів у робочих камерах.

Наведене моделювання ґрунтується на припущенні незначної деформації потоку й відсутності суттєвих втрат на стисливість, що є прийнятним для широкого класу об'ємних гідромашин. Завдяки цьому методика зберігає високу точність навіть за умов поступових градієнтів тиску у зоні зачеплення, що є типовим для насосів і гідромоторів із зовнішнім зачепленням.

$$dW = dv \cdot \Delta p \quad (2.23)$$

Отже, кількість роботи/енергії, що надходить до насосу, може бути записана як,

$$dW = (M_1 + M_2) \cdot d\phi, \quad (2.24)$$

де M_1 і M_2 , - відповідно крутні моменти, що діють на шестерні 1 і 2, відносно їх осі обертання і протилежні напрямку обертання. Витрата часу на похідну рівнянь (2.23) та (2.24) дає,

$$\frac{dv}{dt} \cdot \Delta p = (M_1 + M_2) \cdot \frac{d\phi}{dt} = Q \cdot \Delta p = (M_1 + M_2) \cdot \omega, \quad (2.25)$$

де - ω кутова швидкість шестерні 1 і Q швидкість потоку, що подається насосом. Враховуючи розподіл тиску, як показано на рисунку 2.7, крутний момент, що діє на шестерню 1.

$$M_1 = \left(\frac{r_a^2 - r_r^2}{2} - \frac{r_1^2 - r_r^2}{2} \right) \cdot b \cdot \Delta p = \left(\frac{r_a^2 - r_1^2}{2} \right) \cdot b \cdot \Delta p, \quad (2.26)$$

де, b - ширина грані зубчастих коліс, r_1 - відстань точки дотику до центру O_1C' шестірні 1, O_1 як показано на рисунку 2.7.

Аналогічно, крутний момент, що діє на шестерню 2, можна записати як [16]

$$M_2 = \left(\frac{r_a^2 - r_2^2}{2} \right) \cdot b \cdot \Delta p. \quad (2.27)$$

Де, r_2 - відстань O_2C' від точки дотику C' з центру шестерні 2, O_2 як показано на рисунку 2.7.

Підставляючи рівняння (2.26) та (2.27) у рівняння (2.25) та відставляючи доданки отримуємо,

$$Q = \left(\frac{r_a^2 - r_1^2}{2} + \frac{r_a^2 - r_2^2}{2} \right). \quad (2.28)$$

Рівняння (2.28) задає витрату за відомих r_1 та r_2 . Нижче подано його геометричну інтерпретацію.

Для спрощення вважаємо, що миттєві точки на лінії дії l_c (точки дотику в зоні зачеплення) розділяють високий і низький тиск у кожному кутовому положенні. Тоді в зоні зачеплення області над прямими O_1C' (для шестерні 1) та O_2C' (для шестерні 2) перебувають під високим тиском, а під цими прямими — під низьким. Аналогічно, для допоміжних прямих O_1A' і O_2A' , розташованих вище, області вище них — високий тиск, нижче — низький.

Звертаючись до рис. 2.7, розглянемо контрольний об'єм $O_1O_2BAO_1$ (виділено червоним), що репрезентує всю область під високим тиском. Після малого спільного повороту передач на кут $d\varphi$ контрольний об'єм змінюється до $O_1O_2B'A'O_1$ (також червоний). Тоді інфінітезимальна зміна об'єму (зміщений об'єм) дорівнює приросту площі області високого тиску, помноженому на осьову ширину b :

$$dv = \text{об'єм } O_1O_2B'A'O_1 - \text{об'єм } O_1O_2BAO_1. \quad (2.29)$$

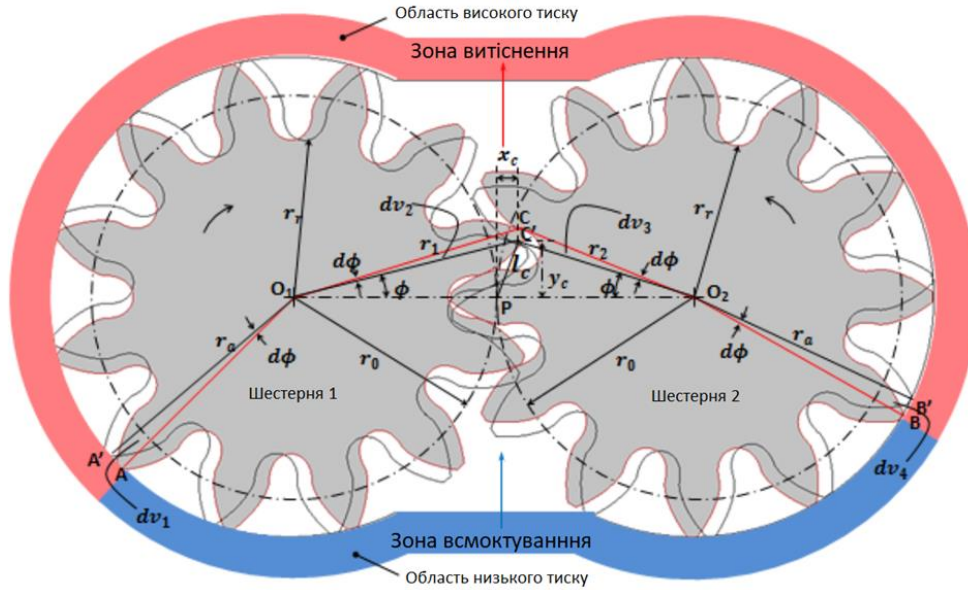


Рисунок 2.7. Визначення переміщення насоса з симетричними зубцями. [червоний] позначає початкове положення зубчастих коліс, а [чорний] - кінцеве положення зубчастих коліс.

Для досягнення цієї зміни в контрольному обсязі dv_1 та dv_4 вводяться контрольний об'єм і обсяги dv_2 та dv_3 , а контрольний об'єм залишається без змін, як показано на рисунку 2.7. Отже, зміщений об'єм dv можна представити як

$$dv = dv_1 + dv_4 - dv_2 - dv_3. \quad (2.30)$$

малим, обсяги, що надходять і виходять з контрольного об'єму, можна записати як,

$$dv_1 = b \cdot \frac{r_a^2}{2} \cdot d\phi, \quad (2.31)$$

$$dv_2 = b \cdot \frac{r_1^2}{2} \cdot d\phi, \quad (2.32)$$

$$dv_3 = b \cdot \frac{r_2^2}{2} \cdot d\phi, \quad (2.33)$$

$$dv_4 = b \cdot \frac{r_a^2}{2} \cdot d\phi, \quad (2.34)$$

Підставляючи рівняння (2.31) - (2.34) в рівняння (2.30) отримуємо,

$$dv = b \cdot \frac{r_a^2}{2} \cdot d\phi + b \cdot \frac{r_a^2}{2} \cdot d\phi - b \cdot \frac{r_1^2}{2} \cdot d\phi - b \cdot \frac{r_2^2}{2} \cdot d\phi. \quad (2.35)$$

Підставивши рівняння 3.46 отримуємо,

$$dv = b \cdot \left(r_a^2 - \frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right) \cdot d\phi. \quad (2.36)$$

Якщо початок координат перекласти в точку кроку зубчастих коліс Р, координати точки С' можна представити як x_c і y_c , як показано на рисунку 2.7. Відстань точки С від початків шестерень 1 і 2 можна записати як [18],

$$r_1^2 = (r_0 + x_c)^2 + y_c^2 = r_0^2 + 2 \cdot r_0 \cdot x_c + x_c^2 + y_c^2, \quad (2.37)$$

$$r_2^2 = (r_0 + x_c)^2 + y_c^2 = r_0^2 - 2 \cdot r_0 \cdot x_c + x_c^2 + y_c^2, \quad (2.38)$$

Також з рисунка 2.7 можна записати як,

$$l_c^2 = x_c^2 + y_c^2. \quad (2.39)$$

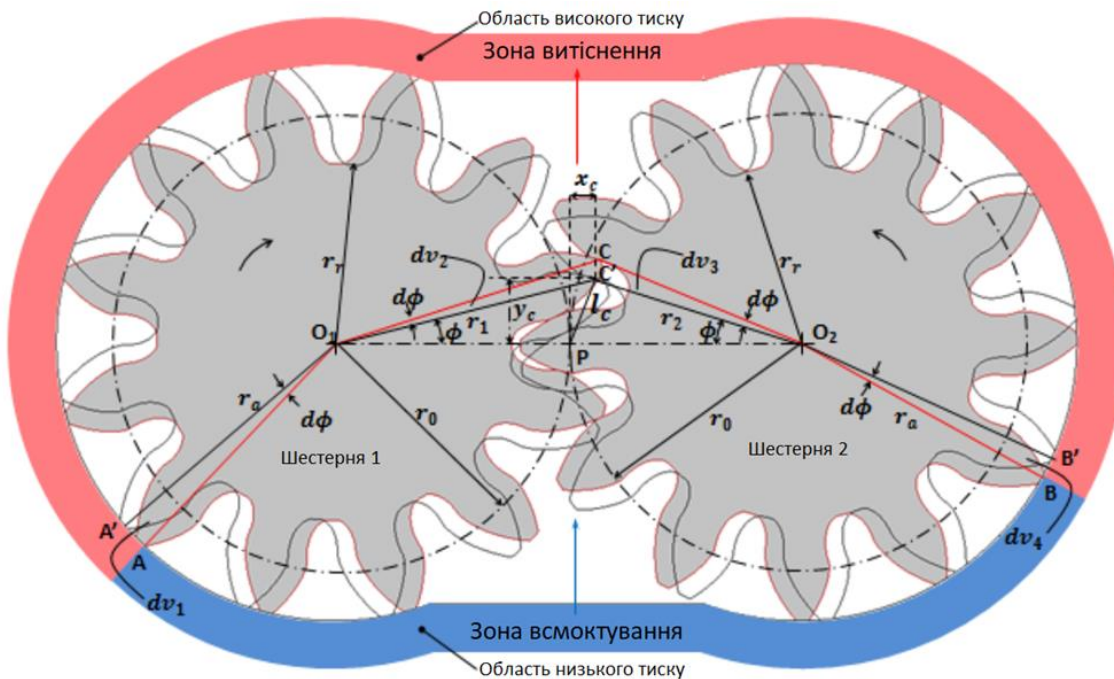


Рисунок 2.8: Визначення переміщення насоса з модифікованими зубцями, що показує точку дотику (С) на узбережжі зубців. Червоні лінії представляють початкове положення шестерні, а чорні лінії - кінцеве положення шестерні.

Підставивши рівняння (2.39) в рівняннях (2.37, 2.38) та переставивши значення

$$dv = b \cdot (r_a^2 - r_0^2 - l_c^2) \cdot d\phi. \quad (2.40)$$

Слід також зауважити, що l_c залежить від кутового положення шестерень, і, отже, це функція ϕ . Для малого кута ϕ , l_c можна наблизити як,

$$l_c = r_0 \cdot \phi \cdot \cos \alpha = r_b \cdot \phi, \quad (2.41)$$

Для симетричних передач у формулі (2.40) фігурують єдиний кут тиску α та базовий радіус r_b . Саме тому (2.40) коректна лише за умови симетричного профілю: залежність від одного α не відтворює відмінності між приводною та береговою сторонами. Відповідно, для модифікованих (асиметричних/бочкоподібних) зубців у виведення необхідно включати обидва кути тиску — α_d (приводна сторона) та α_c (берегова сторона) — і пов'язані з ними базові радіуси r_b .

На рис. 2.8 точка контакту показана на береговій стороні, тож її локуси лежать на лінії дії l_c . Аналогічно, коли контакт відбувається на приводній стороні, локуси лежать на лінії дії l_d (не показано). Через різні кути тиску маємо різні кутові положення початку контакту:

$$\theta_{D2} (\text{берегова сторона}) \neq \theta_{D1} (\text{приводна сторона}),$$

а отже, лінії дії l_c і l_d відрізняються для будь-якого ϕ .

Оскільки число зубців однакове на обох колесах, зміщений об'єм за малий кутовий поворот $d\phi$ доцільно оцінювати як середнє між внесками, обчисленими вздовж l_d та l_c . Позначимо ефективні радіуси меж високого тиску для кожного випадку як r_1, r_2 , (приводна сторона) і r_1, r_2 (берегова сторона), а осьову ширину — b .

Таким чином, узагальнення (2.40) для модифікованих зубців з двома кутами тиску полягає у середньому внесків від приводної та берегової сторін, що забезпечує точну оцінку переміщеного об'єму та витрати для передач із різними α_d і α_c .

$$dv = \frac{1}{2} \cdot b \cdot (r_a^2 - r_0^2 - l_c^2) \cdot d\phi + \frac{1}{2} \cdot b \cdot (r_a^2 - r_0^2 - l_c^2) \cdot d\phi. \quad (2.42)$$

Переставляючи рівняння. (3,55) отримуємо,

$$dv = b \cdot (r_a^2 - r_0^2 - l_c^2) \cdot d\phi - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (l_c^2 + l_d^2) \cdot d\phi. \quad (2.43)$$

Миттєва швидкість потоку насоса з асиметричними передачами може бути записана як,

$$Q(\phi) = \frac{dv}{dt} = b \cdot (r_a^2 - r_0^2) \cdot \frac{d\phi}{dt} - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (l_c^2 + l_d^2) \cdot \frac{d\phi}{dt}. \quad (2.44)$$

Отже,

$$Q(\phi) = b \cdot (r_a^2 - r_0^2) \cdot \omega - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (l_c^2 + l_d^2) \cdot \omega. \quad (2.45)$$

Для невеликого кута, ϕ ,

$$l_c = r_0 \cdot \phi \cdot \cos \alpha_{0c} = r_{bc} \cdot \phi, \quad (2.46)$$

$$l_d = r_0 \cdot \phi \cdot \cos \alpha_{0d} = r_{bd} \cdot \phi, \quad (2.47)$$

Підставивши рівняння (2.46-2.47) в рівняння (2.45) отримуємо,

$$Q(\phi) = b \cdot (r_a^2 - r_0^2) \cdot \omega - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (r_{bc}^2 + r_{bd}^2) \cdot \phi^2 \cdot \omega. \quad (2.48)$$

3. Експериментальне дослідження

3.1. Методи вимірювання шуму

Для проведення даного дослідження звукової потужності було розроблено гідравлічну випробувальну схему, зображену на рисунку 3.1 та описану в таблиці 3.1. Конфігурація випробувальної установки відтворює умови нормальної роботи насоса в розімкнутому гідравлічному контурі, забезпечуючи достовірне моделювання його експлуатаційних режимів.

У системі використовується пропорційний регулювальний клапан, включений у замкнений підконтур, який підтримує стабільний тиск на вході насоса на рівні 1 бар. Регулювання здійснюється за допомогою гідравлічної системи живлення, що забезпечує сталу подачу робочої рідини незалежно від зміни навантаження.

Тиск у впускному трубопроводі вимірювався з метою дослідження амплітуди коливань тиску, спричинених подачею насоса. Результати експериментальних вимірювань показали, що пульсації тиску не перевищували 0,2 бар, що відповідає типовим значенням впускних коливань, обумовлених динамікою потоку рідини у вхідній магістралі насоса. Це свідчить про стабільність гідравлічного режиму випробувальної установки та її придатність для точного визначення акустичних характеристик випробуваних насосів.

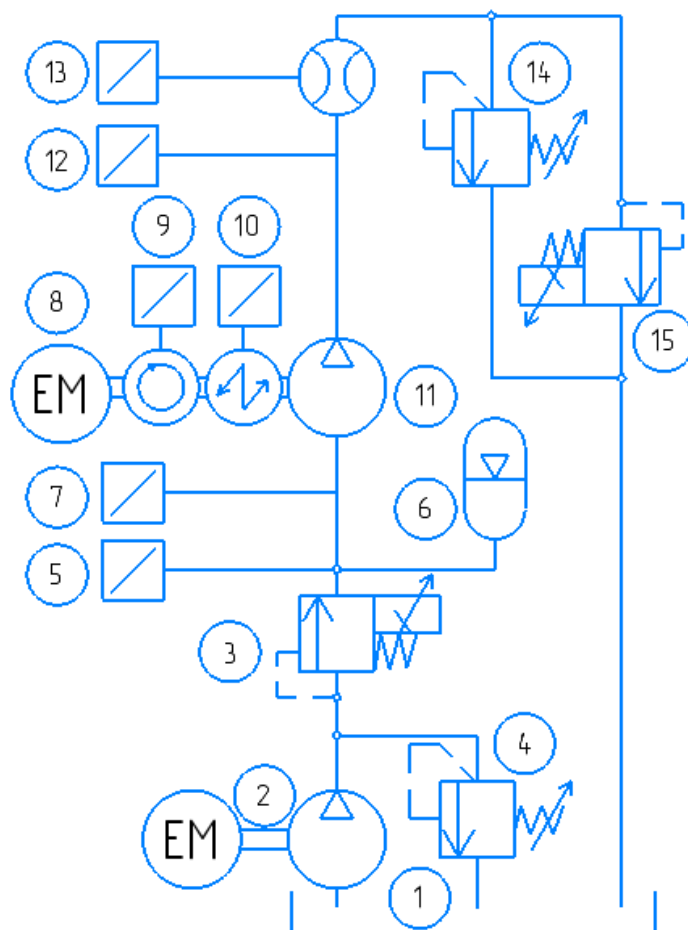


Рисунок 3.1. Схема випробувального обладнання.

Деталі компонентів, показаних на рис. 3.1, перелічені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Деталі компонентів випробувальної установки.

№	Опис	
1	Резервуар з маслом	Масло Shell Tellus 32, витримане до 52 ° С на вході протягом 20сSt
2	Гідравлічне живлення	Блок доставки, 80 куб. / об., аксіально-плунжерна машина 1185 об / хв
3	Пропорційний клапан	Пропорційний клапан Hydraforce TS10-26C-8T-N-12DR для зниження тиску до 1 бар
4	Клапан скидання тиску	Для встановлення тиску на входному трубопроводі від насоса подачі
5	Датчик тиску на вході	WIKA, 0-100 бар, точність 0,25% FS
6	Гідроаккумулятор	2-літровий акумулятор для вологого входу, без додаткової зарядки

7	Датчик температури на вході	Омега-резистивна термopара типу К, діапазон 0-120 ° С з точністю 1% FS
8	Електричний мотор	SSB, 500 Нм, швидкість +/- 3000 об / хв
9	Датчик частоти обертання вала	HBM MC60, макс. 5000 об/хв, Клас точності 0,05
10	Датчик крутного моменту на валу	HBM MC60, шкала 0-500Нм Клас точності 0,05
11	Випробувальний насос	Тільки функція, що входить до сітки вимірювання шуму.
12	Лінійний датчик тиску	WIKA, 0-400 бар, точність 0,25% FS
13	Витратомір	VS 4 від VSE, тип редуктора, 0-400 л/хв, точність 1% FS
14	Клапан скидання тиску	Тільки функція безпеки, встановлена на 300 бар.
15	Пропорційний клапан	Пропорційний клапан Hydraforce TS10-26A-8T-N-12DR

3.2. Результати звукового тиску та потужності

Процедура вимірювання рівня звукового тиску (SPL) та рівня звукової потужності (SWL) здійснювалася за методикою, аналогічною до підходу, запропонованого Клопом [20]. Така методика забезпечує відтворюваність результатів та дозволяє оцінити акустичні параметри насосної установки з високою точністю.

Для детальної візуалізації звукового поля, що формується внаслідок роботи насоса, необхідне застосування щільнішої вимірювальної сітки, яка забезпечить просторово роздільну характеристику акустичних хвиль. Розширення кількості вимірювальних точок та уточнення їхньої просторової конфігурації може бути реалізовано у подальших дослідженнях за аналогією з методом, розробленим Чо та Болтоном [21], який використовується для аналізу акустичних характеристик у ближньому полі насоса.

Приклад розташування площин вимірювань для експериментальної установки наведено на рисунку 3.2, де показано геометрію зон спостереження та положення мікрофонних датчиків відносно корпусу насоса і напрямку основного звукового випромінювання. Така схема забезпечує можливість комплексного аналізу просторового розподілу звукового тиску та подальшого визначення звукової потужності агрегату.

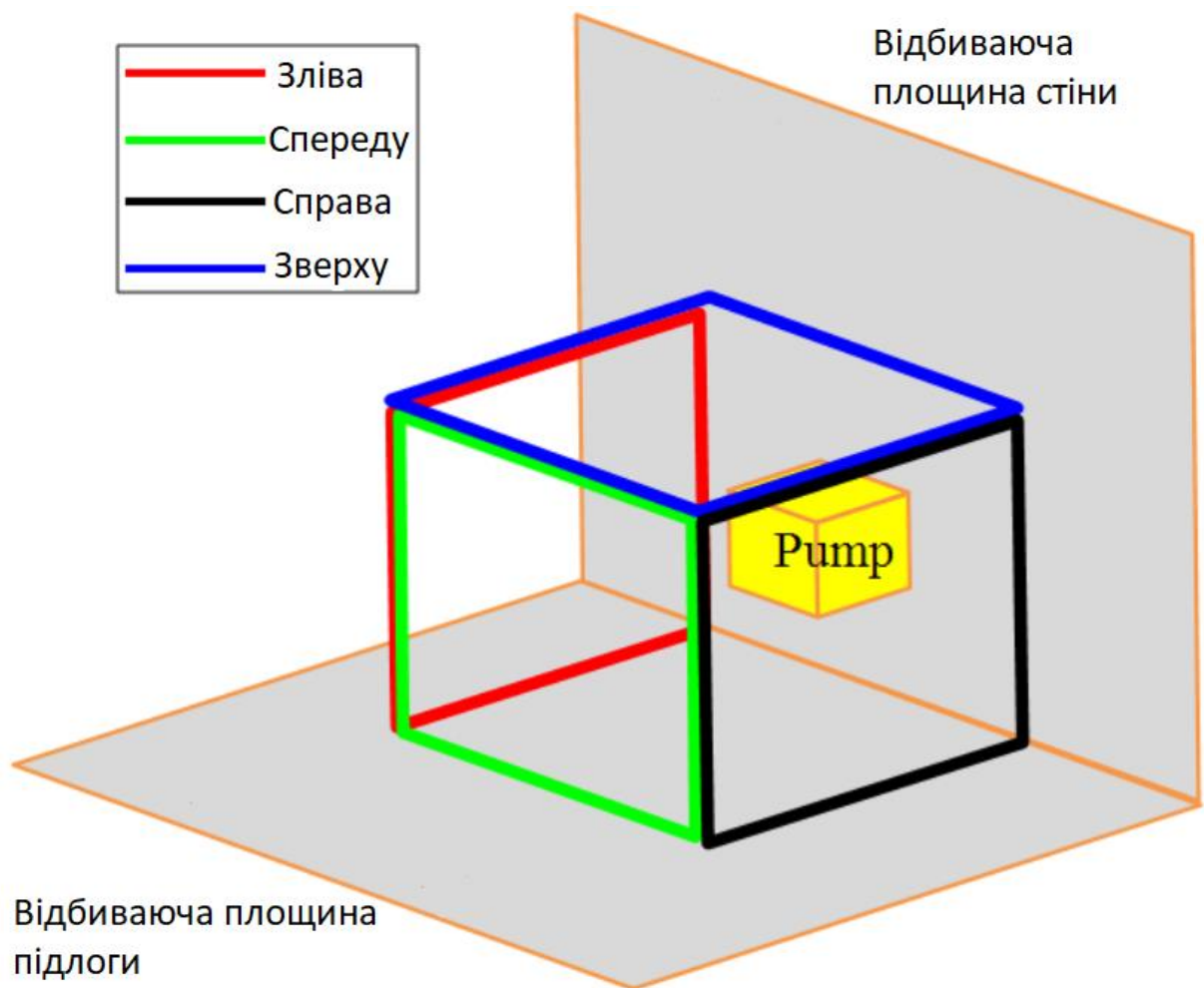


Рисунок 3.2. Поверхні для вимірювання звуку.

Об'єм вимірювання у проведеному експерименті являє собою просторову коробчасту структуру з шістьма гранями, що утворює замкнений контрольний об'єм. Із них чотири поверхні використовувалися як вимірювальні площини, на яких здійснювалися безпосередні акустичні спостереження, як показано на рисунку 3.2. Нижня грань відповідає площині підлоги камери, а задня грань — внутрішній

стінці акустичної камери, що забезпечує відбивання звукових хвиль і формування стоячих компонент акустичного поля.

Під час експерименту було відзначено, що вимірювання рівня звукового тиску (SPL) поблизу відбивних меж можуть піддаватися впливу ефекту подвоєння амплітуди, зумовленого інтерференцією прямої та відбитої хвиль. Проте цей ефект мінімізується у верхній зоні вимірювального об'єму, де насос жорстко закріплений на відбивальній поверхні, і основний потік звукової енергії поширюється паралельно до поверхні, спричиняючи незначні вторинні відбиття.

Для пояснення необхідності проведення багатоточкових вимірювань шуму звернемося до рисунка 3.3. Аналіз лише однієї точки на кожній з чотирьох вимірювальних площин не дає повного уявлення про просторовий розподіл акустичного тиску, оскільки поле є неоднорідним і залежить від локальних умов випромінювання та інтерференції хвиль. Саме тому застосовується сітка дискретних точок вимірювання, що дозволяє отримати тривимірну картину розподілу звукового тиску навколо насоса.

На рисунку 3.3 наведено швидке перетворення Фур'є (ШПФ) спектра звукового тиску для репрезентативних точок з кожної вимірювальної поверхні (див. рис. 3.2) при частоті обертання 1000 об/хв та вихідному тиску 100 бар для насоса №1. Аналіз спектра показав, що основна (фундаментальна) частота шуму насоса становить 167 Гц, що відповідає частоті обертання вала та числу робочих камер. У спектрі також чітко фіксуються гармонійні складові — кратні цілим числам від основної частоти, що є типовим для акустичних сигналів, породжених періодичними процесами у шестеренних гідромашинах.

$$f_1 = \frac{\text{speed} \cdot n_c}{60} \quad (3.1)$$

У частотному спектрі чітко простежуються вищі гармонійні складові, кратні основній частоті роботи насоса, які мають домінуючий вплив у структурі акустичного сигналу. Ці гармоніки утворюються внаслідок періодичного характеру процесів у зубчастих зачепленнях та циклічної дії пульсацій тиску в камерах нагнітання, що притаманно гідромашинам із зовнішнім зачепленням.

Хоча частотний вміст зберігає схожий спектральний розподіл у всіх чотирьох дискретних точках вимірювання, амплітудні значення компонент при однакових частотах суттєво відрізняються. Це свідчить про анізотропію звукового поля, зумовлену геометрією установки, орієнтацією джерел шуму та локальними відбиттями від поверхонь камери.

Зокрема, вимірювання з лівого та верхнього боків показали вищі амплітуди на основній частоті (167 Гц), а також на частоті близько 1000 Гц, що відповідає шостій гармоніці. Це свідчить про наявність більшої концентрації акустичної енергії в напрямках, що збігаються з головними векторами випромінювання насоса.

Водночас права та передня сторони демонструють менший рівень амплітудного вмісту на більшості частот, за винятком виражених піків на третій та сьомій гармоніках основної частоти, де спостерігається локальне підсилення акустичних хвиль. Цей ефект пояснюється взаємодією хвильових відбиттів і резонансними явищами корпусних елементів, що формують складну просторову структуру звукового поля довкола насоса.

Якщо проводити вимірювання звукового тиску лише в обмеженій кількості точок, отримані значення амплітуд частотних компонентів не можна інтерпретувати як абсолютні величини. У такому випадку вони відображають лише тенденції розподілу акустичної енергії, оскільки недостатня кількість точок вимірювання не дозволяє обчислити достовірне середнє значення звукового поля у просторі. Для коректної оцінки звукової потужності необхідна достатня просторова дискретизація, що забезпечує рівномірне покриття всіх напрямків випромінювання.

На рисунку 3.4 наведено розраховану карту інтенсивності звуку, отриману на основі багатоточкових вимірювань, а також інтегральне значення звукової потужності. Як видно з рисунка, інтенсивність звуку варіюється по вимірювальній поверхні в межах від приблизно 65 дБ до понад 80 дБ, що свідчить про нерівномірний просторовий розподіл акустичної енергії.

Інтегруючи локальні значення інтенсивності по всіх вимірювальних площинах — тобто множачи кожен інтенсивність на відповідну площу елемента поверхні та

підсумовуючи результати, — отримано загальний рівень звукової потужності установки, який становить 81,49 дБ.

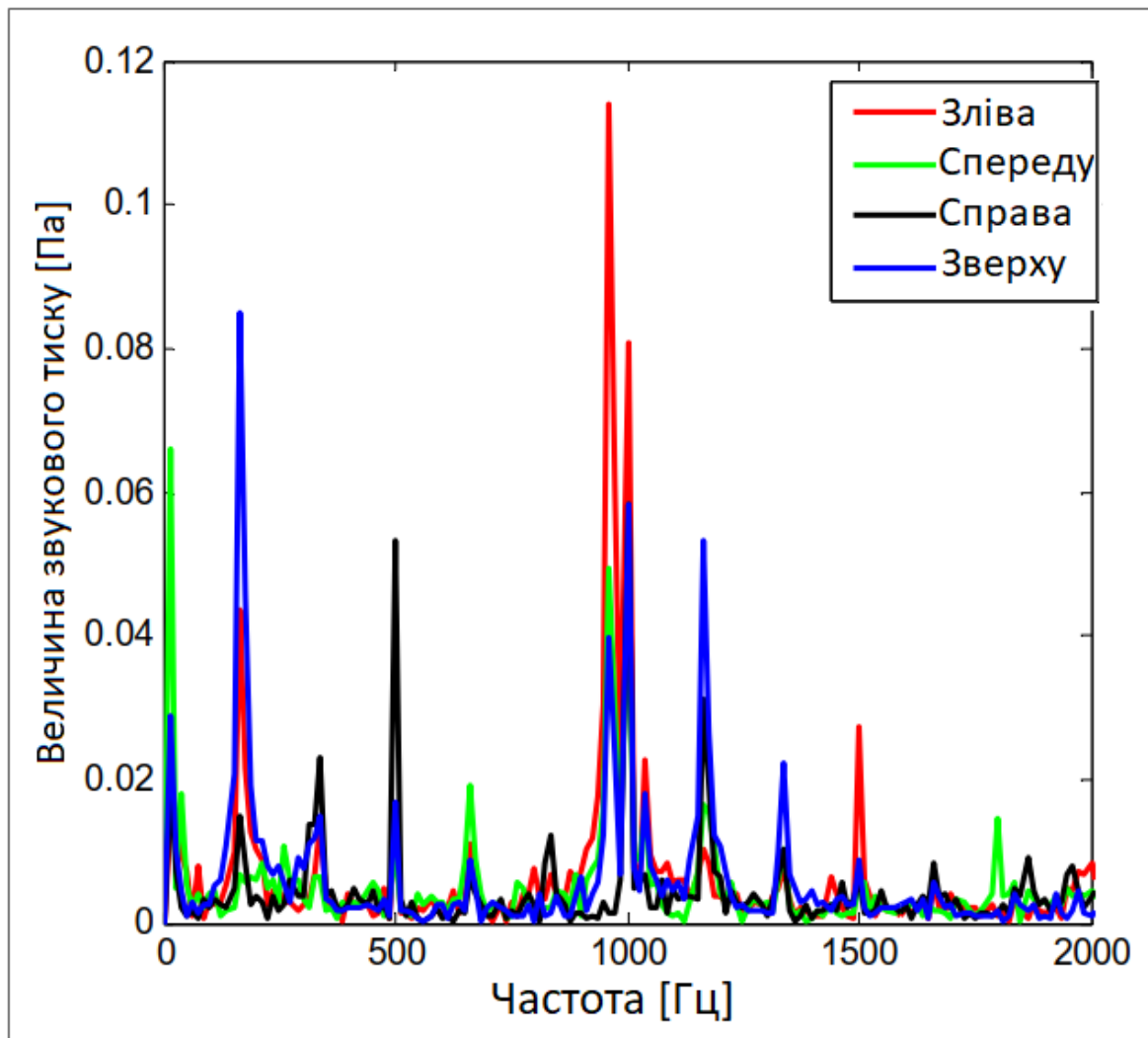


Рисунок 3.2. Чотири точки величини частоти звукового тиску повітряного шуму для насоса 1.

Отримані результати підтверджують, що метод багатоточкового акустичного аналізу є ефективним для побудови достовірної енергетичної картини шумового поля, забезпечуючи точну кількісну оцінку акустичного випромінювання насоса у реальних умовах експлуатації.

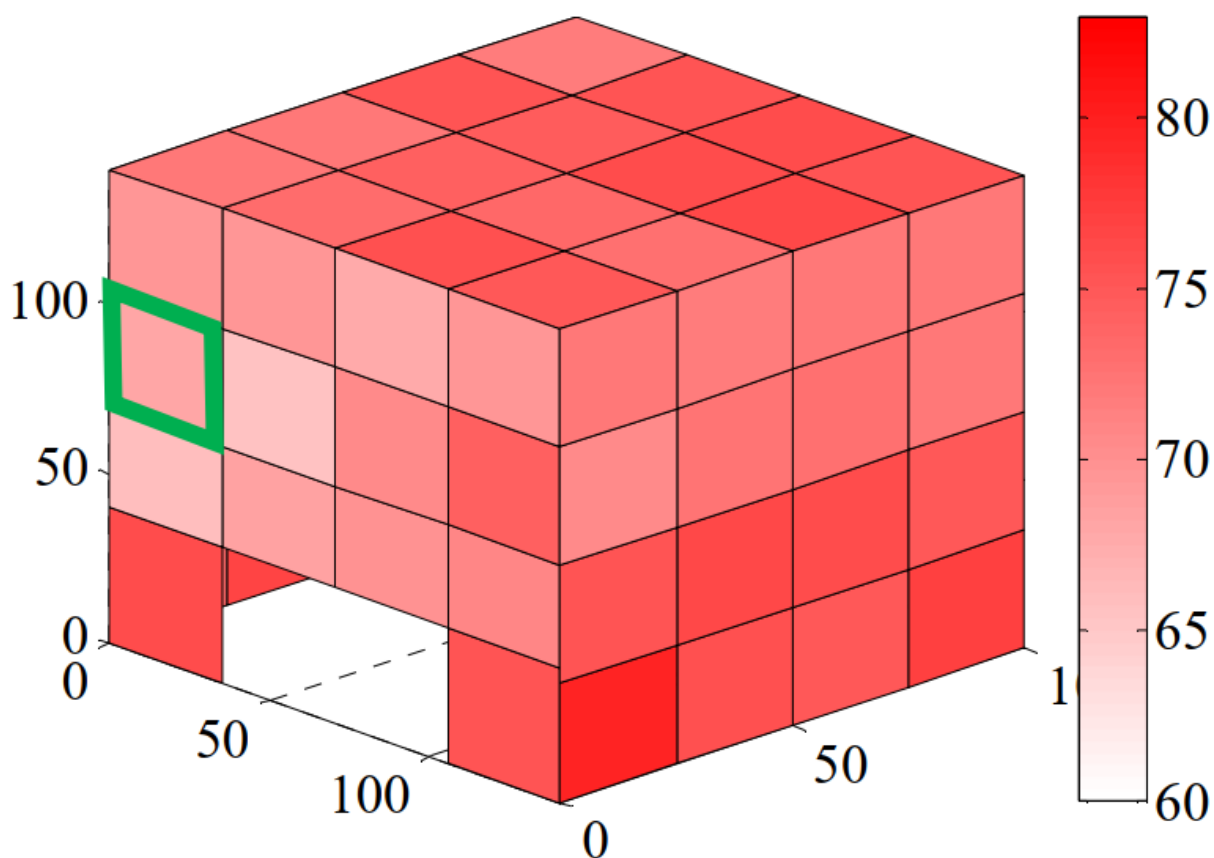


Рисунок 3.3. Приклад карти інтенсивності звуку з виділеною репрезентативною точкою.

Результати вимірювань рівня загальної звукової потужності для всіх чотирьох досліджуваних насосів наведено на рисунку 3.5. Кожна точка на графіку представляє інтегроване значення звукової потужності, отримане як сума 62 дискретних вимірювань рівня звукового тиску, виконаних за допомогою вимірювальної сітки, що охоплює простір навколо насоса. Такий підхід забезпечує високу точність у визначенні просторового розподілу акустичної енергії та дозволяє побудувати узагальнену характеристику шумового випромінювання агрегатів.

Експериментальні випробування проводилися в діапазоні частот обертання від 1000 до 2500 об/хв і при вихідному тиску від 50 до 250 бар. Виняток становив насос №3, технічні характеристики якого обмежували робочий тиск до 200 бар. Для кожного режиму експерименту вимірювався сумарний рівень звукової потужності, що дозволило оцінити вплив швидкості обертання та гідравлічного навантаження на акустичну поведінку насосів.

Як видно з рисунка 3.5, цікавою особливістю є те, що насос, розрахований на роботу при нижчих робочих параметрах, продемонстрував найнижчий рівень звукової потужності при швидкості 1000 об/хв для всіх трьох виміряних тисків. Це свідчить про ефективнішу енергетичну та гідроакустичну стабільність у нижньому діапазоні навантажень, що зумовлено більш оптимальною роботою його шестеренного механізму та зменшеними пульсаціями тиску у впускній і нагнітальній магістралях.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що характер шумовиділення насосів суттєво залежить від робочого тиску, швидкості обертання та конструктивних параметрів і може бути використаний для подальшої оптимізації гідравлічних систем з метою зниження рівня шуму.

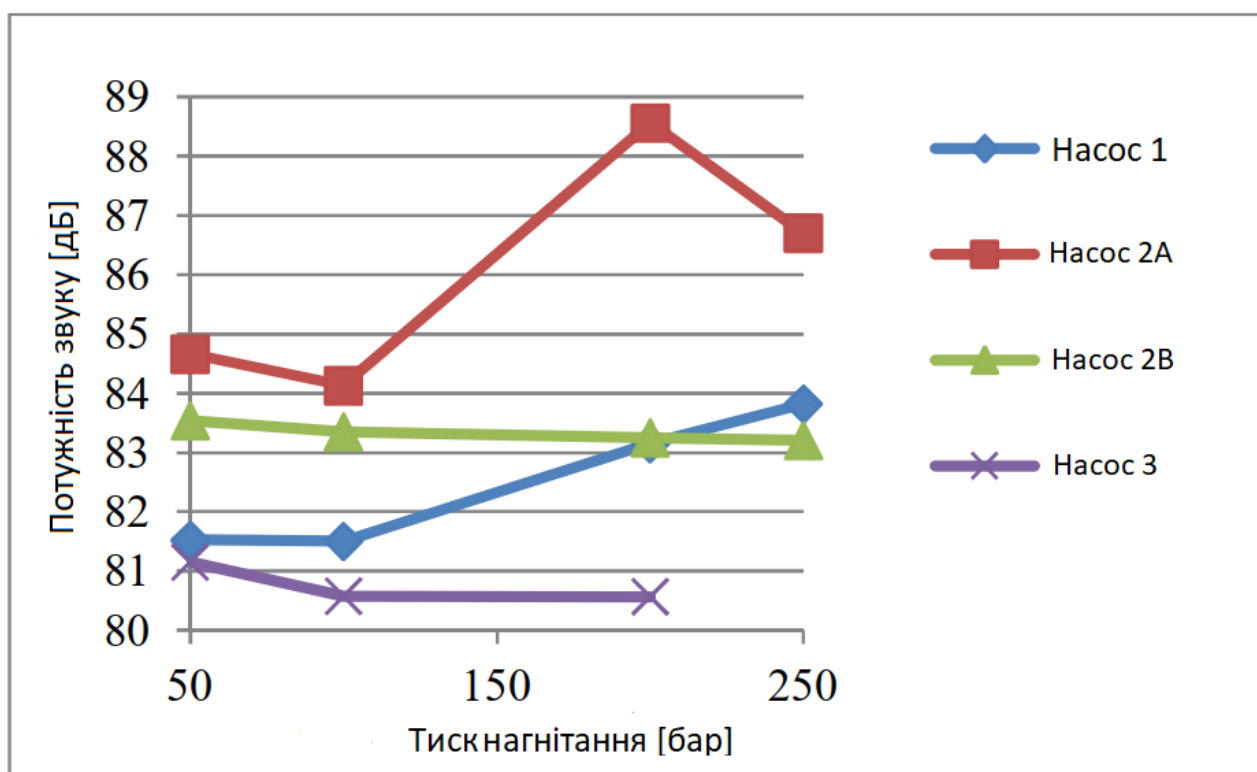


Рисунок 3.5. Загальний рівень потужності звуку для робочої швидкості 1000 об/хв.

Отримані результати свідчать, що, хоча оригінальний насос 2А демонстрував найвищий рівень звукової потужності при швидкості 1000 об/хв, модернізована версія насоса 2В забезпечила суттєве зниження акустичних характеристик у всьому діапазоні робочих тисків. Це покращення привело його акустичну поведінку у відповідність із насосами 1 та 3, що свідчить про ефективність внесених конструктивних змін.

Зменшення рівня звукової потужності у модифікованому насосі 2В може бути повністю пояснене зниженням амплітуди пульсацій тиску, що виникають у процесі гідравлічної роботи. Таким чином, головним фактором поліпшення є зменшення інтенсивності коливань робочого тиску, які є основним джерелом рідинного шуму у шестеренних насосах.

Паралельні дослідження, проведені іншими авторами, зокрема Вакці та Гвідетті [22], підтвердили, що частоти рідинного шуму можуть бути успішно передбачені або експериментально визначені різними аналітичними та чисельними методами моделювання. Результати цих робіт узгоджуються з експериментальними даними, отриманими у межах даного проекту.

Крім того, результати акустичних випробувань показали, що основні частоти повітряного шуму, які реєструються поза насосом, збігаються з частотами рідинного шуму, що виникають у внутрішніх порожнинах насоса та в приєднаних гідравлічних лініях. Це свідчить про тісний акустико-гідравлічний зв'язок між динамікою робочої рідини та зовнішнім шумовим випромінюванням агрегату.

З урахуванням цього, а також результатів, наведених на рисунку 3.5, можна зробити висновок, що зменшення рівня рідинного шуму має прямий позитивний вплив на зниження повітряного шуму насоса. Отже, ефективність конструкції у пригніченні пульсацій тиску є ключовим чинником, який визначає загальний рівень звукової потужності гідравлічного агрегату.

Таким чином, головні відмінності у рівнях шуму між різними комерційними моделями насосів можуть бути безпосередньо пов'язані з якістю конструктивного опрацювання гідравлічної частини, тобто зі здатністю конкретної конструкції мінімізувати генерацію рідинного шуму, який, у свою чергу, є первинним джерелом акустичних коливань у навколишньому повітряному середовищі.

3.3. Репрезентативні вимірювання точок

Акустичні вимірювання, описані в попередньому розділі, проводилися при стаціонарній роботі насоса шляхом послідовного ручного переміщення звукового зонда в 62 різні позиції мікрофонної сітки. Такий підхід забезпечує високу точність визначення сумарної звукової потужності, оскільки дозволяє оцінити акустичне випромінювання без впливу зовнішніх конструкцій і обладнання, розташованих за межами контрольного об'єму.

Основна перевага методу дискретної сітки полягає в тому, що він дозволяє отримати достовірні значення повної звукової потужності насоса, придатні для порівняння між різними моделями в однакових умовах випробувань, без впливу сторонніх джерел шуму. Водночас головним недоліком цього методу є тривалість вимірювань для кожного робочого режиму, що робить сітку досить грубою за частотою відбору даних. У результаті неможливо достовірно визначити тенденції зміни шуму при незначних варіаціях швидкості обертання або тиску.

Для отримання детальнішої частотної характеристики було обрано одну репрезентативну контрольну точку, позначену на рисунку 4.4. Вона характеризує середнє значення рівня звукового тиску для широкого діапазону швидкостей і комбінацій насосів, випробуваних на рівень звукової потужності. Хоча амплітудні значення звукового тиску в цій точці не можуть використовуватися для кількісного визначення загального шумового випромінювання, вони придатні для спектрального аналізу із високою роздільною здатністю, що дозволяє виявляти тенденції та особливості в частотній області.

Для прикладу, при робочих параметрах 1000 об/хв і 100 бар було виконано швидке перетворення Фур'є (ШПФ) звукового тиску, результати якого наведено на рисунку 4.6, де здійснено порівняльний аналіз чотирьох насосів. Діапазон частот обмежено 1200 Гц для концентрації уваги на зоні основних акустичних відмінностей між насосами.

З аналізу спектрів видно, що первинні частоти насосів чітко простежуються і дають змогу визначити кількість зубців шестерень, якщо відома швидкість обертання, або навпаки. Так, згідно з графіком (і підтверджено технічними

специфікаціями), насоси 1 і 3 мають основну частоту 167 Гц, що відповідає 10 зубцям при 1000 об/хв, як і було зазначено раніше на рисунку 4.3. У свою чергу, насоси 2А та 2В характеризуються основною частотою 233 Гц, що відповідає 14 зубцям при тих самих умовах.

Порівняльний аналіз показує, що спектральні характеристики насосів 1 і 3 практично ідентичні, незважаючи на різні конструктивні виконання та виробників. Це пояснюється тим, що основні акустогідравлічні параметри, що впливають на генерацію шуму (зокрема кількість зубців, відносні габарити, конструкція компенсації тиску), є дуже подібними. Такий висновок узгоджується з результатами рівня звукової потужності, наведеними на рисунку 3.5, де насоси 1 і 3 показують подібну поведінку за акустичними характеристиками.

Аналогічна тенденція спостерігається й для насосів 2А та 2В, у яких спектри ШПФ майже збігаються, за винятком невеликого зменшення амплітуди шумових компонент у модифікованого насоса 2В. Це зниження свідчить про ефективне пригнічення пульсацій тиску та покращення акустичної ефективності внаслідок удосконалення конструкції гідромеханічної частини насоса.

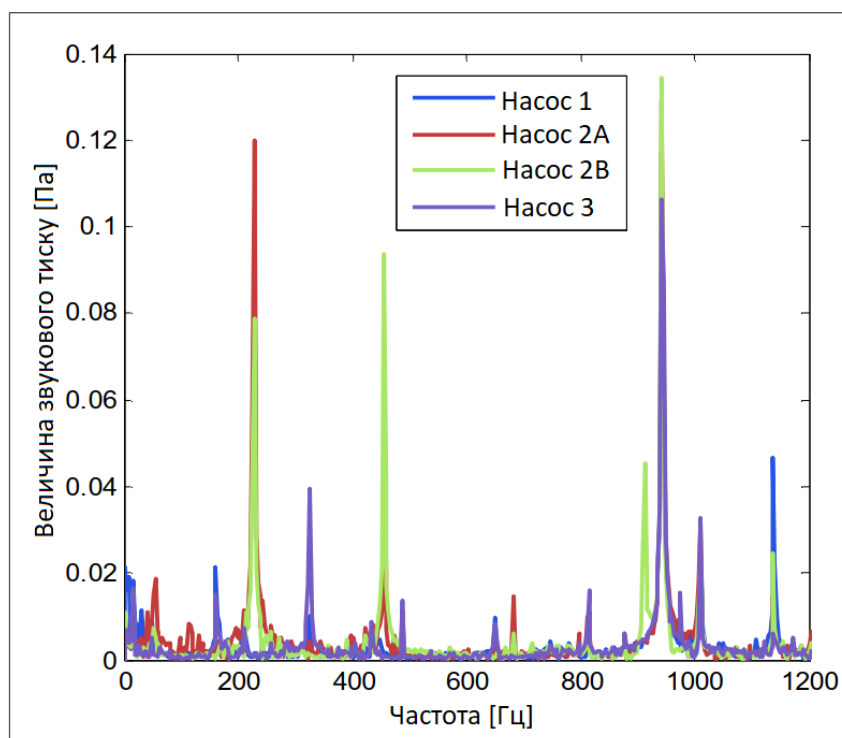


Рисунок 3.6 Повітряний шум у репрезентативній точці для всіх насосів.

Пікове значення на частоті 1000 Гц, спостережене для всіх чотирьох насосів (див. рис. 3.6), свідчить про те, що акустичний максимум у цій зоні зумовлений не лише гідродинамічними процесами в насосах, а й впливом структурних елементів, системи випробувань або геометрії камери вимірювань, які сприяють підсиленню звукових коливань на даній частоті.

Для насосів із 10 зубцями на шестернях така частота є очікуваною, оскільки 1000 Гц відповідає шостій гармоніці від основної частоти насоса (167 Гц). Натомість для насосів 2А та 2В із 14 зубцями подібний піковий прояв не є прогнозованим, адже їхні найближчі гармоніки розташовані на 4-й кратній частоті (приблизно 933 Гц) і 5-й кратній частоті (приблизно 1167 Гц). Незважаючи на це, на частоті 1000 Гц спостерігається виражений пік амплітуди у всіх чотирьох насосів. Це свідчить про можливу наявність структурного або акустичного резонансу системи, викликаного взаємодією повітряного поля, корпусних коливань та елементів монтажу випробувальної установки.

Виявлення таких спільних характеристик є цінним результатом, адже воно дозволяє ідентифікувати зовнішні акустичні впливи, проте водночас ускладнює інтерпретацію експериментальних даних, оскільки накладання структурних резонансів може маскувати справжні джерела шуму, пов'язані з гідродинамічними пульсаціями.

Для глибшого аналізу частотної області необхідно враховувати ширший спектральний діапазон і змінні режими роботи насоса. З цією метою в межах даного дослідження застосовано метод із підтриманням постійного вихідного тиску на рівні 50 бар, при цьому швидкість обертання змінювалася в робочому діапазоні частот, а звуковий тиск реєструвався у репрезентативній точці вимірювання, позначеній на рисунку 4.1. Такий підхід забезпечує узагальнену картину частотних характеристик у широкому діапазоні експлуатаційних режимів.

Результати спектрального аналізу для насоса 1 наведено на рисунку 3.7, де представлено залежність рівня звукового тиску від частоти при зміні швидкості обертання. Ці дані дозволяють виявити закономірності зміни гармонійних

складових шуму та визначити зони можливих резонансних взаємодій між акустичними й гідродинамічними процесами в насосі.

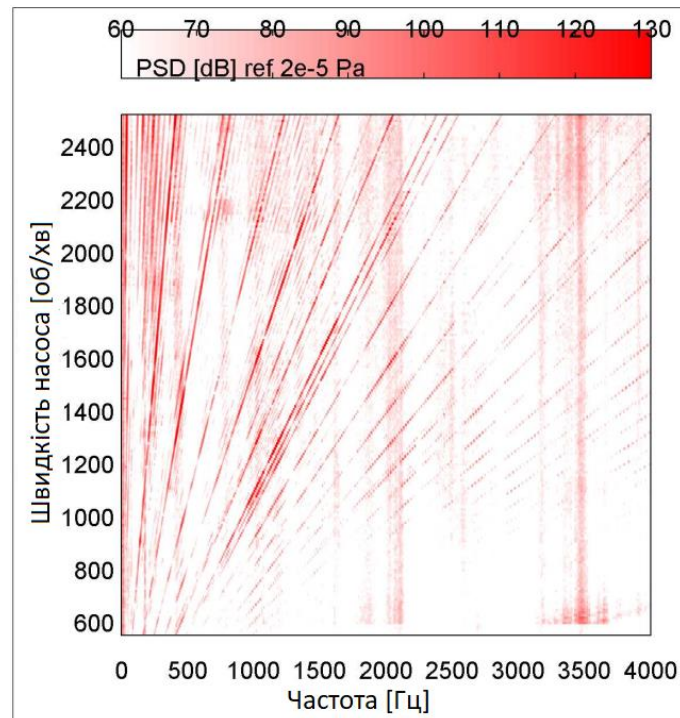


Рисунок 3.7 Типова спектральна щільність потужності точки для насоса 1 при вихідному тиску 50 бар.

Кутові лінії, зображені на рисунку 3.7, відображають залежність між частотою обертання насоса та його первинною (фундаментальною) частотою. Кожна з цих ліній відповідає певній гармонійній складовій акустичного сигналу, що виникає внаслідок періодичної дії зубців шестерень. Нахил ліній визначається відповідно до цілого кратного значення швидкості обертання насоса, помноженого на кількість зубців і поділеного на 60, що аналітично описується рівнянням (3.8).

Як видно з рисунка, основна частка енергії звукового тиску зосереджена на гармоніках, кратних первинним частотам насоса. Це підтверджує, що джерело акустичних коливань має переважно періодичну природу, безпосередньо пов'язану з кінематикою обертання та циклічними пульсаціями тиску у камерах нагнітання.

Крім того, на крайньому лівому боці спектра простежується додаткова енергетична компонента, що відповідає частоті обертання вала. Вона зумовлена механічними коливаннями системи, які виникають у процесі передачі крутного моменту.

Також на рисунку помітні вертикальні лінії, які відповідають системним або структурним власним частотам установки. Ці частоти не залежать від швидкості обертання насоса та залишаються присутніми за всіх режимів роботи, що свідчить про резонансну поведінку елементів конструкції (наприклад, корпусу, кріплень, трубопроводів тощо).

Важливо відзначити, що найбільші за енергією частоти акустичного сигналу зосереджені в діапазоні до 2000 Гц, що є типовим для повітряного шуму шестеренних гідромашин, де переважають гармонійні коливання, пов'язані з робочими циклами зубчастих зачеплень.

Для більш детального аналізу отриманої інформації було застосовано альтернативний підхід, який полягає у інтегруванні спектра потужності на кожній швидкості обертання з подальшим підсумовуванням результатів по всій частотній осі — зліва направо. Це дозволяє отримати загальне значення спектральної щільності потужності, що характеризує акустичну активність у широкому діапазоні режимів.

Для насоса 1 результати цього аналізу наведено на рисунку 3.8. Тут частотний діапазон обмежено 2000 Гц, оскільки за межами цієї зони інтегральна сума залишалася практично сталою для всіх швидкостей.

Отримані залежності демонструють, що в діапазоні швидкостей від 1000 до 1800 об/хв спостерігається домінування повітряного шуму на тих самих частотах, які характерні для рідинного шуму всередині насоса. Це свідчить про акустичну кореляцію між гідродинамічними та повітряними процесами, тобто про прямий вплив пульсацій тиску робочої рідини на зовнішнє акустичне випромінювання агрегату.

На рисунку 3.10 представлено карту спектральної щільності потужності для насоса 2В, побудовану за аналогічною методикою, що й для насоса 1. Аналіз отриманих даних свідчить про високий ступінь подібності між результатами, наведеними на рисунках 3.7 і 3.9. Усі закономірності, описані для попереднього випадку, повною мірою справедливі і для насоса 2В, що вказує на спільну природу акустичних процесів, які відбуваються у шестеренних гідромашинах цього типу.

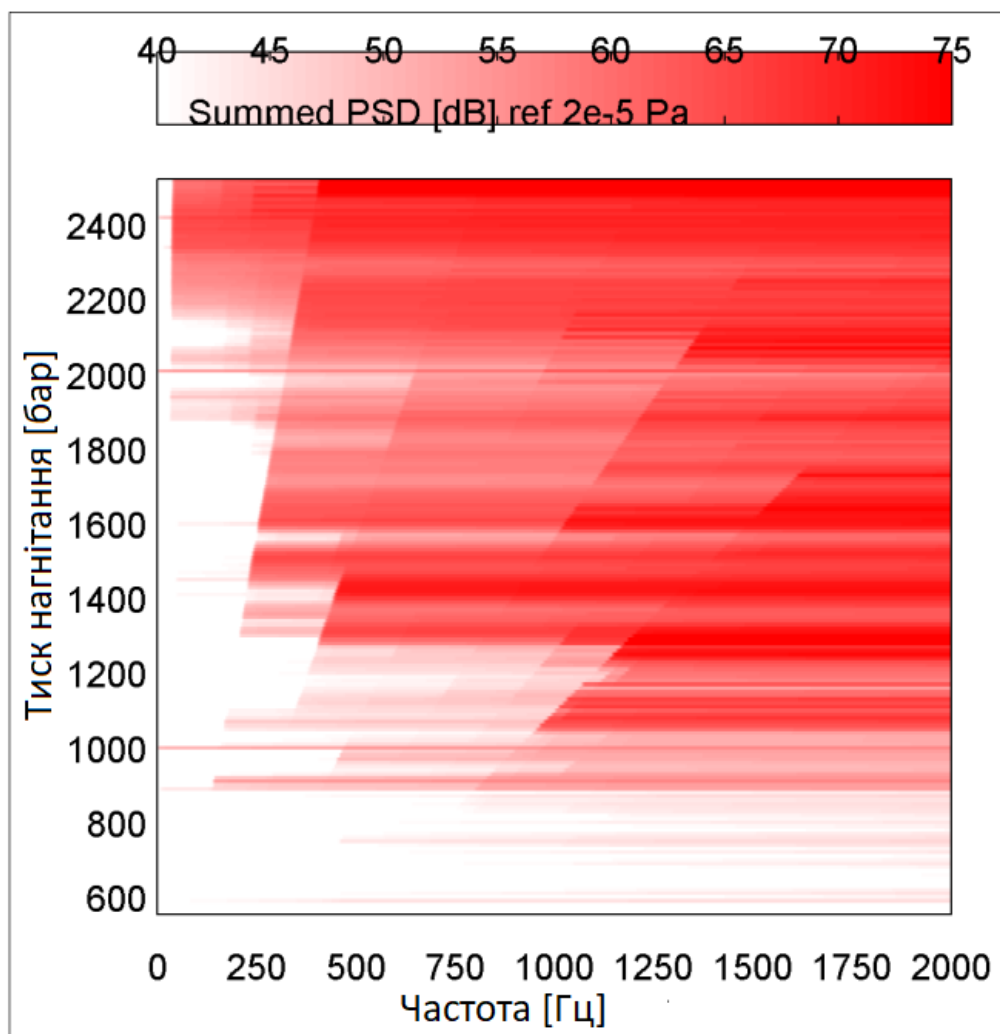


Рисунок 3.8. Сумарна спектральна щільність потужності репрезентативних точкових вимірювань для насоса 1 при вихідному тиску 50 бар.

Особливої уваги заслуговує той факт, що після порівняльного аналізу обох спектрограм (рис. 3.7 і 3.9) виявлено ідентичні ознаки системних або структурних частот, які проявляються на приблизно 2000 Гц і 3500 Гц. Ці частоти спостерігаються незалежно від режиму обертання та типу насоса, що свідчить про наявність власних резонансних мод конструкційної системи випробувального стенда або корпусу насоса.

Таким чином, результати для насосів 1 і 2В демонструють спільну спектральну структуру шумового випромінювання, де основні гармонійні компоненти пов'язані з робочими процесами шестеренного зачеплення, а вертикальні резонансні смуги — із структурно-механічними коливаннями системи. Це підтверджує, що при аналізі акустичних характеристик гідромашин слід

одночасно враховувати як гідродинамічні фактори генерації шуму, так і механічні резонанси елементів конструкції, які можуть істотно впливати на спектральну картину загального звукового поля.

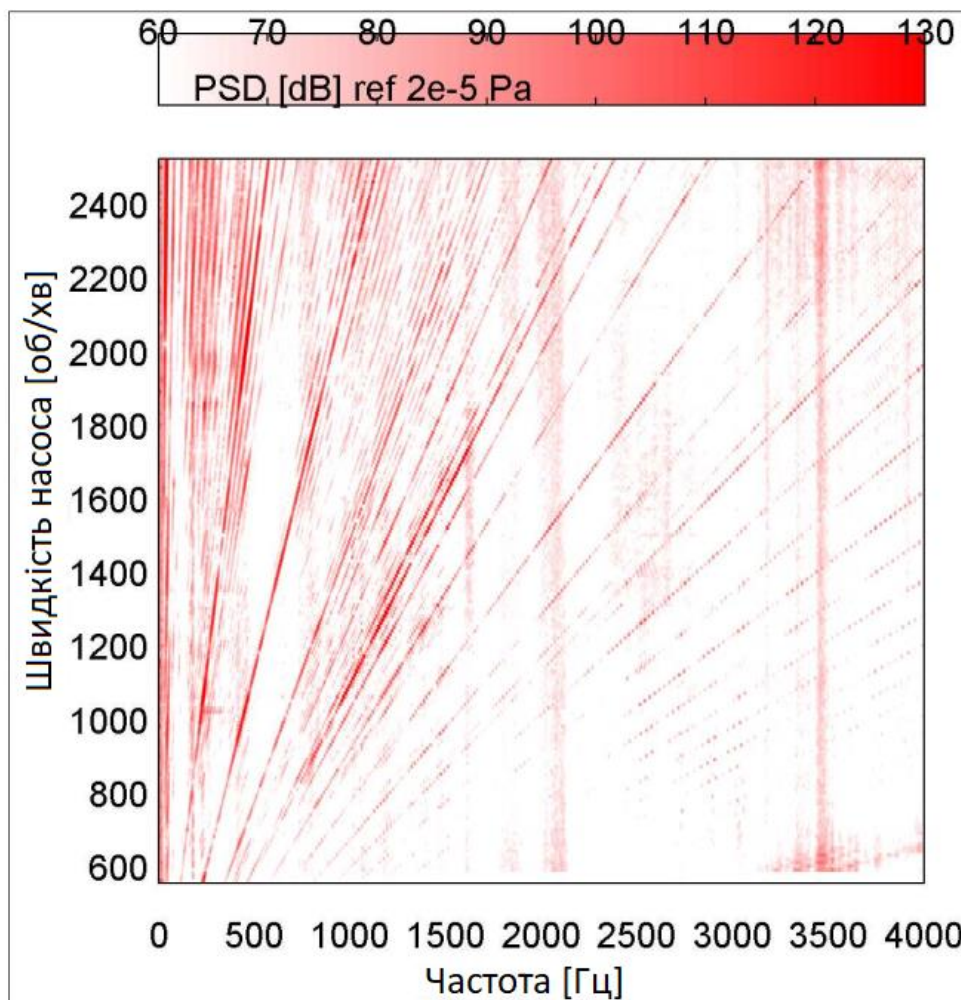


Рисунок 3.9. Репрезентативна точкова спектральна щільність потужності для насоса 2В при тиску на виході 50 бар.

Для забезпечення повноти аналізу та порівняння характеристик акустичного випромінювання, на рисунку 3.10 наведено сумарну карту спектральної щільності потужності для насоса 2В. Цей графік відображає інтегральний розподіл енергії звукового тиску в частотному діапазоні до 2000 Гц при різних швидкостях обертання, аналогічно до попередніх представлень для насоса 1.

Як видно з рисунка, загальний характер розподілу спектральної енергії зберігає ті самі закономірності, що й у попередніх результатах: домінування енергії на гармоніках основної частоти, наявність чітких ліній кутового нахилу, які

відповідають кратним частотам обертання, а також виражені структурні частоти в діапазонах близько 2000 Гц та 3500 Гц.

Представлена карта дає змогу узагальнено оцінити акустичну поведінку насоса 2В, підтверджуючи, що його спектральна структура шуму практично ідентична насосам аналогічного типу, що свідчить про стабільність гідроакустичних процесів та ефективність внесених конструктивних змін у зниженні рівня звукової потужності.

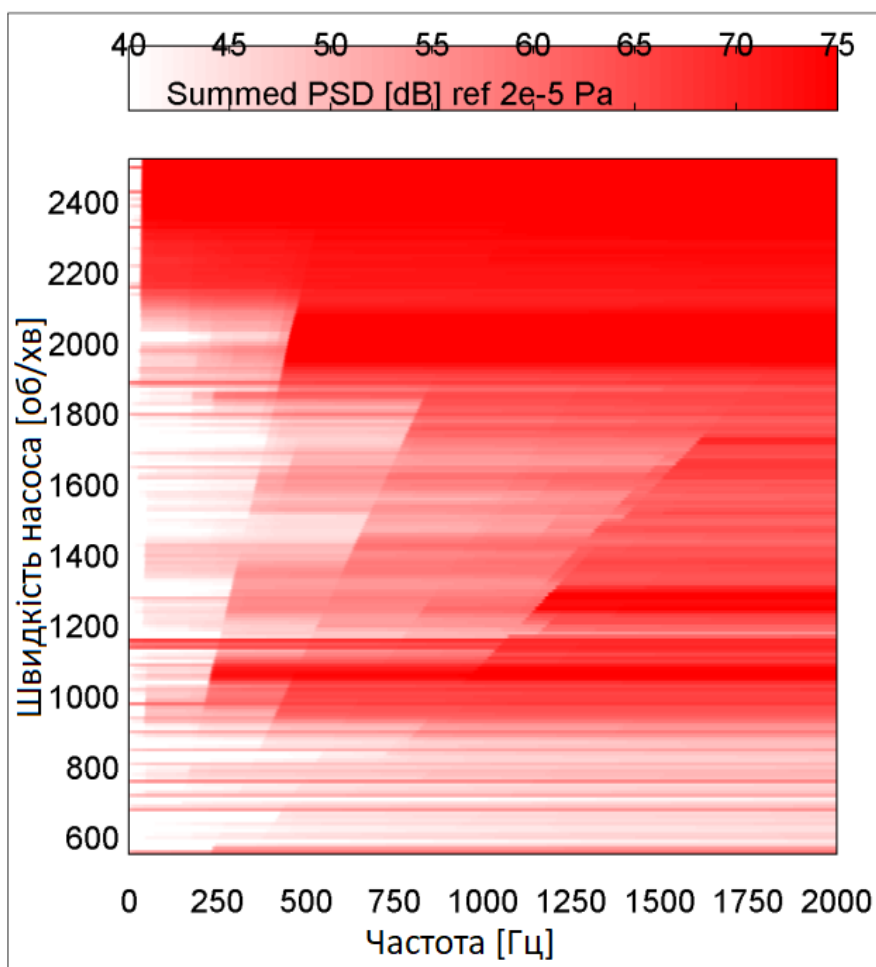


Рисунок 3.10. Сумарна спектральна щільність потужності репрезентативних точкових вимірювань для насоса 2В при тиску на виході 50 бар.

Результати для насосів 2А та 3 не наведено, оскільки їхні спектральні характеристики виявилися надзвичайно подібними до вже представлених даних для насосів 1 і 2В, що робить додаткове відображення надлишковим.

Підсумковим результатом виконаних репрезентативних точкових вимірювань є порівняння середнього рівня звукового тиску (SPL) для всіх чотирьох насосів у

межах одного діапазону швидкостей обертання. Це дозволяє здійснити узагальнену оцінку акустичних характеристик і визначити вплив конструктивних особливостей на шумові властивості агрегатів.

Отримані результати наведено на рисунку 3.11, який демонструє залежність середнього рівня звукового тиску від швидкості обертання вала для кожного насоса. Така форма представлення забезпечує можливість прямого порівняння акустичної поведінки різних моделей, дозволяючи визначити тенденції зміни шумової потужності залежно від режиму роботи та оцінити ефективність модернізованих конструкцій у зниженні рівня шуму.

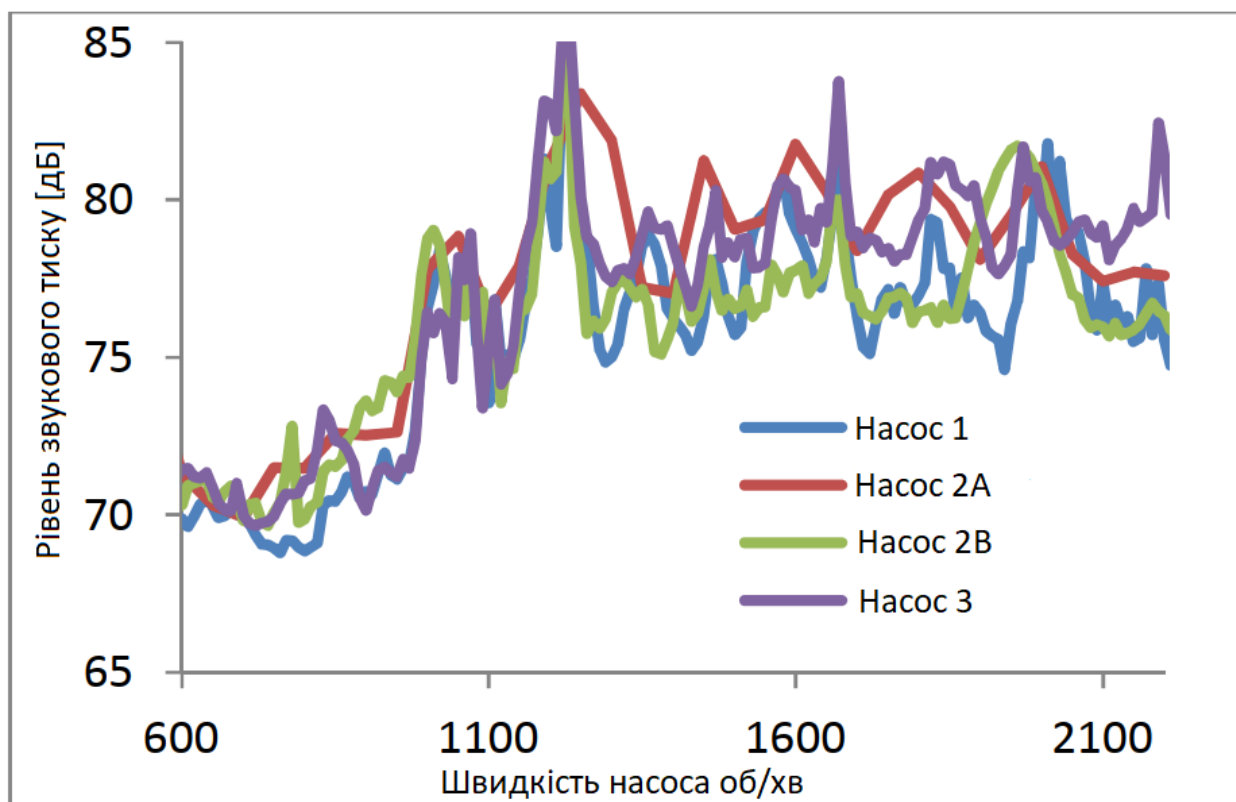


Рисунок 3.11. Репрезентативний точковий рівень звукового тиску нагнітання при тиску 50 бар.

3.4. Результати експерименту

Концептуальний прототип, розроблений на основі модернізованих зубців, представлених на рисунку 3.7, було створено та випробувано в рамках експериментальної програми, реалізованої у дослідницькому центрі, з метою

підтвердження працездатності та ефективності запропонованої концепції машини з евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем.

Конструктивні особливості прототипу та схема експериментальної установки докладно описані в попередніх дослідженнях [23], де наведено основні параметри моделі, методику вимірювань і результати первинних випробувань. Проте у згаданій роботі не було проведено глибокого аналітичного дослідження самої концепції евольвентного зачеплення з бочкоподібним профілем, а основна увага зосереджувалася на експериментальному підтвердженні базових гідравлічних характеристик.

У зв'язку з цим у даному розділі наведено узагальнення попередніх експериментальних результатів, виконане з урахуванням нових аналітичних залежностей, що були розроблені для опису роботи машини із запропонованим типом зачеплення. Крім того, представлено оновлені результати випробувань, які дають змогу перевірити коректність і обґрунтованість аналітичної моделі, що використовується для теоретичного опису машини з евольвентним бочкоподібним профілем зубців.

Таким чином, поєднання аналітичного моделювання та експериментальної перевірки забезпечує повне підтвердження життєздатності концепції, а також дає підстави для подальшого вдосконалення і промислової реалізації запропонованого типу гідромашин.

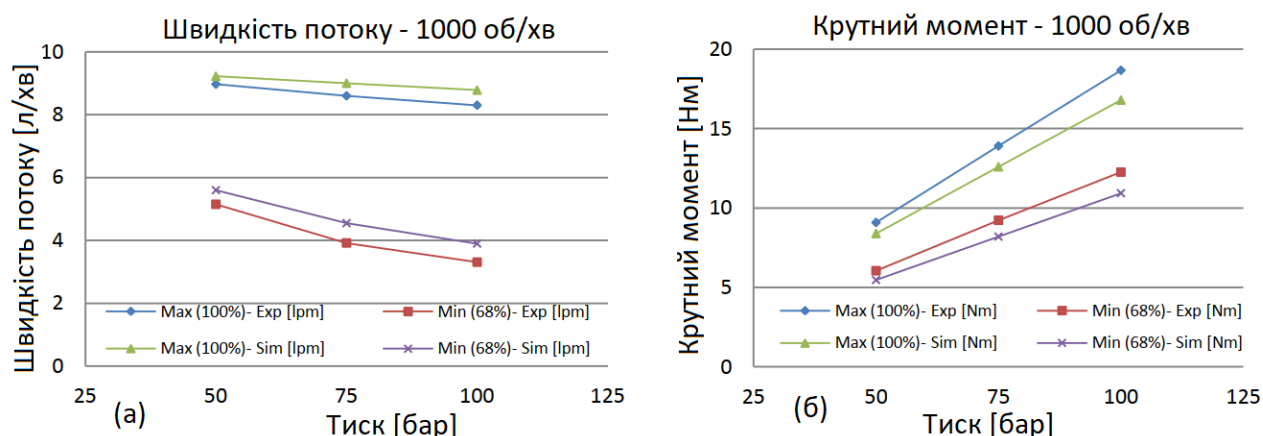


Рисунок 3.12. Валідація для (а) витрати та (б) вхідного моменту для 1000 об/хв.

Як видно з рисунка 3.12 (а), при мінімальному переміщенні відносна (пропорційна) швидкість потоку зменшується приблизно до 68% порівняно з

режимом повного або максимального переміщення. Отримані імітаційні дані демонструють високу кореляцію з результатами експериментальних вимірювань, що свідчить про адекватність аналітичної моделі та її здатність достовірно описувати роботу гідромашини у змінних режимах подачі.

Незначні розбіжності між експериментальними та розрахунковими даними можна пояснити низкою факторів. По-перше, це технологічні відхилення у виготовленні зубчастих коліс, які впливають на точність профілю зачеплення та величину внутрішніх зазорів. По-друге, певні відхилення зумовлені спрощеннями, прийнятими у математичній моделі, зокрема при оцінюванні витоків робочої рідини в насосі [8], де припускалася ідеалізація гідродинамічних процесів у міжзубцевих просторах.

Як показано на рисунку 3.12 (б), крутний момент вхідного вала зменшується приблизно на 32% при переході від максимального до мінімального зміщення. Такий результат узгоджується з розрахунковими передбаченнями, що враховують вплив зміни об'єму робочих камер на момент силового навантаження.

Слід зазначити, що проведене моделювання визначає ідеалізоване значення крутного моменту вхідного вала, оскільки при аналітичному аналізі не враховувалися окремі складові втрат, зокрема:

гідродинамічні втрати зсуву у внутрішніх мастильних зазорах;

механічні втрати від тертя між боковими поверхнями зубців під час ковзання в зоні зачеплення.

Урахування цих чинників у подальших розрахунках дасть змогу підвищити точність моделі та розширити її застосування для прогнозування енергетичних характеристик насосів із евольвентним зачепленням бочкоподібного профілю.

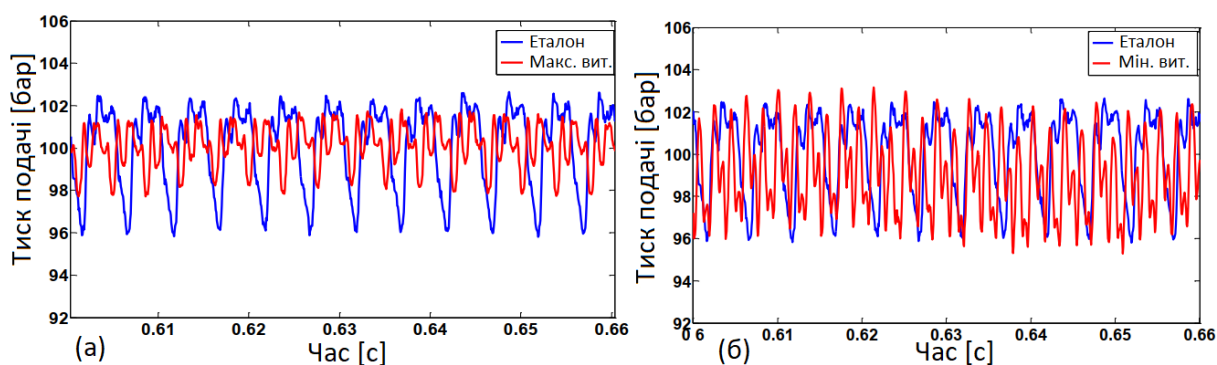


Рисунок 3.13. Пульсація тиску подачі при 1000 об/хв, 100 бар для еталону та (а) макс. (б) мінімальне переміщення для експериментального насосу.

Пульсації тиску на виході насоса були експериментально досліджені у широкому діапазоні робочих режимів з метою оцінки впливу зміни робочого переміщення на коливання потоку. Отримані результати для режимів максимального та мінімального переміщення наведено на рисунку 4.13, де для порівняння також представлено еталонну криву (синій колір), що відповідає комерційній конструкції насоса з подібним профілем зачеплення. Еталонна крива використовувалася як референтна база для оцінки переваг модернізованої геометрії зубців.

Аналіз експериментальних графіків, зображених на рисунку 3.13, дозволяє зробити два ключові висновки.

По-перше, амплітуда коливань потоку в машині з евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем є порівнянною або навіть нижчою, ніж у еталонної конструкції, що підтверджує зниження рівня гідродинамічних пульсацій завдяки оптимізованій формі профілю зубців. Це свідчить про ефективність запропонованої модифікації у пригніченні нестационарних компонент тиску, які є основним джерелом гідравлічного шуму.

По-друге, спостерігається, що пульсації тиску при мінімальному переміщенні мають вищу амплітуду, ніж при максимальному переміщенні. Це явище пов'язане зі зменшенням об'єму робочих камер, яке призводить до зростання швидкості зміни тиску під час циклу нагнітання та збільшення локальних градієнтів тиску. Такий результат повністю узгоджується з аналітичними передбаченнями, отриманими на

основі рівняння (2.43), яке теоретично описує залежність між амплітудою пульсацій тиску та робочим переміщенням насоса.

Таким чином, експериментальні дані не лише підтверджують аналітичну модель, але й демонструють, що зменшене переміщення у машинах із евольвентним бочкоподібним зачепленням призводить до зростання відносних пульсацій тиску, тоді як модернізована форма профілю зубців ефективно компенсує частину цих коливань, забезпечуючи плавнішу подачу потоку порівняно з традиційними конструкціями.

4. Економічна частина

4.1. Економічне обґрунтування розробленої конструкції шестеренного гідромотора групи 3

Сучасний стан ринкових відносин в Україні вимагає від виробників не лише нарощування випуску машино-технічної продукції, а й удосконалення її конструкції. Техніка повинна бути продуктивною, надійною, безпечною, економічно ефективною в експлуатації та конкурентоспроможною на світовому ринку. При визначенні параметрів майбутнього виробу важливу роль має відігравати покупець і його потреби, обов'язково з урахуванням можливостей виробника. Це означає, що техніко-економічні характеристики товару, які визначають рівень його якості та ціни споживання, повинні служити вихідною інформацією для подальшого процесу проектування.

Визначення ключового набору споживчих параметрів для майбутнього нововведення є першим етапом у прогнозуванні його потенційної конкурентоспроможності. Ці параметри стають основним об'єктом досліджень конструктора, спрямованих на їхнє впровадження у конструкцію нового виробу.

Аналогічною схемою визначається набір економічних параметрів товару, серед яких ключове значення має ціна реалізації товару. Рівень ціни є визначальним фактором для ринкового успіху та прибутковості для виробника, а також служить порівняльним показником цінності товару для споживача. Рішення щодо того, чи вигідно підприємству виробляти дану продукцію, визначається намірами та бажанням споживача її купити, а останній приймає рішення, спираючись на оцінку співвідношення якості/ціна споживання товару (ціна реалізації плюс витрати споживача за строк експлуатації цього товару).

На сьогоднішній день підприємства недостатньо приділяють уваги теоретичним аспектам та практичному досвіду з перспективного ціноутворення на достатньо кваліфікованому рівні. Прогнозування ціни на нову продукцію на етапі передпроектних досліджень часто здійснюється інтуїтивно та здебільшого не точно, без відповідних обґрунтованих розрахунків. Це пояснюється зокрема тим,

що більшість сучасних методів прогнозного ціноутворення мають істотні недоліки, пов'язані із занадто трудомістким попереднім збором та обробкою великого масиву необхідної інформації, а також складнощами при застосуванні. Деякі з методів пропонують дуже приблизні прогнозні значення ціни.

Тому наступним кроком є проведення глибоких досліджень, які стосуються суті процесу прогнозування цін на нову продукцію та вибору найбільш досконалих методів перспективного ціноутворення на вітчизняних підприємствах. Це дозволить на етапі передпроектних досліджень не лише прогнозувати, але й забезпечити визначення рівнів не тільки технічних параметрів, але й економічних показників конкурентоспроможності майбутнього нововведення.

У науковій літературі існує стале твердження, яке використовують теоретики та практики маркетингу з метою максимізації прибутку. Згідно з ним, ринкова ціна зростає не пропорційно якості товару, а випереджає її, і, навпаки, при зниженні технічного рівня та якості товару відносно загальновизнаного рівня, ціна знижується більш інтенсивно порівняно з цим рівнем.

З цього випливає, що виробники товарів вищої якості отримують монопольно високий прибуток, який перевищує зростання витрат на досягнутий рівень якості. Товаровиробники, чиї продукти не відповідають світовому стандарту, втрачають значну частину прибутку через збитково низьку ринкову ціну.

Тому прогресивні виробники намагаються діяти в межах так званого ціннісного ціноутворення, спрямованого на отримання більшого прибутку через досягнення більш вигідного співвідношення «цінність/витрати». Це співвідношення передбачає максимальну різницю між цінністю товару для покупця, яку він готовий оплатити, та витратами, що несе підприємство на створення товару з такими властивостями. Завдання ціноутворення полягає в тому, щоб якомога більшу частину цієї різниці перетворити на прибуток підприємства, а якомога меншу – залишити у виграші для покупця.

Під загальною економічною цінністю товару слід розуміти ціну кращого з доступних покупцеві альтернативних товарів (це ще називається ціною

байдужості), плюс цінність для нього тих властивостей даного товару, які роблять його відмінним від кращої альтернативи. Загальна економічна цінність товару визначається в контексті його вартості та корисності для покупця.

Зазвичай фахівці із закупівель визначають питому ціну, розраховуючи вартість на одиницю основного параметру, який, на їхню думку, відображає корисність даної продукції. Наприклад, якщо продуктивність є основним параметром, то вони будують декілька параметричних рядів з різними значеннями питомих цін за одиницю продуктивності.

Так, на рис. 1 при співвідношенні 2,0 питома ціна, розрахована на продуктивність 1 тис. штук в годину, становить 2 тис. гривень, а при співвідношенні 0,5 вона складає 0,5 тис. гривень.

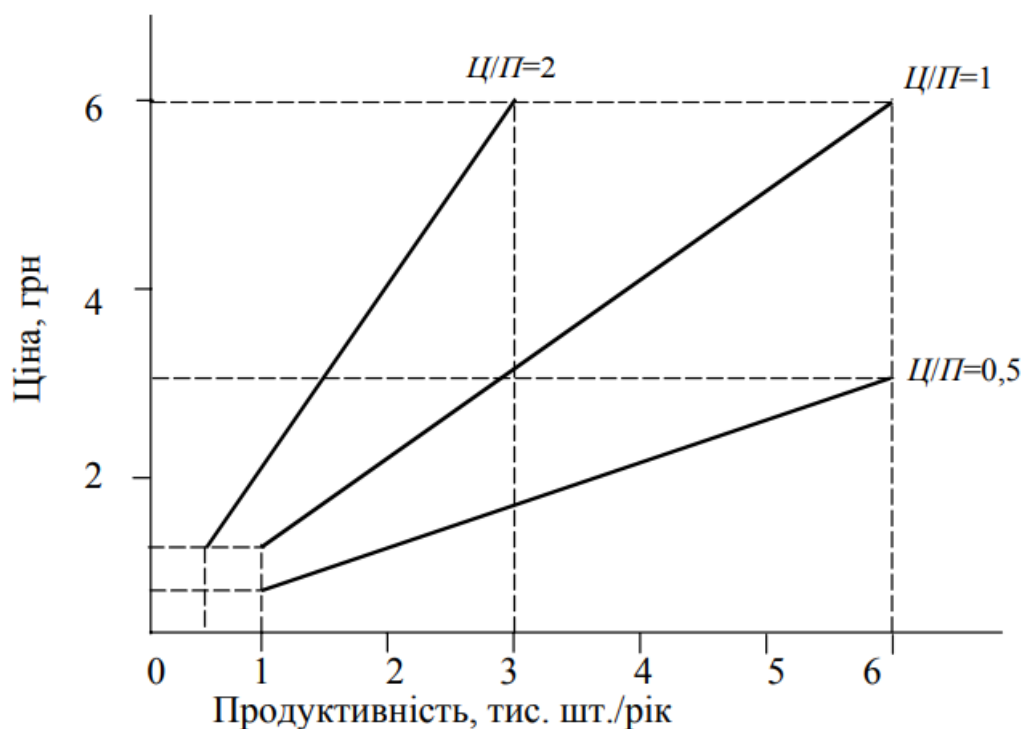


Рис. 4.1 – Варіанти параметричних цінових рядів для однієї й тієї ж продукції: Ц/П – співвідношення ціни та продуктивності

Варіанти параметричних цінових рядів для однієї і тієї ж продукції можна представити у вигляді графіка залежності ціни від продуктивності, де ось X відображає продуктивність, а ось Y – ціну. Вираз «Ц/П» вказує на співвідношення ціни та продуктивності. Нижче представлені можливі варіанти таких параметричних цінових рядів, де графіки відображають залежність ціни від продуктивності при різних співвідношеннях «Ц/П»:

1. При «Ц/П»=2 ціна зростає лінійно зі збільшенням продуктивності.
2. При «Ц/П»=0,5 ціна зменшується лінійно зі збільшенням продуктивності.
3. При «Ц/П» > 1 темпи зростання ціни вищі за темпи зростання продуктивності.
4. При «Ц/П» < 1 темпи спадання ціни менше за темпи зростання продуктивності.

Ці параметричні цінові ряди дозволяють визначити, як змінюється ціна в залежності від рівня продуктивності для даної продукції.

Для порівняння якісного рівня шестеренного гідромотора серії К з існуючими на ринку аналогами, скористаємося *методом багатокритеріальної оптимізації*, описаним в [1, с. 100]. Він дає можливість не лише зіставити узагальнюючі показники їх технічного рівня, визначені на базі основних техніко-економічних параметрів, а й спрогнозувати ціну реалізації нової конструкції ще на ранніх стадіях її проектування.

Даний метод передбачає математичну побудову багатокритеріальної задачі, яка базується на припущенні, що кожному з N об'єктів $\{x^j, j = 1, \overline{N}\}$ властиві S параметрів, виражені кількісно. Тобто існує певний дискретний набір значень:

$$\begin{matrix} f_1^1 \dots f_1^N \\ \dots\dots\dots \\ f_S^1 \dots f_S^N \end{matrix},$$

де f_i^j – значення i -ої ознаки для j -го об'єкта.

Кожний з параметрів впливає на узагальнюючий показник якості (технічного рівня) виробу та його кінцеву ціну, яка розраховується виходячи з цін виробів-конкурентів з врахуванням диференціації параметрів.

З цією метою формулюється задача нечіткого математичного програмування.

$$\begin{aligned} A_1 &= \left\{ \left[x^1 \middle| \mu_1(x^1) \right] \dots \left[x^N \middle| \mu_1(x^N) \right] \right\} \\ &\dots\dots\dots, \\ A_K &= \left\{ \left[x^1 \middle| \mu_K(x^1) \right] \dots \left[x^N \middle| \mu_K(x^N) \right] \right\} \end{aligned} \quad (4.1)$$

де $\mu_i(x^j)^1$ – функція належності елемента x_j до множини A_i , яка характеризує ступінь близькості значення i -го критерію в розглянутій пробній точці $f_i^j = f_i(x^j)$ до максимально припустимого значення даного критерію.

На основі отриманого значення μ_i^j для кожного виробу розраховується агрегуюча функція, яка, по суті, являє собою узагальнюючий (інтегральний) показник якості виробу:

$$\mu^j = \mu_1^j * \dots * \mu_S^j, \quad (4.2)$$

де $*$ – деяка бінарна операція, в якості якої даною методикою рекомендується використання функції середнього геометричного.

Кожному i -му об'єкту (виробу) буде відповідати єдиний числовий параметр $\mu^j, j = 1, \overline{N}$.

Ціна нового виробу визначається шляхом перерахунку ціни базового (конкурентного) виробу пропорційно співвідношенню числових параметрів μ^j порівнюваних об'єктів:

$$P_n = P_{\hat{o}} \cdot \frac{\mu_n^j}{\mu_{\hat{o}}^j} \quad (4.3)$$

де P_6 – ціна базового виробу;

μ_n^j, μ_b^j – відповідно значення агрегуючої функції належності нового і базового виробів.

Перш ніж визначити функції належності для кожного параметру гідромотору, встановимо вузлові точки та відповідні їм рівні якості виробу, користуючись рекомендаціями в [1, с. 102] (табл. 1).

Таблиця 4.1 – Характеристика вузлових точок функції належності

Вузлові точки	Рівень якості виробу
1,00	Відповідає найкращому рівню якості, підвищення якого не має сенсу
0,80	Відмінна якість, яка відповідає найкращим світовим зразкам
0,63	Середній рівень якості виробів-аналогів, представлених на даному товарному ринку
0,50	Задовільна якість виробів, яка перевищує мінімально допустимий рівень, але той, що потребує покращення
0,37	Мінімально допустимий рівень якості
0,20	Погана якість продукції, що не відповідає поставленим цілям
0,00	Абсолютно неприйнятна якість

На основі опитувань експертів (інженерів-конструкторів ПАТ «Гідросила»), значення параметрів гідромоторів ми привели у відповідність конкретним вузловим точкам (табл. 2).

Таблиця 4.2 – Значення параметрів, які відповідають вузловим точкам функції належності

Параметри шестерного гідромотора	Значення параметрів, які відповідають вузловим точкам функції належності						
	0,00	0,20	0,37	0,50	0,63	0,80	1,00
Максимальна частота обертання, об/хв	2200	2400	2600	3000	3200	3500	4000
Потужність, що споживається, кВт	33	30	25	22	21	18	15
Максимальний тиск на виході, МПа	17	18	19	20	25	30	33
Номінальний тиск на виході, МПа	14	16	20	22	24	26	30
Коефіцієнт корисної дії	0,78	0,8	0,82	0,84	0,86	0,9	0,98
Маса, кг	9,5	89	8	7	5,8	5,1	4,5
Гама-процентний ресурс, мото-год	2000	2200	2500	3000	3500	3700	4500

Достатньо високу точність дає побудова функції третього порядку виду:

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (4.4)$$

У табл. 3 наводяться визначені нами за допомогою опцій середовища Excel значення коефіцієнтів a , b , c , d , що надають максимальне наближення.

Таблиця 4.3 – Коефіцієнти функції належності

Параметри гідромотору	Коефіцієнти*			
	a	b	c	d
Максимальна частота обертання, об/хв	1,37109E-10	-1,37849E-06	0,005033936	-5,846742385
Потужність, що споживається, кВт	-9,62882E-05	0,007823263	-0,256727695	3,427137701
Максимальний тиск на виході, МПа	0,000857162	-0,066825957	1,7417736	-14,4932239
Номінальний тиск на виході, МПа	-2,12216E-06	0,000149932	0,058063167	-0,810077095
Коефіцієнт корисної дії	63,59707531	-190,0253586	191,0555635	-63,59115725
Маса, кг	-0,017074341	0,360778296	-2,633009896	7,101981866
Гама-процентний ресурс, мото-год	7,26481E-11	-7,69293E-07	0,002976457	-3,428044752

*Деякі значення коефіцієнтів записані у вигляді експоненціального подання числа (наприклад, запис 1,37109E-10 означає число $1,37109 \times 10^{-10}$)

Підставивши визначені параметри, розрахуємо за формулою середнього геометричного значення функції належності для кожного з них, а також агрегуючої функції належності для конкретних моделей шестерних гідромоторів з однаковим номінальним робочим об'ємом 71 см³. (табл. 4). В якості базових приймемо 3 шестеренні гідромотори та, для зручності, присвоїмо їм та пропонованому гідромотору цифрові коди:

- Гідромотор з електропропорційним клапаном (виробництва ПАТ «Гідросила») – код 1;
- Bosh Rexroth – код 2;
- POLARIS – код 3;
- Гідромотор серії К – код 4.

Таблиця 4.4 – Значення функцій належності та агрегуючих функцій належності

Параметри шестеренного насоса	Величина параметру Значення функції належності			
	1	2	3	4
Максимальна частота обертання, об/хв	4000	3000	3500	3000
	1,008031486	0,550543621	0,764001415	0,550543621
Потужність, що споживається, кВт	17,05	18	19	17,02
	0,84692227	0,779223583	0,713068635	0,849142723
Максимальний тиск на виході, МПа	28	28	25	28
	0,701311858	0,701311858	0,678052772	0,701311858
Номінальний тиск на виході, МПа	25	16	24	25
	0,702050688	0,148623754	0,640462877	0,702050688
Коефіцієнт корисної дії	0,9	0,79	0,95	0,8
	0,800577367	0,103750053	0,940284417	0,198766632
Маса, кг	7,2	8,2	7,5	6,9
	0,474093871	0,355788129	0,444949212	0,501793586
Гама-процентний ресурс, мото-год	3000	3200	3000	3000
	0,539186464	0,599588627	0,539186464	0,539186464
Агрегуюча функція належності	0,704369532	0,372206344	0,607937313	0,633977314

Значення агрегуючої функції належності можна вважати узагальнюючим (інтегральним) рівнем якості кожного з розглянутих гідромоторів. Таким чином, найякіснішим можна вважати гідромотор з електропропорційним клапаном (№1). Найнижчий рівень якості має гідромотор №2 – Bosh Rexroth. Запропонований гідромотор серії К займає другу позицію. Значення його агрегуючої функції відповідає середньому рівню якості виробів-аналогів, представлених на даному товарному ринку (див. табл. 1).

Цей же рівень якості має і кращий із зразків – гідромотор з електропропорційним клапаном. Його агрегуюча функція хоч і вища, ніж у гідромотора серії К, проте не дотягує до наступної вузлової точки функції належності (0,8), яка характеризує відмінну якість, що відповідає найкращим світовим зразкам.

Приймаючи за базу нинішню ціну реалізації на ринку першого гідромотору ($P_6 = 28560,00$ грн), розрахуємо ціну нового гідромотору серії К за формулою (3):

$$P_n = 29980 \cdot \frac{0,63398}{0,70437} = 26984 \text{ грн.}$$

Ціни P_n і P_6 вважаються індиферентними (байдужими), оскільки вони, хоч і відрізняються за своєю абсолютною величиною, проте мають однакове питоме значенням. За таких умов споживачу може бути байдуже, який виріб купувати, адже за ту ж саму одиницю споживчої вартості (якості) він фактично сплачує однакову ціну. На думку спеціалістів у ціноутворенні, «для того, щоб зацікавити споживача в придбанні нової продукції, її ціна в розрахунку на одиницю основного параметра має бути меншою, ніж базового виробу. Цього можна досягти, коли якість продукції зростатиме швидше, ніж ціна» [2, с. 53]. З цією метою ціну нового виробу коригують за допомогою понижуючого коефіцієнта – коефіцієнта гальмування (K_2), методика розрахунку якого представлена в [1, с. 146].

Підприємство-виробник гідромоторів серії К обслуговує два типи ринку: комплектаційний та експлуатаційний. Споживачами на ринку комплектації є понад підприємства, що випускають різні моделі мобільної техніки (трактори, комбайни, вантажні автомобілі, шляхобудівні, та інші машини і механізми). Ці підприємства традиційно ставлять високі вимоги до якості комплектуючих, зокрема гідрообладнання. Ринок експлуатації представлений великою кількістю сільськогосподарських та промислових підприємств, що експлуатують машини й обладнання. У табл. 5 надано перелік факторів впливу на рівень K_2 , які можна врахувати при визначенні ціни реалізації гідромотора на ринку експлуатації і ринку комплектації.

Таким чином, остаточно прогнозована ціна реалізації гідромотора серії К виробництва ПАТ «Гідросила»:

- на ринку комплектації:

$$P_{нк} = 26984 \cdot 0,76 = 20508 \text{ грн;}$$

- на ринку експлуатації:

$$P_{нк} = 26984 \cdot 0,70 = 18889 \text{ грн.}$$

Таблиця 4.5

Визначення коефіцієнта гальмування K_z ціни реалізації шестеренного гідромотору

Фактори, що впливають на зміну коефіцієнта K_z	Розрахунок K_z для гідромотора*	
	на ринку комплектації	на ринку експлуатації
1. Ступінь гостроти конкуренції	+0,05	+0,08
2. Репутація виробника та імідж торгової марки	-0,03	-0,02
3. Наявність істотних елементів комерційної діяльності:		
3а) післяпродажного обслуговування;	-0,01	-0,06
3б) інших.	—	—
4. Ступінь агресивності й умінь торгових посередників	+0,07	+0,07
5. Міра впливу покупця на отримання знижки з ціни	-0,02	-0,01
6. Цінова політика найближчим часом:		
6а) "зняття вершків";	+0,03	+0,02
6б) завоювання ринку	—	—
7. Категорія виробу		
7а) модифікований;	-0,03	-0,03
7б) новий	—	—
Сума факторів впливу	+0,06	+0,05
Базовий рівень коефіцієнта K_z (за стратегії оптимальних втрат)	0,7	0,65
Підсумкове значення коефіцієнта гальмування	0,76	0,70

*Теоретична зміна K_z в залежності від факторів: «+» збільшення «-» зменшення

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В кваліфікаційній роботі на тему: «Підвищення функціональних показників шестеренних насосів та гідромоторів».

Аналіз джерел шуму в шестеренних гідромоторах та методи їх мінімізації

Домінуючим джерелом віброакустичної активності в системах гідроприводу виступає шестеренний гідромотор. Акустичний фон, що генерується даним агрегатом, має дуалістичну природу і є результатом суперпозиції складних гідродинамічних процесів та механічної взаємодії елементів конструкції.

Гідродинамічна складова шуму Частотний спектр шуму гідродинамічного походження у шестеренних машинах безпосередньо корелює з характером потоку робочої рідини. Основними чинниками впливу є:

Пульсація потоку: Циклічні коливання миттєвої подачі, зумовлені геометрією робочих органів.

Явище «запирання» рідини: Компресія робочої рідини у замкнутих об'ємах міжзубцевих западин (у зоні перечеплення), що призводить до виникнення локальних гідравлічних ударів та високочастотної вібрації.

Механічна складова шуму Механічний шум формується внаслідок кінематичних та динамічних похибок системи. Ключовими факторами тут виступають:

Точність виготовлення: Відхилення від еталонного профілю зубів та геометричних параметрів корпусу.

Динаміка зачеплення: Ударні навантаження, викликані похибкою кроку зачеплення та пружними деформаціями зубів під дією змінного навантаження.

Резонансні явища: Співпадіння частоти збудження (частоти перечеплення зубів) із власними частотами коливань шестерні, що призводить до різкого зростання амплітуди звуку.

Трибологічні процеси: Безпосередній контакт вершин зубів із корпусом статора. Це явище спричинене дією незрівноважених радіальних сил, які притискають шестерні в напрямку від зони нагнітання (високого тиску) до зони всмоктування (низького тиску), спричиняючи мікроудари та вібрацію корпусу.

Результати дослідження та оптимізації 3 метою зниження рівня шуму шестеренних гідромоторів було проведено комплексну оцінку ефективності наявних технічних рішень. На основі математичного моделювання та розрахунків у спеціалізованих програмних середовищах було розроблено нові методики шумозаглушення.

Результатом роботи стала підготовка оновленої конструкторської документації (креслень). Впровадження розроблених заходів дозволило досягти зниження загального рівня звукового тиску. Водночас, як супутній ефект конструктивних змін (наприклад, організації розвантажувальних канавок або зміни геометрії зачеплення), було зафіксовано зниження коефіцієнта корисної дії (ККД), що вказує на наявність компромісу між акустичним комфортом та енергетичною ефективністю в досліджуваній конфігурації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. І.Є. Грицай, Я.М.Литвиняк: Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення R.S. Devendran, A. Vacca, 2014, A novel design concept for variable delivery flow external gear pumps and motors. International Journal of Fluid Power, Sep 2, 2014, 15(3), 121-137
2. Ehsan M., Rampen, W.H.S., Salter S.H., 1997, Modeling of Digital-Displacement Pump-Motors and Their Application as Hydraulic Drives for Nonuniform Loads, J. Dyn. Sys., Meas., Control 122(1), pp 210-215
3. Mahrenholz J., Lumkes J.J., 2009, Model Development and Experimental Analysis of a Virtually Variable Displacement Pump System, International Journal of Fluid Power
4. R.S. Devendran, A. Vacca, 2016, A Flow Control System for a Novel Concept of Variable Delivery External Gear Pump, 10th IFK International Fluid Power Conference, March 8-10, 2016, Dresden, Germany
5. R.S. Devendran, A. Vacca., 2015, A Novel Concept for a Variable Delivery External Gear Machine, 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 20-22, 2015, Tampere, Finland
6. K. Nagamura, K. Ikejo, F.G. Tutulan, 2004, Design and performance of gear pumps with a non-involute tooth profile, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, Vol. 218, pp. 699 – 711
7. F.L. Litvin, A. Fuentes, 2004, Gear Geometry and Applied Theory, 2nd edition, Cambridge University Press.
8. T.E. Beacham, 1946, High Pressure Gear Pumps, Proc. I. Mech. E., 154
9. C. Bonacini, 1961, Sulla Portata delle Pompe ad Ingranaggi, L'Ingegnere, Anno, Milan, Italy (Італійською)
10. A. Vacca, M. Guidetti, 2011, Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications, Elsevier Simulation and Modelling Practice and Theory, vol. 19, pp. 2007-2031.

11. J. Ivantysyn, M. Ivantysynova, 2003, Hydrostatic Pumps and Motors, Tech Books Int., New Delhi, India
12. N.H. Manring, S.B. Kasaragadda, 2005, The theoretical flow ripple of an external gear pump, ASME J. Dynam Sys, Meas Control, 125.
13. Klop, R. and Ivantysynova, M. 2010. Sound Intensity Measurements to Investigate Noise Generation of Hydrostatic Transmissions Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference Aachen 2010 (7IFK), Vol. 2, 229-242
14. Cho, Y. T., and Bolton, J. S., 2004, "Acoustical Visualization of a Refrigeration Compressor by using Statistically Optimized Nearfield Acoustical Holography in Cylindrical Coordinates," NOISE-CON, 175-182.
15. Vacca A., Guidetti M., 2011, Modeling and Experimental Validation of External Spur Gear Machines for Fluid Power Applications, Elsevier Simulation Modeling Practice and Theory, 19 (2011) 2007–2031.
16. Vacca A., Dhar S., Oppenwall T., 2011, A Coupled Lumped Parameter and CFD Approach for Modeling External Gear Machines, SICFP2011 The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 18-20, 2011, Tampere, Finland.
17. Підгаєцький М. М., Скібінський О. І. Технологія випробування та сертифікації продукції в машинобудуванні. Кіровоград : КНТУ, 2014. 144 с.
18. Матвієнко О.О. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ. 2005. Вип. 16.С.235-240.
19. Підвищення подачі шестеренних насосів засобів транспорту та сільськогосподарської техніки. /Кулешков Ю. В. та ін. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2022. Вип. 4 (36).Ч. 1. С. 197–203. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.197-203](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.197-203)
20. Кулешков Ю. В. Підвищення технічного рівня шестеренного насоса на основі нових фізичних і математичних моделей робочого процесу подачі : дис. д-ра техн. наук : 05.05.17. Харків, 2013. 442 с.

21. Кириченко А.М. Функціональний портрет шестеренного гідравлічного насосу / А.М. Кириченко, К.К. Щербина, В.А. Годорожа // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС - 2023): Матер. XIII міжнар. наук.-практ. конф. (25-26 травн., 2023р., м. Чернігів). – Чернігів: НУ "Чернігівська політехніка", 2023. – Т. 1. – С. 288-289.
22. Yang Zhou, Bowen Che, Ci Yuan. The design and analysis of a high-speed circular arc gear pump journal bearing. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 10(12) P.1–11. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814018819288>.
23. Zardin B, Natali E, Borghi M. Evaluation of the Hydro-Mechanical Efficiency of External Gear Pumps. *Energies*. 2019. Vol. 12(2468). DOI: <https://doi.org/10.3390/en12132468>.
24. Fang Guo, Zongde Fang, Experimental and theoretical study of gear dynamical transmission characteristic considering measured manufacturing errors. *Hindawi. Shock and Vibration*. 2018. P. 1-20. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/9645453>.
25. Gear pump cavitation reduction : пат. 7878781 B2 United States : МПК FOIC 2L/00. № 12/001,279 ; заявл. 11.12.2007 ; опубл. 01.02.2011.
26. Журило І.В. Конкурентоспроможність нової продукції промислово-виробничого призначення: теоретичні аспекти, методика прогнозування та забезпечення: Монографія. Кіровоград: ПВЦ «Мавік», 2007. 186 с.
27. Тормоса Ю. Г. Ціни та цінова політика: Навч. посібник. К.: КНЕУ, 2001. 122 с.
28. Журило І.В., Брагінець Т.П. Визначення технічного рівня (якості) і ціни реалізації нового виробу на ранніх етапах його проєктування. Проблеми і перспективи економічного розвитку в умовах модернізаційних процесів в Україні та світі: матеріали Всеук. наук.-практ. конф. (12 грудня 2023 р.). ЦНТУ, 2023. С. 49-52.
29. Буренніков Ю.А., Немировський І.А., Козлов Л.Г. – Гідравліка та пневмоприводи 2013. – 276с.