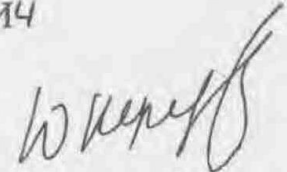


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

**КУЛЄШКОВ ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ**



УДК 621.664

**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ**  
**ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА НА ОСНОВІ**  
**НОВИХ ФІЗИЧНИХ І МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ**  
**РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ**

Спеціальність 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового  
ступеня доктора технічних наук

Харків - 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету Міністерства освіти і науки України.

**Науковий консультант:** доктор технічних наук, професор,  
член-кореспондент Національної академії аграрних наук України  
**Черновол Михайло Іванович,**  
Кіровоградський національний технічний університет,  
м. Кіровоград,  
ректор, завідувач кафедри експлуатації і ремонту машин

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Струтинський Василь Борисович,**  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут», м. Київ,  
завідувач кафедри конструювання верстатів та машин;

доктор технічних наук, професор  
**Панченко Анатолій Іванович,**  
Таврійський державний агротехнологічний університет,  
м. Мелітополь,  
завідувач кафедри мобільних енергетичних засобів;

доктор технічних наук, професор  
**Лур'є Зіновій Якович,**  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут», м. Харків,  
професор кафедри гідравлічних машин.

Захист відбудеться 24 жовтня 2013 р. о 14<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Автореферат розісланий " 14 " вересня 2013 р

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Ю.О. Юдін

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Шестеренні насоси (НШ) в порівнянні з іншими типами об'ємних гідромашин мають ряд істотних переваг, серед яких: висока питома потужність; простота конструкції; низька собівартість виготовлення і експлуатації, які на порядок менше, ніж у інших типів об'ємних насосів; низька чутливість до забруднень, що дозволяє експлуатувати насоси в умовах високої запиленості. Ці якості дозволили НШ знайти саме широке поширення в різноманітних областях техніки, починаючи з сільськогосподарських, дорожніх, будівельних і меліоративних машин, машин гірничої та добувної техніки і закінчуючи авіаційною промисловістю.

Існуючі теоретичні уявлення про робочий процес подачі в НШ, засновані на математичному описі змін об'єму камер всмоктування і нагнітання, не враховують всіх особливостей руху елементів шестерень зубчатого зачеплення (ЗЗ) качаючого вузла (КВ) НШ. Це призводить до стримування розвитку технологій проектування НШ, що вимагає подальшого вдосконалення теоретичних основ НШ шляхом створення узагальнених фізичних (ФМ) і математичних моделей (ММ) робочих процесів подачі НШ.

Основними напрямками вдосконалення конструкції НШ є підвищення питомих технічних характеристик та зниження небажаних і шкідливих факторів, що виникають в процесі роботи НШ.

Зазначена науково-практична проблема може бути вирішена на основі сучасних інформаційних технологій, які дозволяють розширити можливості дослідження при розробці більш досконалих ФМ і ММ робочих процесів НШ, які володіють нерозкритими внутрішніми резервами підвищення технічних параметрів НШ, що дозволяє досягти граничних функціональних параметрів НШ для заданих умов проектування.

З вищевикладеного випливає, що напрям дисертаційної роботи, пов'язаний з подальшим підвищенням технічного рівня НШ на основі розробки нових ФМ і ММ робочого процесу подачі, покликаний вирішити важливу науково-практичну проблему, є своєчасним і актуальним.

**Зв'язок роботи з науковими програмами і темами.** Представлені в дисертаційній роботі дослідження виконані відповідно до наукового напрямку дослідницьких робіт проблемної лабораторії «Розробка, проектування і вдосконалення конструкцій, технології виробництва і ремонту шестеренних гідромашин» кафедри експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету.

В дисертаційній роботі використані результати держбюджетних НДР МОН України, виконання яких очолював здобувач, як науковий керівник: «Розробка технології зміцнення корпусів шестеренних насосів деформаційно-термічною обробкою» (ДР №0101U007456), «Дослідження конструкції, технології, експлуатації та ремонту об'ємного гідроприводу сільськогосподарської техніки» (ДР № 0105U002389), «Підвищення технічного рівня шестеренних гідромашин вдосконаленням їх конструкції, технології виготовлення, експлуатації і ремонту на основі моделювання основних процесів функціонування шестеренних гідромашин» (ДР № 0110U004256), «Підвищення технічного рівня шестеренних гідромашин шляхом розробки нової математичної моделі і методики розрахунку внутрішніх витоків робочої рідини (РР) на стадії їх проектування» (ДР № 0111U000303) та «Розробка та дослідження конструкції шестеренного насоса з регульованою подачею» (ДР № 0105U00892), в якій здобувач приймав участь в якості відповідального виконавця.

Також використані результати госпдоговірних тем, виконання яких здобувач очолював, як науковий керівник: «Дослідження конструкції шестеренних насосів з метою створення шестеренного насоса з регульованою подачею» (ДР № 0105U005354, ПАТ

«Гідросила», м. Кіровоград), «Підвищення питомих показників шестеренного насоса шляхом оптимізації параметрів його зубчастого зачеплення» (ДР № 0107U002268, ПАТ «Гідросила» м. Кіровоград), «Оптимізація параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса з метою підвищення його технічних характеристик» (ДР № 0105U00892, ПАТ «Гідросила», м. Кіровоград), «Дослідження впливу косозубого зубчастого зачеплення та прямозубого із підвищеним коефіцієнтом перекриття на технічні характеристики шестеренного насоса» ДР № 0111U007502, ПАТ «Гідросила», м. Кіровоград).

**Мета і задачі досліджень.** Метою роботи є підвищення технічного рівня НШ за подачею, тиском, питомими показниками і виявлення умов зменшення пульсації подачі і тиску за рахунок принципово нового підходу до робочого процесу подачі НШ з розробкою відповідних нових фізичних і математичних моделей.

Виходячи з сформульованої мети поставлені задачі дослідження:

1. Здійснити систематизацію відомих конструкцій НШ, визначити технічний рівень НШ за основними функціональними показниками: за тиском, за подачею і питомими характеристиками. Проаналізувати ефективність існуючих теорій, що описують процес подачі, пульсацію миттєвої подачі і тиску та теорій, спрямованих на підвищення основних технічних характеристик НШ.

2. Виявити умови, виконання яких забезпечить підвищення тиску НШ на основі розробки нових ФМ і відповідних їм ММ робочих процесів подачі НШ.

3. Розкрити механізм виникнення пульсації миттєвої подачі і тиску робочої рідини в НШ на основі розробки та дослідження нової ФМ і відповідної їй ММ миттєвої подачі в залежності від параметрів зубчастого зачеплення качаючого вузла і режимів роботи НШ. Виявити умови, виконання яких дозволить суттєво зменшити пульсацію миттєвої подачі і тиску.

4. Розробити методику розрахунку і вибору оптимальних параметрів зубчастого зачеплення качаючого вузла НШ для отримання максимального питомого робочого об'єму і подачі для заданих умов проектування.

5. Дослідити особливості пульсації миттєвої подачі і тиску експериментально - теоретичним методом, пояснити механізм її виникнення і розробити способи істотного зниження пульсації миттєвої подачі і тиску.

6. Дослідити працездатність експериментальних НШ з оптимальними параметрами зубчастого зачеплення качаючого вузла за питомим робочим об'ємом і за основними технічними характеристиками: тиском, коефіцієнтом подачі, загальним і механічним ККД й ресурсом НШ. Встановити ступінь відповідності результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

7. Апробувати результати досліджень у виробничих умовах, дати техніко-економічну оцінку розроблених методик розрахунку і проектування НШ високого технічного рівня з оптимальними параметрами та підвищеними показниками питомого робочого об'єму і подачі.

*Об'єкт дослідження* - робочі процеси, що протікають у шестеренному насосі при подачі робочої рідини під тиском.

*Предмет дослідження* – теоретичні і експериментальні закономірності робочого процесу подачі і засновані на них методи розрахунку оптимальних параметрів качаючого вузла при проектуванні шестеренного насоса, спрямовані на підвищення функціональних параметрів по подачі, тиску, за питомими показниками, та способи зниження пульсації миттєвої подачі і тиску.

**Методи досліджень.** Теоретичні аспекти дисертаційної роботи базуються на використанні фундаментальних положень гідромеханіки, теоретичної механіки та

теорії механізмів і машин. Теорія евольвентного ЗЗ дала можливість розробити узагальнені ФМ і ММ робочого процесу подачі НШ, що описують залежності зміни об'ємів порожнин, утворених рухомими профілями зубів шестерень і нерухомими елементами НШ. Теорія НШ та теорія внутрішніх витоків (ВВ) лягли в основу створення ФМ і ММ підвищення тиску НШ. Базуючись на теорії евольвентного ЗЗ, розроблені ФМ і ММ, що описують механізм виникнення пульсації миттєвої подачі (МП) і тиску, а також запропоновані методи її зменшення. Теорія НШ та теорія евольвентного ЗЗ лягли в основу ММ оптимізації параметрів ЗЗ КВ, що дозволило розробити концепцію збільшення питомого робочого об'єму (РОН) і подачі НШ. Методи математичної статистики використовували при обробці результатів експериментальних досліджень.

**Наукова новизна** одержаних результатів полягає в наступному:

1. Вперше встановлені особливості взаємозв'язків між тиском на виході НШ і об'ємом внутрішніх витоків дали можливість сформулювати умови підвищення тиску і коефіцієнта подачі в процесі подачі робочої рідини в НШ.

2. Запропонована фізична і відповідна їй математична модель процесу подачі НШ складається з двох протилежно спрямованих відносно камери нагнітання рухів зубців шестерень качаючого вузла НШ, що дає можливість пояснити особливості робочого процесу подачі і є теоретичною основою подальшого вдосконалення НШ.

3. Вперше показано, що відомі ММ процесів пульсації миттєвої подачі і тиску не в повній мірі відповідають дійсності. Запропонований механізм виникнення геометричної пульсації миттєвої подачі і тиску ґрунтується на розроблених узагальнених ФМ і ММ цього процесу.

4. Дослідженнями ММ процесу подачі вперше встановлено ефект, який полягає в тому, що в полюсі зачеплення створюються умови, при яких кутова швидкість обертання елементів качаючого вузла НШ, що знижує подачу, дорівнює нулю. Миттєве зростання подачі до максимально можливого значення пояснює наявність зубчастої складової пульсації миттєвої подачі і тиску.

5. Вперше встановлено, що збільшення питомого робочого об'єму НШ можливо окрім зменшення довжини радіусів, що з'єднують центри обертання шестерень з точкою зачеплення зубів шестерень, зменшенням кутової швидкості їх повороту.

6. Вперше теоретичними дослідженнями встановлена залежність характеру поведінки миттєвої подачі НШ за кутом повороту ведучої шестерні від кута зубчатого зачеплення. При куті зачеплення  $\alpha < \alpha_{кр} = 30^0$  - крива пульсації миттєвої подачі і тиску НШ спрямована вершиною донизу і має одну точку екстремуму, якщо ж кут зачеплення  $\alpha > \alpha_{кр} = 30^0$ , то крива пульсації миттєвої подачі НШ спрямована вершиною вгору і має три точки екстремуму.

7. Вперше встановлено, що пульсація миттєвої подачі складається з двох складових: обертової, з частотою, що дорівнює частоті обертання ведучої шестерні і зубчастої, з частотою, що дорівнює добутку частоти обертання НШ на кількість зубів ведучої шестерні. Обертова пульсація є наслідком похибки кроку зачеплення, що виникає при виготовленні шестерень НШ. Зубчаста складова пульсації, наявність якої було спрогнозовано розробленими ФМ і ММ процесу подачі, пояснюється в роботі, як результат моментальної зупинки взаємного руху елементів шестерень, що перешкоджають подачі в полюсі зачеплення.

8. Одержала подальший розвиток ММ оптимізації параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла для отримання максимального питомого робочого об'єму НШ.

Встановлено, що всередині області визначення функція оптимальності не має критичних точок екстремуму, що припускає пошук максимуму функції оптимальності на границях області її визначення. Оптимізація параметрів 33 качаючого вузла дала можливість суттєво, не менш ніж на 20...35%, підвищити питомий робочий об'єм НШ.

**Практична цінність одержаних результатів** для машинобудування, зокрема в галузі виробництва НШ полягає в створенні методик проектування НШ з підвищеним тиском, які базуються на підвищенні гідравлічного опору внутрішнім витокам в НШ.

Вирішена задача оптимізації параметрів зубчастого зачеплення качаючого вузла НШ, що підвищує рівень проектування НШ і дозволяє не менш, ніж на 20...35% збільшити питомий робочий об'єм НШ (патенти на корисну модель України № 29840 та № 40093). Наслідком цього є обґрунтоване зниження габаритних розмірів і маси НШ, що прямо пов'язано з підвищенням технічного рівня, зниженням собівартості виготовлення та підвищення конкурентоспроможності НШ.

Розроблені перспективні способи істотного зниження пульсації миттєвої подачі і тиску в НШ, що дозволяє підвищити конкурентоспроможність НШ.

Результати досліджень, сформульовані у вигляді рекомендацій, методик розрахунків і креслень новітніх конструкцій прогресивних НШ з підвищеними технічними характеристиками, передані для впровадження на ПАТ "Гідросила" (м. Кіровоград), а також використовуються в навчальному процесі на кафедрі експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати теоретичних досліджень і практичні результати роботи, які виносяться на захист, виконані здобувачем самостійно. Серед них:

- розроблені методи підвищення тиску на виході НШ, що ґрунтуються на розроблених ФМ і ММ робочого процесу подачі НШ;
- розроблена ММ оптимізації параметрів 33 КВ НШ для зменшення ступеню нерівномірності подачі (СНП) робочої рідини;
- розроблена модель оптимізації параметрів 33 КВ НШ, в якій в якості критерію використовувався коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень, що дозволило розробити методику проектування НШ з підвищеним питомим РОН;
- теоретично встановлена особливість процесу подачі НШ в полюсі зачеплення, яка полягає у досягненні в цій точці максимальної теоретичної подачі, чим пояснюється зубчаста складова пульсації МП і тиску;
- спроектовані і створені експериментальні НШ із збільшеним питомим РОН;
- розроблені методики і удосконалено стенд для проведення експериментальних досліджень дослідних зразків НШ.

Постановка науково-практичної проблеми, мети і задач досліджень виконані спільно з науковим консультантом.

**Апробація результатів дисертації.** Результати роботи доповідалися на: щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Кіровоградського національного технічного університету (м. Кіровоград, 1992 - 2013 р.); I і II Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми технічного сервісу сільськогосподарської техніки» (м. Харків, 2001 р, 2003 р.); науково-технічній конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (м. Кіровоград, 2001 р.); IV, V, VI, VIII, IX і XI (м. Кіровоград, 2000 р., м. Вінниця, 2002 р., м. Львів, 2005 р., м. Мелітополь, 2007 р., м. Кременчук, 2008 р. і м. Мелітополь, 2010 р.) Міжнародних науково-технічних конференціях Асоціації спеціалістів промислової гідравліки і пневматики (АС ПП); I Міжнародній науково-технічній конференції «Ма-

шинобудування та металообробка – 2003» (м. Кіровоград, 2003 р.); IV і V (м. Кіровоград, 2003 р. і 2005 р.) Міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки»; Міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 100-річчю з дня народження Т.М. Башти (м. Київ, 2004 р.); V-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Вінниця, 2004 р.); I Українсько-Китайському форумі «Наука-виробництво» (м. Харків, 2007 р.); III-й Міжнародній науково-технічній конференції «ENERGIA 2009» (м. Алушта, 2009 р.) і XVII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Черкаси, 2012 р.).

Результати розробок здобувача стали переможцем на Всеукраїнському конкурсі «Винахід – 2005» та нагороджені Золотою медаллю Всесвітньої організації інтелектуальної власності (м. Женева, Швейцарія).

**Публікації.** Основні матеріали дисертації опубліковано в 33-х наукових працях, серед них: 1 монографія (у співавторстві), 24 статті в фахових виданнях України, 5 патентів України, 3 – у матеріалах конференцій.

**Обсяг і структура роботи.** Дисертаційна робота складається з вступу, 10-ти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації становить 442 сторінок, з них: 105 рисунки за текстом, 79 рисунків на 76 окремих сторінках, 18 таблиць за текстом, 17 таблиць на 17 окремих сторінках, додатків на 43 сторінках, 265 найменувань використаних джерел на 21 сторінці.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** сформульована науково-практична проблема, актуальність, мета і задачі роботи, наведена також інформація про наукові і практичні результати роботи.

**У першому розділі** представлені загальні відомості про НШ, охарактеризовані тенденції розвитку і конструктивні особливості НШ. Завдяки високим питомим показникам і низькій собівартості виробництва, НШ знайшли широке поширення в найрізноманітніших галузях техніки, досягаючи використання в окремих галузях до 60...80% від загальної чисельності об'ємних насосів. Але подальше розширення сектора, який займають НШ в галузі використання об'ємних насосів, неможливе без підвищення його технічного рівня.

Основними тенденціями розвитку як НШ, так і інших гідромашин є підвищення тиску, питомих показників за подачею і потужністю, керованості основними технічними параметрами, зниження маси, габаритних розмірів і собівартості, усунення шкідливих впливів на навколишнє середовище.

Відомі класифікації НШ за основними технічними ознаками: за тиском, за видом і характером ЗЗ, за напрямом евольвентного профілю, за кількістю пар шестерень, що одночасно знаходяться в зачепленні, дозволили створити структуровану систему всіх існуючих моделей НШ, що випускаються промисловістю.

Знайшла подальший розвиток запропонована Саєнко В.П. систематизація НШ по куту поширення зони високого тиску, яка дозволяє пояснити конструктивні особливості всіх відомих конструкцій НШ.

Визначені пріоритети щодо подальшого вдосконалення НШ, підвищення яких дозволить на основі узагальнених ФМ і ММ розвинути теорію НШ та розробити методики проектування НШ більш високого технічного рівня. Серед зазначених пріоритетів – підвищення тиску, підвищення питомого РОН, зниження пульсації подачі і тиску.

**У другому розділі** представлено аналіз технічного рівня сучасних НШ за основними технічними параметрами - тиском і подачею.

Сучасні уявлення про ФМ і ММ, що описують процес подачі НШ, ґрунтуються на роботах таких вчених, як Т.М. Башта, Л.Є. Леонов, В.М. Прокоф'єв, Є.М. Юдін, Е.А. Рибкін і А.А. Усов, Є.М. Хаймович, П.М. Андренко, В.П. Бочаров, Г.Й. Зайончковський, З.Я. Лур'є, В.А. Марцинковський, І. В. Ніколенко, А.І. Панченко, В.Б. Струтинський, З.Л. Фількенштейн, О.М. Яхно та ін. Але є ряд питань в теорії і практиці проектування НШ, що потребують подальшого уточнення, розвитку і узагальнення на основі використання можливостей сучасних інформаційних технологій.

Відомі методи підвищення РОН НШ, що засновані на збільшенні геометричних параметрів ЗЗ КВ, є екстенсивним напрямком розвитку, оскільки приводять до збільшення габаритів і маси НШ, що не сприяє зростанню технічного рівня НШ.

Аналіз відомих робіт, спрямованих на підвищення РОН, показав деяку невідповідність наявних результатів: неоднозначність за ступенем впливу параметрів ЗЗ на подачу, відсутність критерію оцінки ступеня досконалості ЗЗ за подачею, що наполегливо вимагає спрямувати зусилля дослідників в напрямку подальшого розвитку теоретичних основ робочого процесу подачі НШ.

Запропонована в роботі концепція процесу подачі НШ полягає в тому, що подача складається з двох протилежно спрямованих щодо камери нагнітання рухів елементів зубців шестерень КВ. При цьому одні елементи КВ сприяють подачі, а інші зменшують подачу НШ. З цього випливає, що подачу можна підвищити зменшенням впливу негативної складової, зокрема зменшенням міжцентрової відстані при проектуванні ЗЗ КВ НШ.

Подальші дослідження шляхів підвищення РОН полягали в пошуку раціональних параметрів ЗЗ КВ, які забезпечують підвищене значення питомого РОН для заданих умов проектування НШ. В якості параметра пошуку раціональних параметрів ЗЗ, що характеризує технічний рівень НШ за питомим РОН, був запропонований коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень (КВОВШ), який дає точну оцінку питомому РОН.

Одним з недоліків процесу подачі НШ вважається пульсація МП і тиску. Аналіз відомих публікацій в області теоретичного та експериментального дослідження пульсації МП і тиску показав, що розкид ступеню СНП лежить в широких межах від 1,25% до 100%, тобто результати теоретичних і експериментальних досліджень пульсації погано узгоджуються між собою і відрізняються більш ніж на порядок. Відсутнє також пояснення причин виникнення пульсації МП і тиску.

Результати існуючих досліджень не дають відповіді не тільки про кількісну сторону питання, а й про те, чи має місце пульсація подачі в процесі роботи НШ взагалі. Такий стан речей, безумовно, вимагає більш ретельного дослідження цього питання, як у теоретичному, так і в експериментальному плані.

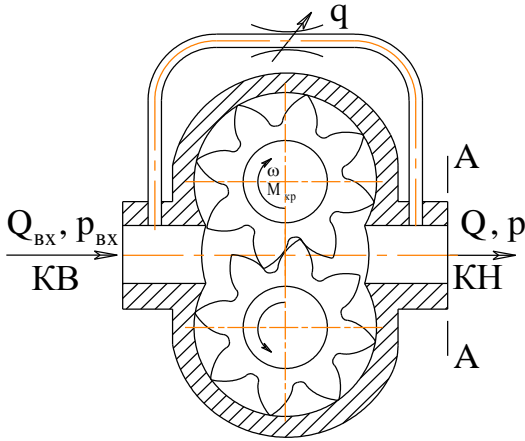
**У третьому розділі** на основі аналізу науково-технічних джерел інформації сформульована науково-практична проблема, яка полягає в підвищенні технічного рівня НШ, а саме підвищення тиску, підвищення питомого РОН і подачі, зниження пульсації МП і тиску, що базується на розробці принципово нових уявлень про механізми і особливості протікання робочих процесів подачі НШ на основі узагальнених ФМ і ММ. Запропонований системний підхід до вирішення поставленої науково-практичної проблеми полягає в реалізації комплексу теоретичних і експериментальних досліджень об'єкта і предмета дослідження, що дозволяє досягти мети дослідження.



**Четвертий розділ** присвячений розробці ФМ і ММ підвищення тиску в НШ. Виходячи з залежностей для визначення споживаної потужності НШ отримані вирази для визначення тиску на виході НШ в залежності від наведених параметрів

$$p = \frac{N_i \eta_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}} (V_0 - q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}1})}{Q_{\dot{\delta}} V_0} = \frac{N_i \eta_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}} \left(1 - \frac{q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}1}}{V_0}\right)}{Q_{\dot{\delta}}} = \frac{N_i \eta_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}} \eta_V}{Q_{\dot{\delta}}} = \frac{N_i \eta_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}}}{Q_{\dot{\delta}}}, \quad (1)$$

де  $p$  - тиск, Па;  $N_i$  - споживана потужність, Вт;  $V_0$  - РОН, м<sup>3</sup>;  $q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}1}$  - об'єм витоків за один оберт НШ, м<sup>3</sup>;  $Q_{\dot{\delta}}$ ,  $Q_{\dot{\delta}}$  - відповідно фактична і теоретична подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $\eta_V$  - коефіцієнт подачі (КП) НШ;  $\eta_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}}$  - механічний ККД НШ.



КВ - камера всмоктування; КН - камера нагнітання,  $q$  - внутрішні витки РР  
Рис. 1 Схема створення тиску в НШ під впливом зовнішнього навантаження.

Фізична сутність залежності (5) полягає в тому, що тиск на виході НШ пропорційний внутрішньому ГО - НШ.

З виразу (4) можна записати, що

$$Q_{\dot{\delta}} / q_{\dot{\alpha}\dot{\delta}} = G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}} / G_{\dot{\zeta}\dot{\alpha}}, \quad (6)$$

тобто подача НШ при даному тиску, в стільки разів більше внутрішніх витоків, у скільки разів внутрішній ГО НШ більший зовнішнього.

Зменшуючи сумарні внутрішні витки шляхом збільшення внутрішнього ГО тим самим збільшується відношення виду:  $Q_{\dot{\delta}} / q_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}$ , що за своєю суттю є збільшенням КП насоса. Дійсно, з урахуванням того, що  $Q_{\dot{\delta}} = Q_{\dot{\delta}} \eta_V$  і  $q_{\dot{\alpha}\dot{\delta}} = Q_{\dot{\delta}} (1 - \eta_V)$  з виразу (4) випливає, що:

$$\eta_V = \frac{G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}}{G_{\dot{\zeta}\dot{\alpha}} + G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}} \quad \text{або} \quad \eta_V = \frac{1}{1 + \frac{G_{\dot{\zeta}\dot{\alpha}}}{G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}}}. \quad (7)$$

З виразу (7) витікає, що чим більше внутрішній ГО -  $G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}$ , тим вищий КП НШ.

Визначена залежність внутрішнього ГО внутрішнім виткам, що базується на теорії руху РР через зазори в спряженнях деталей гідромашин від параметрів зазору визначаємо, як

Із схеми, наведеної на рис. 1, аналогічно закону Ома в гідравліці, залежність подачі НШ від тиску і гідравлічного опору (ГО) від зовнішнього навантаження можна записати, як

$$Q_{\dot{\delta}} = \Delta p / G_{\dot{\zeta}\dot{\alpha}}. \quad (2)$$

За аналогією з (2) витки визначали, як

$$q_{\dot{\alpha}\dot{\delta}} = \Delta p / G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}. \quad (3)$$

Тоді умова працездатності НШ складе

$$Q_{\dot{\delta}} G_{\dot{\zeta}\dot{\alpha}} = q_{\dot{\delta}\dot{\delta}} G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}. \quad (4)$$

З виразу (4) залежність тиску НШ має вигляд

$$p = q_{\dot{\delta}\dot{\delta}} G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}, \quad (5)$$

де  $Q_{\dot{\delta}}$  - фактична подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $q_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}$  - внутрішні витки, м<sup>3</sup>/с;  $G_{\dot{\zeta}\dot{\alpha}}$  - зовнішній ГО, Па с/м<sup>3</sup>;  $G_{\dot{\alpha}\dot{\delta}}$  - внутрішній ГО насоса, Па с/м<sup>3</sup>.

$$G_{\delta\mu} = \frac{k \cdot \mu \cdot l}{\delta^3 \cdot b}, \quad (8)$$

де  $k$  - коефіцієнт, що характеризує геометричні особливості зазору;  $\mu$  - динамічна в'язкість РР, Па с;  $l$  - довжина зазору, м;  $\delta$  - величина еквівалентного зазору, м;  $b$  - ширина зазору, м.

Аналіз залежностей (5) і (8) показав, що підвищення коефіцієнта -  $k$ , в'язкості робочої рідини -  $\mu$ , збільшення довжини щілини -  $l$  і зменшення еквівалентного зазору -  $\delta$  та ширини щілини -  $b$  сприяють підвищенню внутрішнього ГО і зростанню тиску на виході НШ. Підвищення частоти обертання НШ -  $n$ , також приводить до підвищення внутрішнього ГО за рахунок зростання в'язкої складової. Отже, існує цілий комплекс параметрів, змінюючи які в потрібному напрямку, можна підвищувати тиск на виході НШ.

З (1) з урахуванням (5) і (8) отримані залежності тиску від внутрішнього ГО і фактичної подачі НШ:

$$p = \frac{N_i \cdot \eta_{i\delta} \cdot V_0 \cdot n \cdot k \cdot \mu \cdot l}{V_0^2 \cdot n^2 \cdot k \cdot \mu \cdot l \cdot \eta_V + N_i \cdot \eta_{i\delta} \cdot \delta^3 \cdot b}, \quad p = \frac{N_i \cdot \eta_{i\delta} \cdot V_0 \cdot n \cdot G}{V_0^2 \cdot n^2 \cdot G \cdot \eta_V + N_i \cdot \eta_{i\delta}}. \quad (9)$$

Для визначення ступеня впливу геометричних параметрів НШ на зміну тиску оцінювали швидкість зміни тиску від зазначених параметрів. Скориставшись отриманими залежностями (9) і

їх частинними похідними:  $p(G)$  і  $Vp(G) = \frac{\partial p(G)}{\partial G}$ ;  $p(\delta)$  і  $Vp(\delta) = \frac{\partial p(\delta)}{\partial \delta}$ ;  $p(\mu)$  і

$Vp(\mu) = \frac{\partial p(\mu)}{\partial \mu}$ ;  $p(n)$  і  $Vp(n) = \frac{\partial p(n)}{\partial n}$ ;  $p(V_0)$  і  $Vp(V_0) = \frac{\partial p(V_0)}{\partial V_0}$ , побудовані графіки за-

лежності тиску НШ і швидкості їх зміни від геометричних параметрів НШ для насоса типу НШ-32 УК.

Аналіз отриманих аналітичних і графічних залежностей показав, що працездатність НШ, зокрема тиск НШ, цілком визначається внутрішнім ГО ВВ. У свою чергу ГО визначається станом і величиною зазорів сполучених деталей. Ця умова є достатньою умовою створення тиску не тільки в НШ, а в насосі об'ємного типу взагалі.

**П'ятий розділ** присвячений теоретичному узагальненню фізико-механічних процесів МП, сутність яких полягає в тому, що процес МП складається з двох протилежно спрямованих рухів елементів шестерень КВ НШ. Зустрічний рух зубів шестерень до моменту зачеплення зменшують об'єм камери нагнітання, що сприяє подачі. Після зачеплення цих зубів роль їх по відношенню до наступної нагнітаючої пари змінюється на протилежну: при обертанні зубів відбувається збільшення об'єму камери нагнітання, що перешкоджає подачі. Швидкість зменшення об'єму камери високого тиску вище швидкості його збільшення, що і забезпечує подачу робочої рідини в НШ (рис. 2).

Залежність кута повороту радіусів від параметрів ЗЗ можна представити у вигляді:

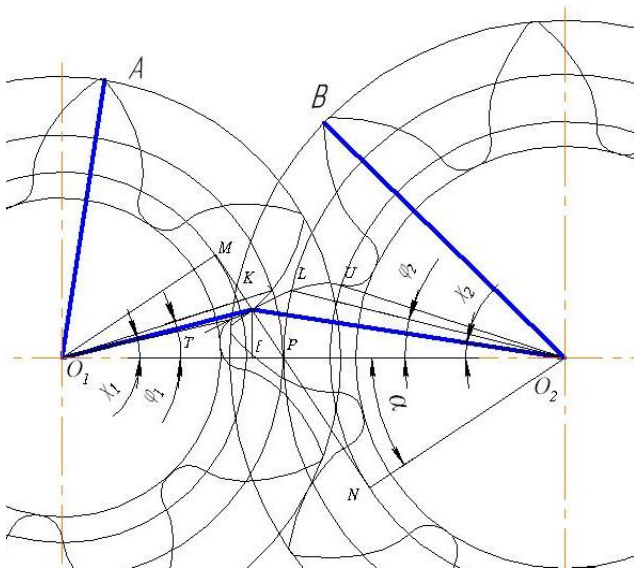


Рис. 2 Схема 33 для визначення МП НШ

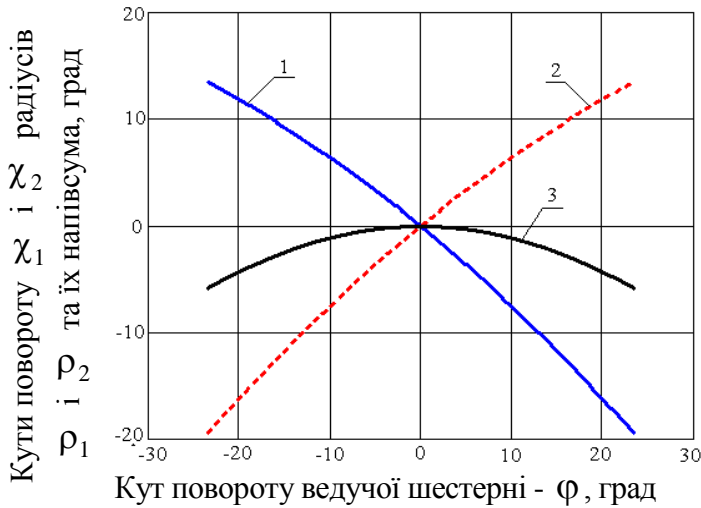


Рис. 3 Залежності кутів повороту  $\chi_1$  - 1 і  $\chi_2$  - 2 радіусів  $\rho_1$  і  $\rho_2$  та їх напівсуми - 3 від кута повороту ведучої шестерні -  $\varphi$

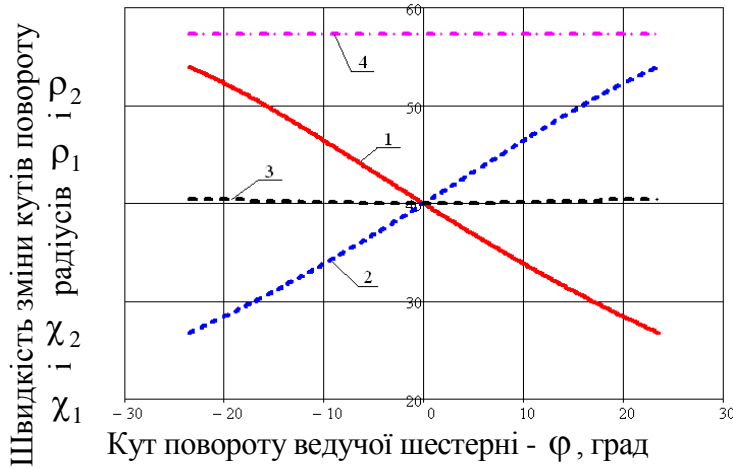


Рис. 4 Залежності швидкостей зміни кутів  $\chi_1$  - 1 і  $\chi_2$  - 2 та їх напівсуми - 3 і  $\varphi$  - 4 від кута повороту ведучої шестерні  $\varphi$  для випадку, коли  $z_1 = z_2 = 8$

$$\chi_1 = \alpha - \arctg\left( \operatorname{tg}\alpha - \frac{x}{r_{01}} \right), \quad (10)$$

$$\chi_2 = \arctg\left( \operatorname{tg}\alpha + \frac{x}{r_{02}} \right) - \alpha, \quad (11)$$

$$\chi_1 = \alpha - \arctg(\operatorname{tg}\alpha - \varphi_1), \quad (12)$$

$$\chi_2 = \arctg(\varphi_2 + \operatorname{tg}\alpha) - \alpha, \quad (13)$$

$$\chi_2 = \arctg\left( \varphi_1 \frac{r_1}{r_2} + \operatorname{tg}\alpha \right) - \alpha, \quad (14)$$

де  $x$  - координата точки зачеплення на лінії зачеплення;  $\varphi_1$   $\varphi_2$  - кут повороту ведучої і введеної шестерні;  $\alpha$  - кут 33;  $\chi_1$   $\chi_2$  - кут повороту радіусів  $\rho_1$   $\rho_2$ .

Аналіз графіків залежностей (12) і (14), представлених на рис. 3, показав, що вони являють собою нелінійні залежності. При цьому функція  $\chi_1(\varphi)$  є спадаючою, а функція  $\chi_2(\varphi)$  - зростаючою, напівсума залежностей  $\chi_1(\varphi)$  і  $\chi_2(\varphi)$  являє собою параболу, обернену вершиною догори.

Графіки швидкостей зміни кутів  $\chi_1$   $\chi_2$ :  $\partial\chi_1/\partial\varphi$   $\partial\chi_2/\partial\varphi$ , їх напівсуми  $0,5(\partial\chi_1/\partial\varphi + \partial\chi_2/\partial\varphi)$  і залежність  $\partial\varphi/\partial\varphi$  побудовані за аналітичними залежностями (15) - (18), представлені на рис. 4.

Залежності для визначення швидкості зміни кутів повороту  $\chi_1$  і  $\chi_2$  від кута повороту ведучої шестерні -  $\varphi$

$$\frac{\partial\chi_1}{\partial\varphi} = \frac{1}{1 + (\varphi - \operatorname{tg}\alpha)^2}, \quad (15)$$

$$\frac{\partial\chi_2}{\partial\varphi} = \frac{r_1}{r_2 \left[ 1 + \left( \varphi \frac{r_1}{r_2} + \operatorname{tg}\alpha \right)^2 \right]}, \quad (16)$$

$$\frac{\partial\varphi}{\partial\varphi} = 1. \quad (17)$$

$$\frac{\partial\chi_2}{\partial\varphi} = \frac{1}{1 + (\varphi + \operatorname{tg}\alpha)^2}. \quad (18)$$

Залежності  $\partial\chi_1/\partial\varphi$  та  $\partial\chi_2/\partial\varphi$  змінюються в протифазі, а тому їх напівсума  $0,5(\partial\chi_1/\partial\varphi + \partial\chi_2/\partial\varphi)$  є постійною величиною (рис. 4).

Аналітичні залежності (19) - (26) довжин і квадратів довжин радіусів  $\rho_1$  та  $\rho_2$  та кутів  $\chi_1$  та  $\chi_2$  від параметрів ЗЗ КВ НШ графічно представляють собою параболи - рис. 5. Графік напівсуми квадратів довжин радіусів  $\rho_1$  та  $\rho_2$  являє собою параболу з вершиною, направленою донизу в полюсі ЗЗ, що є тим фактом, який дозволяє обґрунтувати наявність пульсації МП і тиску в НШ в традиційному її трактуванні, що можливо за умов  $\chi_1(\varphi) = \varphi(\varphi)$  та  $\chi_2(\varphi) = \varphi(\varphi)$ .

Порівняння графіків, що наведені на рис. 3 і рис. 5 показало, що параметри ЗЗ КВ, які визначають МП, змінюються в протифазі, що є передумовою для істотного зниження пульсації МП.

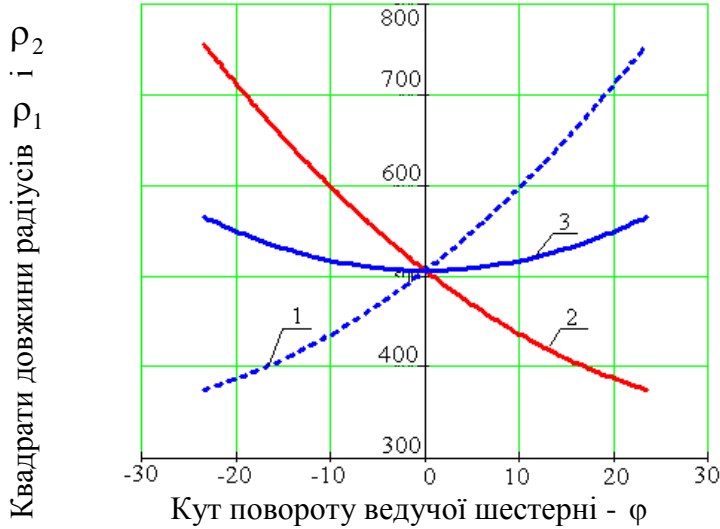


Рис. 5 Характер зміни квадратів радіусів  $\rho_1^2(\varphi_1)$  - 1 і  $\rho_2^2(\varphi_1)$  - 2 і їх напівсуми - 3, при  $z_1 = z_2 = 8$

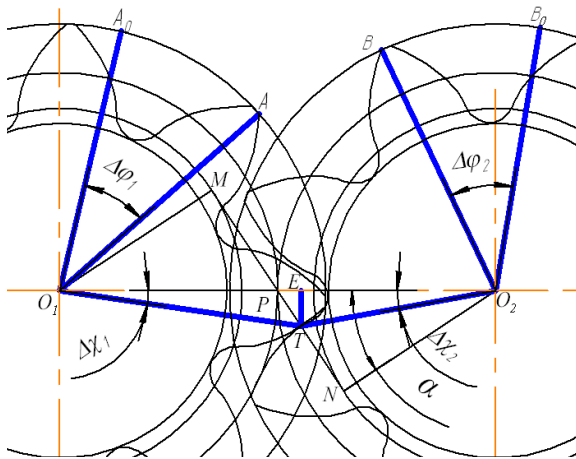


Рис. 6 Схема ЗЗ для визначення площ, описуваних елементами шестерень в процесі нагнітання

Залежності для визначення довжин і квадратів довжин радіусів  $\rho_1$  і  $\rho_2$  від зміни кута  $\varphi$ :

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg} \alpha - x)^2 + r_{01}^2, \quad (19)$$

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg} \alpha + x)^2 + r_{02}^2, \quad (20)$$

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg} \alpha - \phi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2, \quad (21)$$

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg} \alpha + \phi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2, \quad (22)$$

$$\rho_1 = \sqrt{(r_{01} \operatorname{tg} \alpha - \phi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2}, \quad (23)$$

$$\rho_2 = \sqrt{(r_{02} \operatorname{tg} \alpha + \phi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2}, \quad (24)$$

$$\chi_1 = \arcsin \frac{\varphi r_0 \cos \alpha}{\rho_1}, \quad (25)$$

$$\chi_2 = \arcsin \frac{\varphi r_0 \cos \alpha}{\rho_2}. \quad (26)$$

Далі, при розробці ММ МП визначено площі, які описані активними елементами шестерень КВ НШ - радіусами  $R_e$ ,  $\rho_1$  та  $\rho_2$  в процесі подачі.

Схема для визначення згаданих площ представлена на рис. 6, а формули для їх визначення представлені залежностями:

$$S_{K O_1 A} = S_{K O_2 B} = 0,5 \Delta\varphi (R_e^2 - R_i^2), \quad (27)$$

$$S_{\rho_1} = 0,5 O_1 E \cdot O_1 T \cdot \sin \Delta\chi_1, \quad (28)$$

$$S_{\rho_2} = 0,5 O_2 E \cdot O_2 T \cdot \sin \Delta\chi_2. \quad (29)$$

Тоді сума цих площ, виражена через параметри ЗЗ КВ, буде мати вигляд

$$S = \left[ \begin{aligned} &\varphi (R_e^2 - R_i^2) - \\ &\left[ 0,5 r \sqrt{(r_0 \operatorname{tg} \alpha - \varphi r_0)^2 + r_0^2} \sin(\alpha - \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)) - 0,5 R_i^2 (\alpha - \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)) + \right. \\ &\left. + 0,5 r \sqrt{(r_0 \operatorname{tg} \alpha + \varphi r_0)^2 + r_0^2} \sin(\operatorname{arctg}(\varphi + \operatorname{tg} \alpha) - \alpha) - 0,5 R_i^2 (\operatorname{arctg}(\varphi + \operatorname{tg} \alpha) - \alpha) \right] \end{aligned} \right], \quad (30)$$

де  $R_e$  - зовнішній радіус шестерень, м;  $R_i$  - радіус западин шестерень, м;  $r_0$  - радіус основної окружності, м;  $r$  - радіус початкової окружності, м.

Через першу похідну від залежності (30) по  $\varphi$ , отримано вираз для визначення МП

$$V_{i\dot{a}i}(\varphi) = b \frac{dS}{d\varphi} = b \left| R_e^2 - R_i^2 - 0,5 r r_0 \cos \alpha + \frac{0,5 R_i^2}{1 + (\operatorname{tg} \alpha - \varphi)^2} + \frac{0,5 R_i^2}{1 + (\operatorname{tg} \alpha + \varphi)^2} \right|. \quad (31)$$

На рис. 7 - рис. 9 представлені графіки залежності МП НШ, побудовані відповідно до запропонованої ММ (31) у порівнянні з графіком МП, побудованому у відповідності з відомими аналітичними залежностями для ЗЗ з різними параметрами.

Аналіз графіків, представлених на рис. 7 - рис. 9, показує, що СНП МП відповідно до запропонованої ММ в кілька разів менше, ніж за загальновідомою ММ МП. Форма і напрям вершини графіка МП відповідно до запропонованої ММ залежить від параметрів ЗЗ КВ НШ. Так на рис. 7 графік залежності МП спрямований вершиною донизу, а на графіках на рис. 8 і рис. 9 вершиною вгору, що свідчить про те, що існують такі параметри ЗЗ, при яких і ця залишкова пульсація може бути суттєво зменшена.

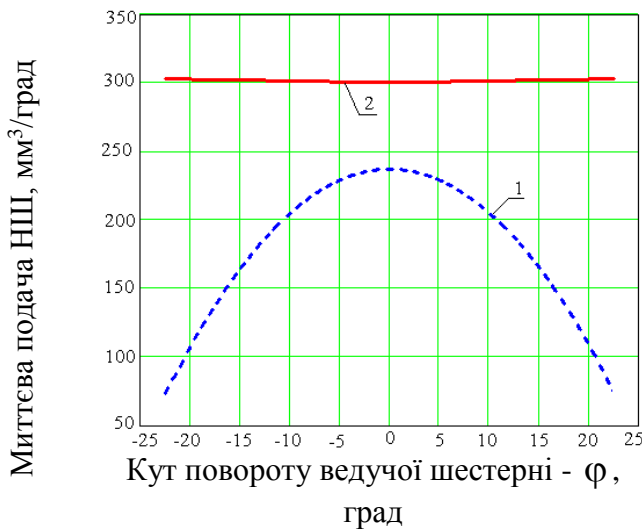


Рис. 7 Залежності МП за відомою - 1 і запропонованою - 2 ММ МП при  $z = 8$ ,  $m = 5$  ì

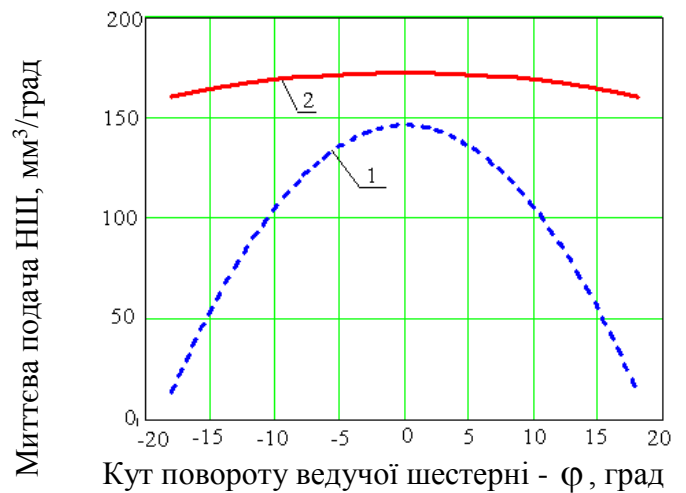


Рис. 8 Залежності МП за відомою - 1 і запропонованою - 2 ММ МП при  $z = 10$ ,  $m = 4,5$  ì

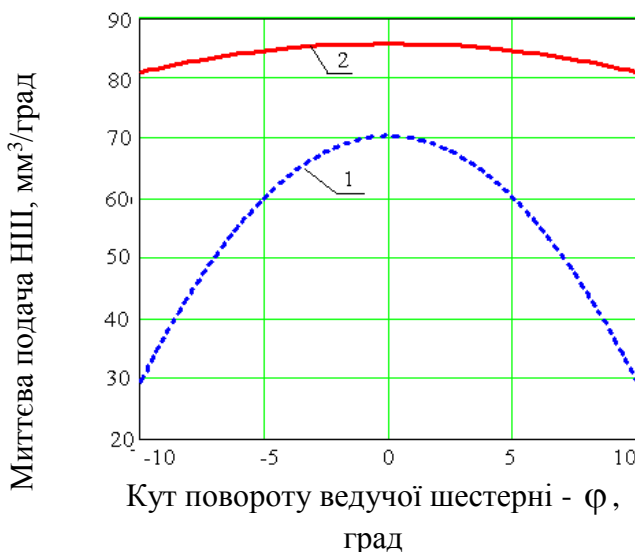


Рис. 9. Залежності МП за відомою - 1 і запропонованою - 2 ММ МП при  $z = 18$ ,  $m = 2,5$  ì

Для з'ясування причин практичної відсутності пульсації геометричної МП проаналізовано характер поведінки складових швидкості зміни площ, описуваних активними елементами шестерень в процесі нагнітання в НШ. Для цього досліджено швидкості зміни складових залежності (30):

$$\frac{d}{d\varphi} S_R(\varphi) = R_e - R_i, \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\varphi} S_{\rho_1}(\varphi) = & 0,5 r \frac{d}{d\varphi} \rho_1(\varphi) \sin \chi_1(\varphi) + \\ & + 0,5 r \rho_1(\varphi) \cos \chi_1(\varphi) \frac{d}{d\varphi} \chi_1(\varphi) - \\ & - 0,5 R_i^2 \frac{d}{d\varphi} \chi_1(\varphi) \end{aligned}, \quad (33)$$

$$\frac{d}{d\varphi} S_{\rho_2}(\varphi) = 0,5 r \frac{d}{d\varphi} \rho_2(\varphi) \sin \chi_2(\varphi) + 0,5 r \rho_2(\varphi) \cos \chi_2(\varphi) \frac{d}{d\varphi} \chi_2(\varphi) - 0,5 R_i^2 \frac{d}{d\varphi} \chi_2(\varphi), \quad (34)$$

$$\frac{d}{d\varphi} S(\varphi) = R_e - R_i - 0,5 r \frac{d}{d\varphi} \rho_1(\varphi) \sin \chi_1(\varphi) - 0,5 r \rho_1(\varphi) \cos \chi_1(\varphi) \frac{d}{d\varphi} \chi_1(\varphi) + 0,5 R_i^2 \frac{d}{d\varphi} \chi_1(\varphi) -$$

$$- 0,5 r \frac{d}{d\varphi} \rho_2(\varphi) \sin \chi_2(\varphi) - 0,5 r \rho_2(\varphi) \cos \chi_2(\varphi) \frac{d}{d\varphi} \chi_2(\varphi) + 0,5 R_i^2 \frac{d}{d\varphi} \chi_2(\varphi)$$

Графіки отриманих залежностей представлені на рис. 10, аналіз яких показав, що залежність (32) очікувано є постійною величиною, незалежною від аргументу -  $\varphi$ .

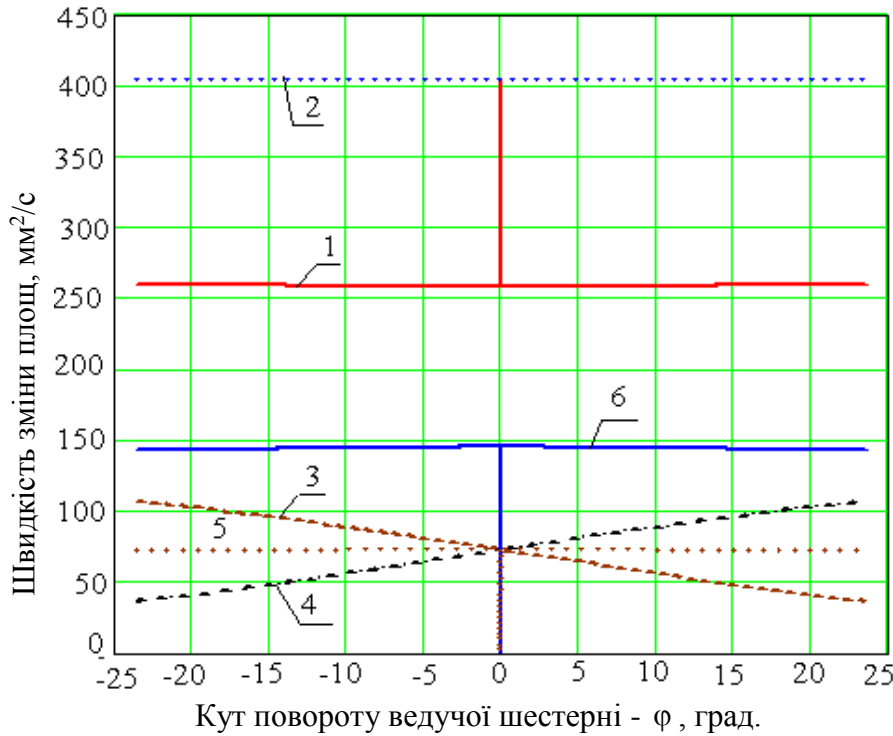


Рис. 10 Залежності похідних площ, описуваних відповідними елементами 33 від кута повороту ведучої

шестерні -  $\varphi$ : 1 -  $\frac{d}{d\varphi} S(\varphi)$ ; 2 -  $\frac{d}{d\varphi} S_R(\varphi)$ ;

3 -  $\frac{d}{d\varphi} \rho_1(\varphi)$ ; 4 -  $\frac{d}{d\varphi} \rho_2(\varphi)$ ; 5 -  $0,5 \left( \frac{d}{d\varphi} \rho_1(\varphi) + \frac{d}{d\varphi} \rho_2(\varphi) \right)$ ;

6 -  $\left( \frac{d}{d\varphi} \rho_1(\varphi) + \frac{d}{d\varphi} \rho_2(\varphi) \right)$ .

Залежності (33) і (34) на рис. 10 носять нелінійний характер, але їх сума і напівсума аналітично відображені функціями, незалежними від кута повороту шестерень -  $\varphi$ , а графічно представлені прямими, паралельними осі  $O-X$ . Логічно припустити, що алгебраїчна сума згаданих вище складових МП буде являти собою пряму, паралельну осі абсцис.

Особливо слід відзначити поведінку залежностей (32) - (35) в полюсі зачеплення, в якому внаслідок зупинки обертання радіусів  $\rho_1$  і  $\rho_2$ , відбувається різке зростання подачі, що знайшло своє відображення на графіках на рис. 10 характерними сплесками подачі. Пояснення цього факту пов'язано з особливостями кінематики руху сполучених профілів зубів шестерень. Відомо, що взаємний рух профілів зубів з відносним проковзуванням в полюсі 33 змінюється на взаємне обертання навколо полюса

Отримані результати теоретичних досліджень дозволяють висловити припущення про те, що однією з причин, які викликають пульсацію МП і тиску в НШ, є відкриття такого явища, як зупинка обертання радіусів, що з'єднують центри обертання шестерень з точкою зачеплення в полюсі 33. При підході точки зачеплення зубів шестерень до полюса 33 рух системи радіусів -  $\rho_1$  -  $\rho_2$  сповільнюється, а в полюсі 33 припиняється:

$$\frac{d}{d\varphi} \chi_1(0) = 0$$

$$\frac{d}{d\varphi} \chi_2(0) = 0$$

(36)

33 -Р. Обертальний рух системи радіусів  $\rho_1 - \rho_2$  припиняється на один момент, але рух шестерень не зупиняється і елементи шестерень, що сприяють нагнітання РР, продовжують її нагнітати, а «стінка», яка зазвичай рухається в ту ж сторону і перешкоджає нагнітання, відбираючи частину об'єму РР з камери нагнітання на момент зупиняється, що і сприяє різкому підвищенню подачі до теоретично можливого максимального рівня, який може забезпечити НШ у разі нерухомої «стінки».

Подальше геометричне моделювання процесу подачі полягало у вимірюванні довжин радіусів  $\rho_1$  і  $\rho_2$ , кутів їх повороту - відповідно  $\chi_1(\varphi)$  і  $\chi_2(\varphi)$  та площ  $S_{\rho_1}$  і  $S_{\rho_2}$ , які описані при обертанні радіусів  $\rho_1$  і  $\rho_2$  методами графічного редактора і обчисленнями їх відповідно з отриманими теоретичними залежностями. Порівняння отриманих результатів показало, що розбіжність між ними не перевершує 2,45%, що свідчить про адекватність теоретично отриманого результату – практичну відсутність пульсації геометричної МП.

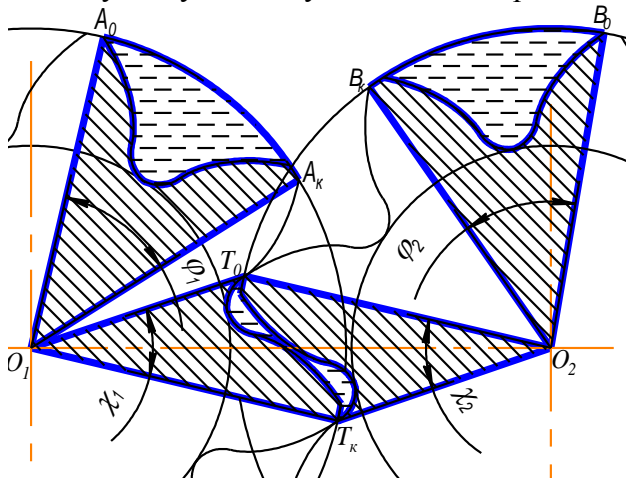


Рис. 11 Схема подачі РР при повороті шестерень НШ на один кутовий крок  $\varphi = 2\pi/z$

Дослідження розробленої ММ МП показали, що пульсація геометричної МП практично відсутня за цикл обертання шестерень від моменту входу шестерень в ЗЗ і до моменту виходу зубців із зачеплення. Винятком є полюс зачеплення, в якому різке підвищення подачі є причиною різкого підвищення тиску.

Вихідна ФМ процесу подачі НШ дозволила дослідити якісний бік МП, але вона не в змозі забезпечити кількісну сторону питання. На рис. 11 представлена схема подачі РР в НШ при повороті реальних зубів шестерень на один кутовий крок. Уточнена ММ МП має вигляд

$$V_{i\dot{\omega}} = b \left| \frac{R_e^2 - R_i^2 - \frac{S_z}{\pi} z - 0,5 S_v}{\arctg\left(\frac{\pi}{z} + tg\alpha\right) - \arctg\left(tg\alpha - \frac{\pi}{z}\right)} \left\{ \frac{1}{[1 + (\varphi - tg\alpha)^2]^+} + \frac{1}{[1 + (tg\alpha + \varphi)^2]} \right\} \right|. \quad (37)$$

де  $S_z \approx S_v$  - відповідно площа зуба і мінімальна площа затиснутого об'єму.

Графіки отриманої залежності (37) побудовані для трьох ЗЗ з різними параметрами, які представлені на рис. 12 - і рис. 14. З аналізу представлених залежностей на перший погляд здається, що МП все ж носить пульсуючий характер. Однак, звернувши увагу на масштаб і розрахувавши СНП за залежністю  $\sigma = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{0,5(S_{\max} + S_{\min})} 100\%$ , отримаємо:  $\sigma = 0,14\%$  для ЗЗ з  $z = 10$ ,  $m = 4,5$  ì ;

$\sigma = 2,0\%$  для ЗЗ з  $z = 10$ ,  $m = 4,5$  ì ;  $\sigma = 0,607\%$  для ЗЗ з  $z = 18$ ,  $m = 2,5$  ì .

Наведені розрахунки показали, що величина СНП більш, ніж на порядок менше тієї, яка декларується в першоджерелах. Так СНП, розрахована за відомою ММ для ЗЗ з  $z = 8$ ,  $m = 5$  ì , становить 24,8%, що в 177 разів більше, ніж у відповідності з пропонованою ММ МП.

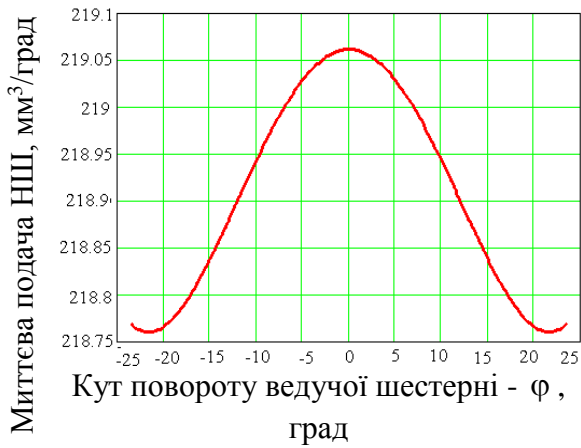


Рис. 12 Залежності МП від кута повороту ведучої шестерні - φ, при  $z = 8$ ,  $m = 5$  ì , при  $b = 1$  ì

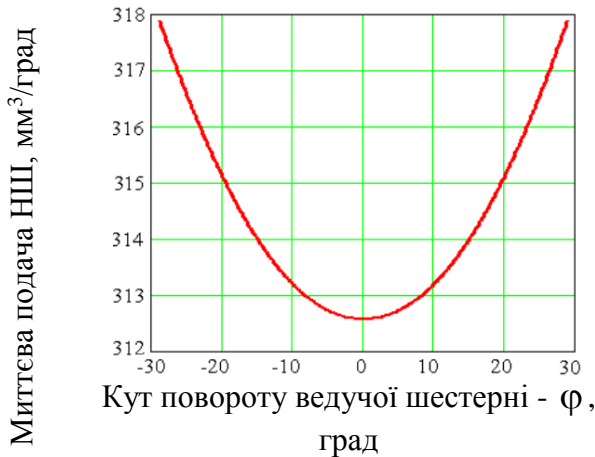


Рис. 14 Залежності МП від кута повороту ведучої шестерні - φ, при  $z = 18$ ,  $m = 2,5$  ì , при  $b = 1$  ì

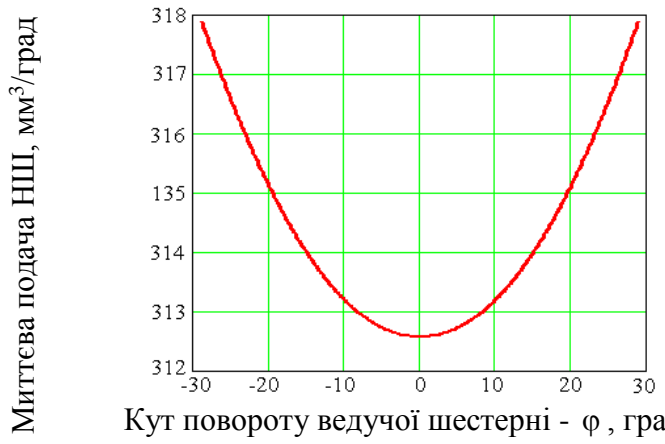


Рис. 13 Залежності МП від кута повороту ведучої шестерні - φ, при  $z = 10$ ,  $m = 4,5$  ì , при  $b = 1$  ì

Одним з методів доказу адекватності отриманих результатів є перехід від отриманих до загальновідомих багаторазово перевірених залежностей. Знайшовши інтеграл від виразу для визначення МП НШ (37), отримаємо залежності для визначення РОН НШ:

$$V_0 = b \frac{1}{2\pi} \int_{-\frac{\pi}{z}}^{\frac{\pi}{z}} \left\{ \begin{aligned} & R_e^2 - R_i^2 - \frac{S_z}{\pi} z - \\ & \left[ \frac{0,25 S_v}{\chi_1(\pi/z)} \frac{d}{d\varphi} \chi_1(\varphi) + \right. \\ & \left. + \frac{0,25 S_v}{\chi_2(\pi/z)} \frac{d}{d\varphi} \chi_2(\varphi) \right] \end{aligned} \right\} d\varphi, (38)$$

$$V_0 = b \left[ (R_e^2 - R_i^2) - \frac{2 z S_z + z S_v}{2 \pi} \right] + \frac{z b}{4 \pi} \frac{S_v \left( \chi_1(0) \chi_2\left(\frac{\pi}{z}\right) + \chi_1\left(\frac{\pi}{z}\right) \chi_2(0) \right)}{\chi_1\left(\frac{\pi}{z}\right) \chi_2\left(\frac{\pi}{z}\right)}. (39)$$

Використовуючи відомі залежності теорії евольвентного ЗЗ і НШ, отримаємо відому формулу для визначення РОН НШ  $V_0 = 2 \pi b \left[ R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right]$ , (40)

що є переконливим доказом адекватності отриманих узагальнених ММ МП НШ.

**Шостий розділ** присвячений розробці і дослідженню ММ пульсації МП НШ. Попередні дослідження показали, що криві МП можуть мати від однієї до трьох точок екстремуму. Skorистаємось необхідними умовами пошуку екстремуму для функції (37), в результаті отримаємо рівняння для визначення стаціонарних точок в залежності від кута ЗЗ і кута повороту ведучої шестерні

$$\frac{\varphi - tg \alpha}{\left[ \chi_1\left(\frac{\pi}{z}\right) + \chi_2\left(\frac{\pi}{z}\right) \right] \left[ 1 + (tg \alpha - \varphi)^2 \right]^2} + \frac{tg \alpha + \varphi}{\left[ \chi_1\left(\frac{\pi}{z}\right) + \chi_2\left(\frac{\pi}{z}\right) \right] \left[ 1 + (tg \alpha + \varphi)^2 \right]^2} = 0. (41)$$



Розв'язавши рівняння (41) отримаємо три стаціонарні точки. Одна з зазначених точок  $\varphi = 0$  являє собою тривіальну координату точки екстремуму МП - в полюсі 33. Інші два рішення свідчать про наявність ще двох точок екстремумів. Розв'язавши систему рівнянь (42), що відображає умову, при якій з'являються ще дві точки екстремуму відносно кута зачеплення  $\alpha$ , знайдемо критичне значення кута  $\alpha_{кр}$ :

$$\begin{cases} \sqrt{2 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 1 - \operatorname{tg}^2 \alpha - 1}} = 0 \\ -\sqrt{2 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 1 - \operatorname{tg}^2 \alpha - 1}} = 0 \end{cases}, \quad \alpha_{\text{кр}} = \pi/6. \quad (42)$$

Для демонстрації передбачувальних можливостей запропонованих теоретичних розробок і їх наукової новизни було побудовано графік, представлений на рис. 15, з якого видно, що перевищення критичного значення кута зачеплення  $\alpha > \alpha_{\text{кр}} = \pi/6 = 30^\circ$  виражається в появі ще двох точок екстремуму.

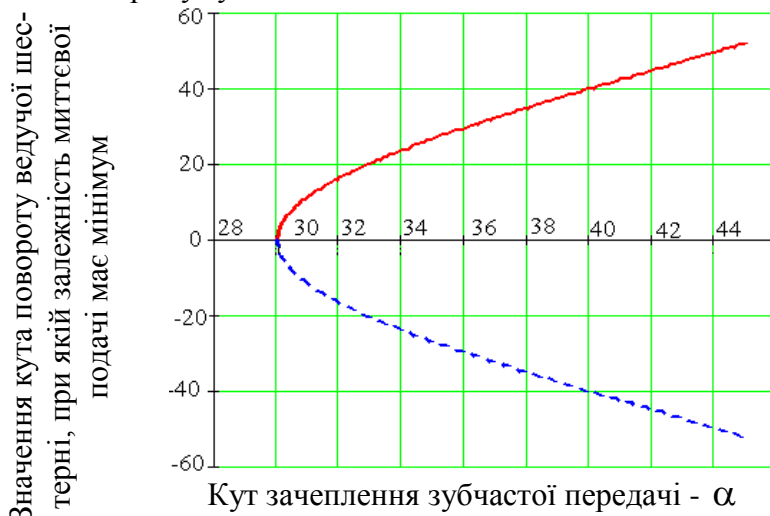


Рис. 15 Графік положення двох точок локальних екстремумів (мінімумів) МП по куту повороту ведучої шестерні в залежності від кута 33 -  $\alpha$

Так, при куті зачеплення  $\alpha = 20^\circ$ , відповідно до запропонованої теорії (рис. 15) - графік МП має одну вершину (рис. 16).

Графік на рис. 17 свідчить, що при критичному куті зачеплення  $\alpha = 30^\circ$ , друга і третя вершини на кривій відсутні, вершина графіка спрямована донизу і являє собою практично відрізок прямої, «готовий перетворитися» на вершину, спрямовану вгору. А вже при куті зачеплення  $\alpha = 31^\circ$  (рис. 18) вершина в точці  $\varphi = 0^\circ$  спрямована вгору і на

кривій, що відображає поведінку МП, з'являються друга і третя вершини. Вони виникають симетрично відносно прямої  $\varphi = 0^\circ$  при кутах повороту ведучої шестерні  $\varphi_1 \approx 12^\circ$  і  $\varphi_2 \approx -12^\circ$ , що і передбачає запропонована теорія. На графіках, наведених на рис. 16 - рис. 22 передбачення запропонованої теорії збуваються у вигляді появи (або не появи у разі якщо  $\alpha < \alpha_{кр} = 30^\circ$ ) другої і третьої вершин локальних екстремумів.

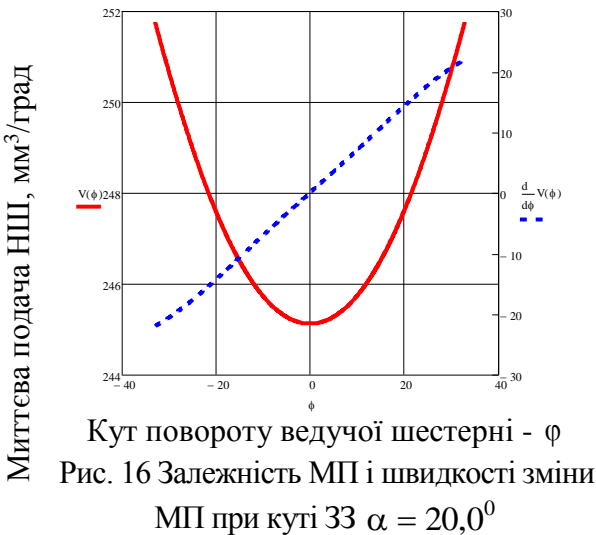


Рис. 16 Залежність МП і швидкості зміни МП при куті 33  $\alpha = 20,0^\circ$

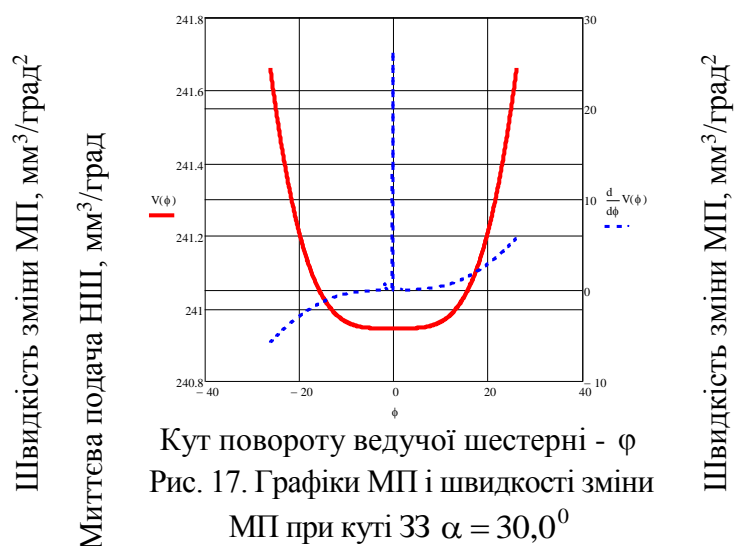
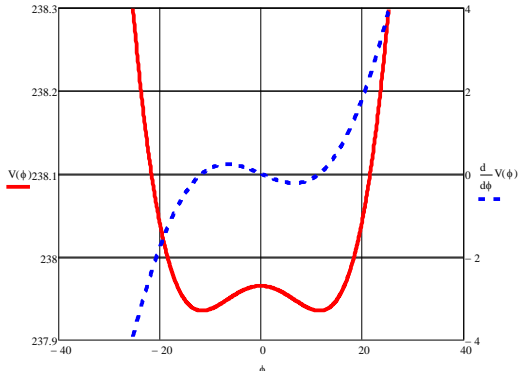


Рис. 17. Графіки МП і швидкості зміни МП при куті 33  $\alpha = 30,0^\circ$

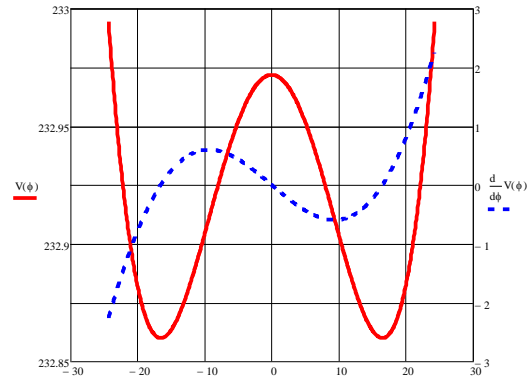
Миттєва подача НШ, мм<sup>3</sup>/град



Кут повороту ведучої шестерні -  $\varphi$   
Рис. 18 Залежність МП і швидкості зміни МП при куті  $33 \alpha = 31,0^0$

Швидкість зміни МП, мм<sup>3</sup>/град<sup>2</sup>

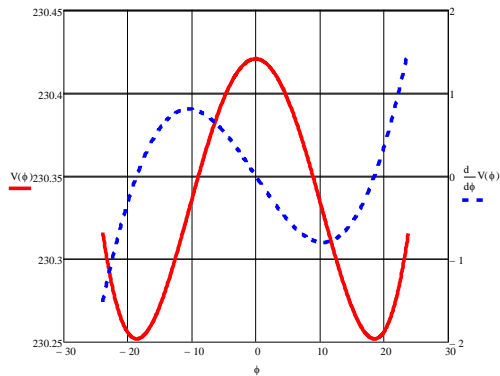
Миттєва подача НШ, мм<sup>3</sup>/град



Кут повороту ведучої шестерні -  $\varphi$   
Рис. 19 Залежність МП і швидкості зміни МП при куті  $33 \alpha = 32,0^0$

Швидкість зміни МП, мм<sup>3</sup>/град<sup>2</sup>

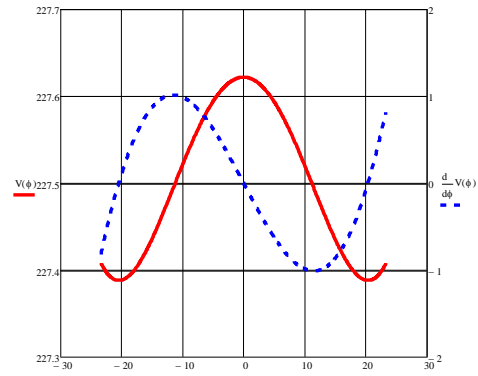
Миттєва подача НШ, мм<sup>3</sup>/град



Кут повороту ведучої шестерні -  $\varphi$   
Рис. 20 Залежність МП і швидкості зміни МП при куті  $33 \alpha = 32,5^0$

Швидкість зміни МП, мм<sup>3</sup>/град<sup>2</sup>

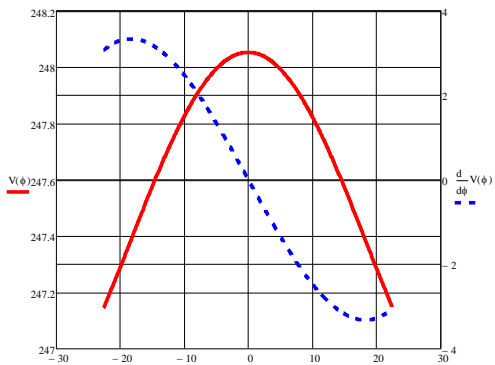
Миттєва подача НШ, мм<sup>3</sup>/град



Кут повороту ведучої шестерні -  $\varphi$   
Рис. 21 Залежність МП і швидкості зміни МП при куті  $33 \alpha = 33,0^0$

Швидкість зміни МП, мм<sup>3</sup>/град<sup>2</sup>

Миттєва подача НШ, мм<sup>3</sup>/град



Кут повороту ведучої шестерні -  $\varphi$   
Рис. 22 Залежність МП і швидкості зміни МП при куті  $33 \alpha = 37,22^0$

Швидкість зміни МП, мм<sup>3</sup>/град<sup>2</sup>

З графіків на рис. 18 - рис. 21 витікає, що звична картина пульсації з трьома екстремальними точками змінюється кардинально, адже в наявності п'ять точок, що підлягають аналізу, включаючи значення МП в точках на границі області визначення аргументу у точці  $\varphi_1 = \pi \varepsilon / z$  і  $\varphi_2 = -\pi \varepsilon / z$ . Саме тому вперше пропонується розрізнити три види пульсації, а СНП визначити у відповідності з наступними залежностями:

$$\sigma_1 = \frac{|V_{i\dot{\delta}}(0) - V_{i\dot{\delta}}(\pi \varepsilon / z)|}{0,5(V_{i\dot{\delta}}(0) + V_{i\dot{\delta}}(\pi \varepsilon / z))},$$

$$\sigma_2 = \frac{|V_{i\dot{\delta}}(\varphi_1) - V_{i\dot{\delta}}(\pi \varepsilon / z)|}{0,5(V_{i\dot{\delta}}(\varphi_1) + V_{i\dot{\delta}}(\pi \varepsilon / z))}, \quad \sigma_3 = \frac{|V_{i\dot{\delta}}(\varphi_1) - V_{i\dot{\delta}}(0)|}{0,5(V_{i\dot{\delta}}(\varphi_1) + V_{i\dot{\delta}}(0))}, \quad (43)$$

де  $V_{i\dot{\delta}}(0)$ ,  $V_{i\dot{\delta}}(\pi \varepsilon / z)$ ,  $V_{i\dot{\delta}}(\varphi_1)$  - значення МП у відповідних точках;  $V_{i\dot{\delta}}(\varphi)$  - функція залежності МП НШ від кута повороту ведучої шестерні -  $\varphi$ , що визначається відповідно із залежністю (37),  $\varepsilon$  - коефіцієнт перекриття 33.

Порівняльний аналіз залежностей СНП (43) від вихідних параметрів 33 показав, що при проектуванні 33 НШ з мінімально можливою СНП необхідно прагнути використовувати 33 з максимально можливим коефіцієнтом профільного зміщення -  $\xi$ , мінімальним коефіцієнтом висоти головки зуба -  $\chi$ , максимальним значенням кута зачеплення шестерень -  $\alpha$ , що відповідає максимальному значенню міжцентрової відстані -  $A$  і максимально можливим числом зубів -  $Z$ .

Аналіз графіків СНП, що побудовані у відповідності з залежностями (43) з параметрами ЗЗ, які відповідають НШ-32 УК 33 ( $m = 5$  і  $z = 8$  і  $A = 45$  і  $\rho_L = 0,2$ ), показав, що залежності мають мінімум в інтервалі зміни кута зачеплення  $31^0 < \alpha < 33^0$ , які практично збігається з нульовим значенням. Це дає право припустити, що існують такі параметри ЗЗ, при яких СНП буде мінімальна, що дає всі підстави провести оптимізацію параметрів ЗЗ для зниження СНП.

В якості критерію оптимальності прийнято функцію залежності СНП -  $\sigma = \min(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$ , від вихідних параметрів ЗЗ. При цьому збільшення СНП вважаємо небажаним явищем і, навпаки, зниження СНП сприймаємо, як позитивний результат. Необхідною умовою наявності екстремуму є наявність рішення системи рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma(m, z, \alpha, \xi, \chi)}{\partial m} = 0 \\ \frac{\partial \sigma(m, z, \alpha, \xi, \chi)}{\partial z} = 0 \\ \frac{\partial \sigma(m, z, \alpha, \xi, \chi)}{\partial \alpha} = 0 \\ \frac{\partial \sigma(m, z, \alpha, \xi, \chi)}{\partial \xi} = 0 \\ \frac{\partial \sigma(m, z, \alpha, \xi, \chi)}{\partial \chi} = 0 \end{cases} \quad (44)$$

Граничні умови існування досліджуваної функції визначали з умови працездатності ЗЗ і насоса в цілому, а також умови, що задає типорозмір НШ

$$G(m, z, \alpha, \xi, \chi) \leq A(m, z, \alpha, \xi, \chi) + D_e(m, z, \alpha, \xi, \chi), \quad (45)$$

де  $G$  - наперед задана довжина поздовжньої осі, відповідна даному типорозміру НШ.

Запропонована ММ оптимізації включає в себе мінімізацію функції СНП (43) при накладенні вищенаведених обмежуючих умов:

$$\begin{cases} \sigma(m, z, \alpha, \xi, \chi) \Rightarrow \min; & 0 < S_e(m, z, \alpha, \xi, \chi) < 0,2m; & \varepsilon(m, z, \alpha, \xi, \chi) \geq 1,0; & -0,5 < \xi < 1,5; \\ 10^0 \leq \alpha \leq 45^0; & \rho_L(m, z, \alpha, \xi, \chi) < \rho_P(m, z, \alpha, \xi, \chi); & G(m, z, \alpha, \xi, \chi) \leq G; & \frac{D_i - d_z}{2} \geq h; & \chi \geq 0,75. \end{cases} \quad (46)$$

При мінімізації функції  $\sigma(m, z, \alpha, \xi, \chi) \Rightarrow \min$  використовували нелінійні градієнтні чисельні методи пошуку мінімального значення досліджуваної функції, зокрема метод сполучених градієнтів, квазі - Ньютонівський метод.

В результаті проведених досліджень визначені оптимальні параметри ЗЗ, які забезпечують мінімальний СНП МП для різних значень вихідних параметрів ЗЗ. Для коректного порівняння отриманих результатів, досліджувані ЗЗ КВ «вписувалися» в однаковий об'єм, що виражається однаковою довжиною поздовжньої осі НШ. Результати наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Порівняльний аналіз результатів оптимізації параметрів ЗЗ для мінімізації пульсації МП НШ для ЗЗ з різним числом зубів і модулем

Параметри зубчастого зачеплення НШ	Початкові параметри ЗЗ	Розрахункові параметри ЗЗ при		
		$z = 8,$ $m = 5$	$z = 10,$ $m = 4,5$	$z = 18,$ $m = 2,5$
Кількість зубів шестерень - $z$	8	8	10	18
Модуль зубчастого зачеплення - $m$ , мм	5	5	4,5	2,5
Коефіцієнт профільного зміщення - $\xi$	0,5	0,7698	0,6486	0,3267
Коефіцієнт висоти головки зуба - $\chi$	1,0	1,3891	1,2476	0,5
Кут зачеплення передачі - $\alpha$ , град	$15^0$	$31,81^0$	$24,678^0$	$28,339^0$
Ширина ущільнювального паска - $h$ , мм	3,0	3,0		
Ширина зуба при вершині - $S_e$ , мм	0,75	0,75		
Довжина поздовжньої осі - $G$ , мм	100,0	100,0		
Ступінь нерівномірності МП - $\sigma$ , %	-	$0,39 \cdot 10^{-4}$	0,42	0,0263
Діаметр вершин зубів шестерень - $D_e$ , мм	-	54,66	53,46	51,95
Міжцентрова відстань - $A$ , мм	-	44,23	46,54	48,044
КВОВШ	-	0,316	0,2104	0,1269

**Сьомий розділ** присвячений оптимізації параметрів 33 КВ НШ для підвищення питомого РОН, що досягається зменшенням складової руху, яка протидіє подачі НШ. Звідси виникають наступні напрямки збільшення подачі: зменшенням довжини радіусів  $\rho_1$  і  $\rho_2$  та зменшенням кутової швидкості їх обертання  $\chi_1(\varphi)$  і  $\chi_2(\varphi)$ .

В якості критерію оптимальності використовували КВОВШ -  $K_{V_0}$ , який визначає, яку частину від об'єму, займаного вінцями шестерень, становить РОН. Запропонований КВОВШ -  $K_{V_0}$  є безрозмірним коефіцієнтом, що дозволяє оцінити технічний рівень НШ різних типорозмірів за питомим РОН.

В якості обмежуючих умов, при визначенні області існування незалежних параметрів, використані умови, які забезпечують: працездатність 33 КВ, гідравлічне ущільнення сполучень НШ на шляху ВВ РР, а також умови, що обмежують габаритні розміри КВ у просторі. Дослідженнями встановлено вплив кожного з незалежних параметрів на характер зміни КВОВШ. Встановлено також, що досліджувана багатопараметрична функція КВОВШ не має критичних точок екстремуму всередині відповідних інтервалів зміни незалежних параметрів. Тому у відповідності з лемою Ферма пошуки екстремуму здійснювали на границі області існування незалежних параметрів.

При оптимізації шукали максимальне значення функції  $K_{V_0}(m, z, \alpha, \xi, \chi) \Rightarrow \max$ . В якості метода оптимізації використовували нелінійний градієнтний чисельний методи, зокрема метод спряжених градієнтів, квазі - Ньютонівський метод. Вихідна система рівнянь і обмежуючих умов має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial K_{V_0}}{\partial D_e} = 0; \frac{\partial K_{V_0}}{\partial A} = 0; \frac{\partial K_{V_0}}{\partial z} = 0; \frac{\partial K_{V_0}}{\partial \alpha} = 0; \frac{\partial K_{V_0}}{\partial \xi} = 0; \frac{\partial K_{V_0}}{\partial \alpha_0} = 0; \frac{\partial K_{V_0}}{\partial \chi} = 0; \\ 6 < z < 35; 0 < S_e < 0,2m; \varepsilon \geq 1; -0,7 \leq \xi \leq 0,9; 10^0 \leq \alpha \leq 40^0; \rho_L < \rho_P; G \leq A + D_e; \frac{D_i - d_z}{2} \geq h \end{cases} \quad (47)$$

Розв'язавши систему рівнянь (47) визначимо параметри 33, при яких КВОВШ буде максимальним для заданих умов проектування. Результати розрахунку 33 з оптимальними параметрами за запропонованою методикою представлені в табл. 2.

**Восьмий розділ** присвячений експериментально - теоретичним дослідженням пульсації МП і тиску НШ, які здійснювали в гідролaborаторії Кіровоградського національного технічного університету на стенді для обкатки і випробування НШ КИ - 4815М. Випробуванню підлягали два типи насосів НШ -32 -3УК і НШ-32 -3М.

Для вимірювання пульсації тиску на виході з насоса використовували датчик тиску (первинний перетворювач тиску) ПД - 16/2 Харківського науково-виробничого комерційного підприємства «Гідроальфа».

Датчик ПД - 16/2 розрахований на тиск  $p_{\max} = 16 \text{ МПа}$ , похибка вимірювання 1%. Частота опитування одного каналу 1265 Гц. Сигнал з датчика надходить на підсилювач, а з нього на персональний комп'ютер, де візуалізується у вигляді відповідних кривих на моніторі. Результати досліджень представлені на осцилограмах, що наведені на рис. 23 - рис. 26.

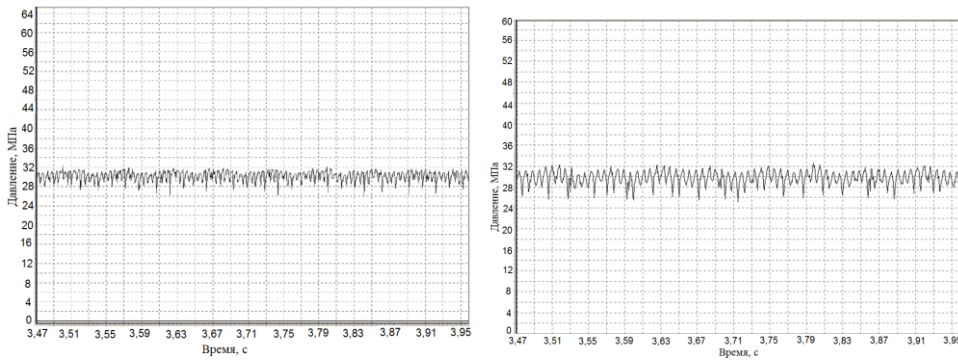


Рис. 23 Осцилограми пульсації тиску насосів НШ-32-3М і НШ-32-3УК при тиску  $p = 2,5$  МПа і частоті обертання 20 об/с

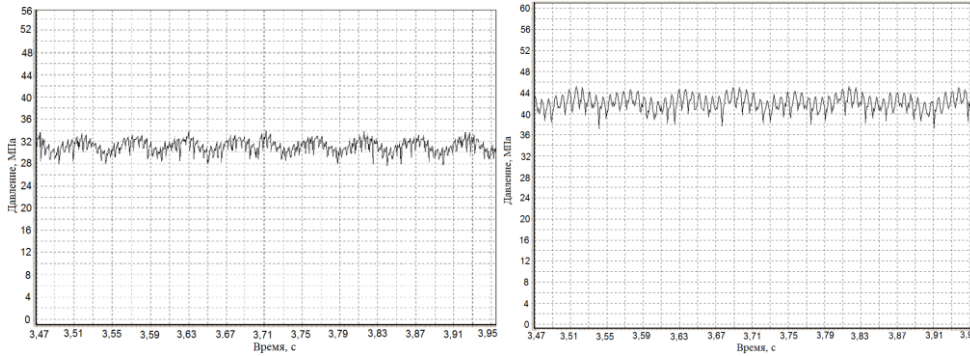


Рис. 24 Осцилограми пульсації тиску насосів НШ-32-3 М і НШ-32-3 УК при тиску  $p = 5,0$  МПа і частоті обертання 20 об/с

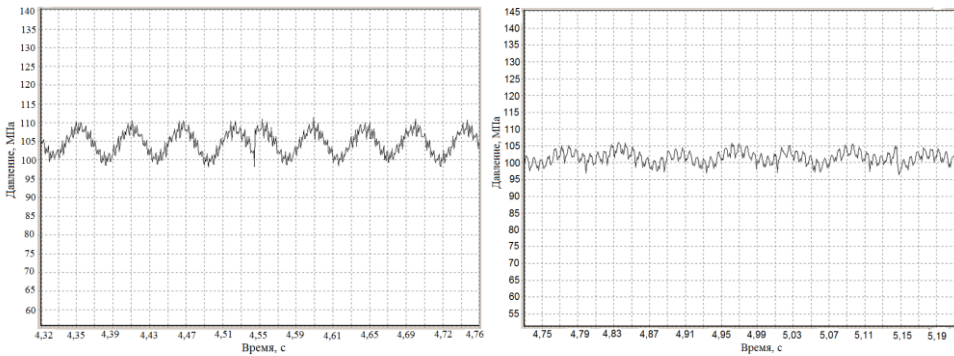
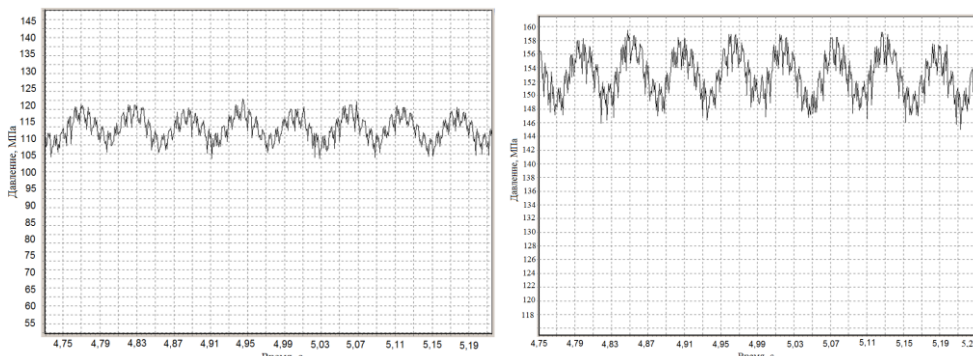


Рис. 25 Осцилограми пульсації тиску насосів НШ-32-3 М і НШ-32-3 УК при тиску  $p = 10,0$  МПа і частоті обертання 20 об/с



$p = 12,5$  МПа

$p = 15,0$  МПа

Рис. 26 Осцилограма пульсації тиску насоса НШ-32-3 УК при частоті обертання 20 об/с

пульсації по запропонованих ФМ і ММ також погано узгоджуються з експериментальними даними, що нагально потребує відповідної інтерпретації результатів експериментальних досліджень.

При дослідженні оборотної складової пульсації подачі і тиску (рис. 23 - рис. 26) встановлено, що ця складова пульсації пов'язана з похибкою виготовлення шесте-

Першою особливістю осцилограм є детермінованість процесу пульсації. Окремі «викиди» пульсації пояснюються похибкою форми окремих зубів шестерень, що виникає при їх виготовленні.

Другою особливістю є те, що сумарна пульсація складається з двох складових: оборотної і зубчастої.

Порівняння осцилограм, записаних при низькому (рис. 23, рис. 24) і високому тиску (рис. 25 і рис. 26) показало, що з ростом тиску відбувається збільшення амплітуди оборотної складової пульсації. У той же час амплітуда зубчастої складової пульсації практично не залежить від тиску, що виглядає незвично і вимагає свого обґрунтування.

Встановлено, що експериментально визначена СНП істотно, в 1,6...3,0 рази нижче, ніж у відповідності з традиційними уявленнями, що свідчить про неправомірність використання традиційної ФМ і ММ для розрахунку пульсації процесу подачі НШ.

З іншого боку, результати розрахунку

рень, зокрема похибкою кроку зачеплення. При виготовленні зубів шестерень за 8...9 класом точності, похибка кроку зачеплення лежить в межах 0,1 мм, що і призводить до пульсації подачі РР у НШ.

Явище зростання оборотної складової пульсації в порівнянні з зубчастою, пояснюємо тим, що модуль пружності гуми  $E_{\text{аоі}} = 10 \text{ МПа}$  відповідає тиску в процесі експериментальних досліджень  $p = 2,5 \dots 15,0 \text{ МПа}$ . Дослідженні пульсації при тисках, менших модуля пружності гуми,  $p = 2,5 \dots 5,0 \text{ МПа}$ , гумовий шар рукава високого тиску в змозі амортизувати оборотну складову пульсації, що наочно підтверджується осцилограмами, представленими на рис. 23 і рис. 24.

При тисках  $p \geq 10,0 \text{ МПа}$  компенсаторні можливості гумового шару рукава високого тиску вичерпані. Це моментально проявляється на осцилограмах рис. 25 і рис. 26 прогресуючим зростанням оборотної складової пульсації з ростом тиску.

При дослідженні зубчастої складової пульсації звертає на себе увагу той факт, що оборотна пульсація при невеликих тисках амортизується рукавом високого тиску, а зубчаста складова ні. Це пояснюється зупинкою обертання радіусів  $\rho_1$  і  $\rho_2$ , яка відбувається на дуже короткий проміжок часу, а тому зростання МП і тиску, а потім їх падіння відбувається з такою великою швидкістю, що матеріал рукава високого тиску не встигає відреагувати на це і поводить, як абсолютно тверде тіло.

Оскільки зуби шестерень не є абсолютно жорсткими тілами, то контакт зубів шестерень відбувається не по лінії, а по площині. Підрахунки показали, що зусилля, яке виникає в полюсі зачеплення для НШ-32-3 УК при тиску  $p = 16,0 \text{ МПа}$  і частоті обертання  $n = 40 \text{ 1/с}$  становить  $F = 4527,0 \text{ Н}$ .

Скориставшись теорією Герца механіки контактної взаємодії твердих тіл отримали, що ширина контакту зубів шестерень при радіусі кривизни евольвентних профілів в полюсі  $33 R = 12,37 \text{ мм}$ , складає  $2a = 0,3457 \text{ мм}$ , а центральний кут, відповідний ширині площині контакту, дорівнюватиме  $\beta = 1,60^\circ$ . Тоді швидкість росту тиску зубчастої складової пульсації складе  $8992 \text{ МПа/с}$ .

Зубчасту складову пульсації тиску можна представити у вигляді

$$\Delta p_z(t) = p \sin(2z\pi\omega t), \quad (48)$$

де  $t$  - час повороту шестерні;  $z$  - число зубів ведучої шестерні.

Тоді сумарну пульсацію тиску можна представити у вигляді залежності

$$\Delta p_\Sigma(t) = \Delta p_o(t) + \Delta p_z(t) = p + \frac{\Delta V_0}{V} E(p) \sin(2\pi n t) + [p \sin(2z\pi\omega t)]. \quad (49)$$

Отримані результати відзначаються врахуванням нових особливостей процесу МП і не відповідають ustalеній точці зору на пульсацію МП і тиску НШ. Але результати подібних за характером експериментальних досліджень, представлених в роботах Строгановой Н.В., Смірнова В.Д., а також італійських дослідників Paolo Casoli, Andrea Vacca і Germano Franzoni повною мірою підтвердили адекватність отриманих нами результатів досліджень пульсації МП і тиску НШ.

**У дев'ятому розділі** представлені результати експериментальних досліджень працездатності дослідних зразків НШ із збільшеним питомим РОН (ЗПРОН) за основними технічними характеристиками. Визначенню підлягали РОН, тиск на виході НШ, КП, подача, загальний і механічний ККД, споживана потужність і потужність, яку розвиває НШ, а також ресурс дослідного зразка НШ. Результати розрахунку геометричних параметрів 33 КВ експериментальних насосів з оптимальними параметрами 33 КВ в порівнянні з серійними варіантами представлені в табл. 2.

Результати порівняльного аналізу серійного і експериментального НШ з раціональними параметрами 33 шестерень КВ НШ

Параметри 33 КВ експериментального НШ	Розрахункові параметри 33 КВ НШ			
	Насос типорозмірного ряду, типу НШ-20Г		Насос третього типорозмірного ряду, типу НШ-32-3УК	
	Серійний НШ-20Г	Експериментальний НШ -20(32) ЗПРОН	Серійний НШ-32 УК	Експериментальний НШ -32-3 ЗПРОН
1. Модуль - $m$ , мм	3	4	5	4,5
2. Число зубів - $z$	10	8	8	10
3. Міжцентрова відстань - $A$ , мм	31,75	31,75	45	45
4. Діаметр шестерень - $D_e$ , мм	38,1	43,4	55,0	56,02
5. Коефіцієнт перекриття ЗЗ - $\varepsilon$	1,244	1,545	1,044	1,61
6. Діаметр западин шестерень - $D_i$ , мм	23,9	21,0	34,5	31,72
7. Довжина поздовжньої осі $G = A + D_e$ , мм	70,0	73,135	100,0	101
8. КВОВШ - $K_{V_0}$ %%	0,28 100%	0,389 137%	0,300 100%	0,3323 111%
9 Ширина шестерень - $b$ , мм	31	31	22	22
10. Робочий об'єм насоса - $V_0$ , см <sup>3</sup> , %%	20,3 100%	32,0 158%	32,0 100%	36,456 114%

Оптимальні параметри 33 КВ експериментального насоса НШ-32 ЗПРОН при обмеженнях за числом зубців  $z = 10$  і за міжцентровою відстанню -  $A = 45$  мм, збільшують КВОВШ до значення  $K_{V_0} = 0,3323$ , що на 10,7% вище, ніж у серійного НШ, а РОН до  $V_0 = 36,456$  см<sup>3</sup>, що на 14% більше, ніж у серійного НШ. Вказані обмеження дозволяють максимально наблизити запропоновану конструкцію НШ з ЗПРОН до впровадження на Кіровоградському ПАТ «Гідросила». На рис. 27 представлені фотографія експериментального НШ-20 (32) ЗПРОН з підвищеними питомими РОН.



Рис. 27 Фотографії деталей експериментального НШ-20 (32) ЗПРОН і елементів його КВ в зборі

Дослідження з визначення тиску на виході експериментального НШ показали, що він відповідає номінальному тиску серійного НШ третього виконання  $p = 16,0$  МПа.

Порівняння РОН, визначеного експериментально, з теоретичним (розрахунковим) його значенням (табл. 3) показав, що розбіжність результатів не перевищує 0,35%, що є свідченням того, що результати теоретичних досліджень з високим ступенем точності відповідають істинному стану речей, які відбуваються в процесі подачі РР в НШ.

Експериментальні дослідження основних технічних характеристик експериментальних НШ проводили на обладнанні і у відповідності з методиками, які в своїй основі збігаються з методиками гідролaborаторій Кіровоградського ПАТ «Гідросила» і відповідно до рекомендацій, наведених в ГСТУ 3-25-180-97 та ДСТУ 2192-93.

Порівняльний аналіз результатів визначення робочого об'єму експериментального насоса теоретичним і експериментальним методами

Типорозмір НШ	Метод визначення робочого об'єму НШ		Відносна розбіжність %
	Теоретичний (розрахунковий) $V_{0\delta}$	Експериментальний $V_{0\dot{a}}$	
НШ 20 (32) ЗПРОН, см <sup>3</sup>	32,0	31,9	0,3125
НШ 32 ЗПРОН, см <sup>3</sup>	36,456	36,33	0,3456

Результати дослідження залежності КП НШ від тиску для різних значень частоти обертання насосів НШ-20 (32) ЗПРОН і НШ-32 показав, що характер поведінки отриманих залежностей, як для насоса НШ-20 (32) ЗПРОН, так і для насоса НШ-32 ЗПРОН цілком відповідає залежностям КП від тиску, характерних для серійних НШ.

Експериментальні дослідження залежності загального ККД дослідного зразка НШ з ЗПРОН від тиску і частоти обертання показали, що загальний ККД досягає максимуму при тиску 11...14 МПа. Наведені залежності загального ККД, як за якісними, так і за кількісними параметрами відповідають серійним насосам.

Встановлено, що характер зміни механічного ККД від тиску і обертів дослідних зразків насосів НШ-20 (32) ЗПРОН і НШ-32 ЗПРОН відповідає серійним насосам, як за формою, так і чисельно.

Аналізуючи отримані експериментальні залежності потужності, що розвиває НШ, можемо стверджувати, що потужність, яку розвиває НШ, лінійно залежить від тиску, РОН і частоти обертання НШ.

Ресурс експериментального НШ з ЗПРОН визначали, як час напрацювання насоса на ресурсну відмову, настання якої визначається зниженням КП насоса до граничного стану, при якому номінальне значення КП НШ зменшиться на 20%.

В результаті експериментальних стендових ресурсних випробувань було встановлено, що середній ресурс експериментального НШ-32 ЗПРОН становить 3060,0 годин, а його гамма - відсотковий ( $\gamma = 90\%$ ) ресурс -  $T_\gamma = 3003,0$  годин, що не поступається ресурсу серійного НШ.

Шість експериментальних насосів типу НШ-32-3 з ЗПРОН були поставлені на експлуатаційні випробування в господарствах Кіровоградської області. Перевірка технічного стану експериментальних насосів через півроку експлуатації показала, що всі шість насосів знаходяться в працездатному стані, забезпечують тиск, об'ємну подачу і КП у відповідності з технічними вимогами ГСТУ 3-25-180-97.

У процесі досліджень проводили розрахунок відносної похибки вимірювання основних технічних параметрів. При цьому було встановлено, що похибка визначення експериментальних величин не перевершує 5%, що можна вважати цілком задовільним результатом, щоб оцінити отримані експериментальні дані, як адекватні.

**У десятому розділі** представлені рекомендації з проектування та перспективи подальшого розвитку НШ з підвищеними технічними характеристиками.

Спроекований і виготовлений експериментальний НШ з ЗПРОН, в конструкції якого закладені результати теоретичних і експериментальних досліджень. Розраховане за запропонованою методикою 33 КВ і відповідна конструкція НШ дозволяє істотно підвищити питомий РОН і подачу насоса без зміни його габаритних розмірів і маси. На рис. 29 представлений зовнішній вигляд, внутрішня будова та деталі експериментального НШ-32-3 ЗПРОН.



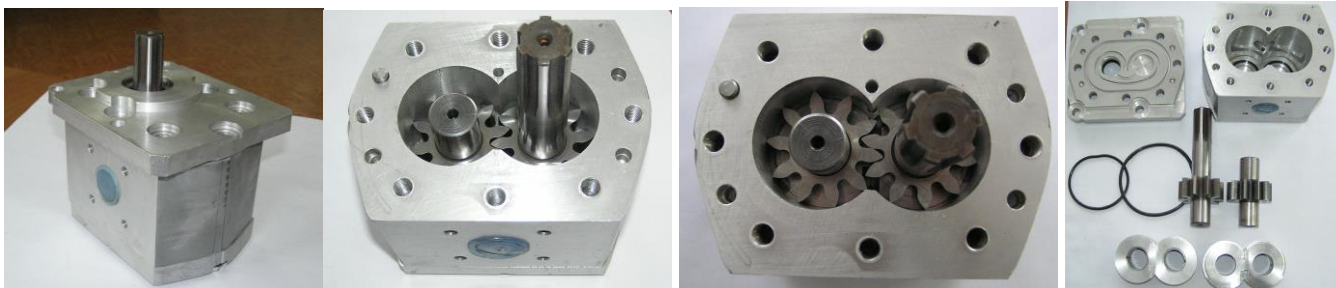


Рис. 29 Загальний вигляд, внутрішня будова і деталювання експериментального насоса з підвищеною питомою подачею - НШ-32-3 ЗПРОН

Основні геометричні параметри ЗЗ експериментального НШ-32-3 ЗПРОН у порівнянні з серійним НШ 32-3 УК показали, що дослідний зразок перевершує серійний за питомим РОН і РОН на 11...17%. Тиск на виході НШ, КП, загальний та механічний ККД, частота обертання і ресурс залишаються на рівні серійного насоса.

Запропонована методика розрахунку і проектування НШ дозволяє суттєво, не менше ніж в два рази, перевершити досягнуті результати за питомим РОН, але жорсткі обмеження виробників, які були накладені на проєктований насос НШ-32-3 ЗПРОН, а саме: залишити без зміни міжцентрову відстань  $A = 45$  мм і збільшити кількість зубів шестерень не дозволили цього досягти.

У процесі оптимізації ЗЗ КВ НШ з ЗПРОН отриманий НШ, у якого РОН становить  $V_0 = 36,33$  м<sup>3</sup>. Привести РОН НШ з ЗПРОН до стандартного РОН  $V_0 = 32$  м<sup>3</sup> досягли зменшенням ширини його шестерень. А це призводить до зниження навантаження на підшипники ковзання, що створює об'єктивні передумови для зменшення їх довжини, а отже і висоти всього НШ, тобто до зменшення габаритів і маси НШ. Запропонована методика проектування НШ із ЗПРОН може бути використана при модернізації певного типорозмірного ряду насосів в межах існуючих корпусних деталей для зниження матеріаломісткості і собівартості НШ з ЗПРОН. При проектуванні НШ, габаритні розміри якого на один типорозмірний ряд нижче, але який здатен забезпечити подачу насосів більш високого типорозмірного ряду. У цьому випадку при проектуванні використовується мінімальна кількість обмежуючих факторів, що дозволяє максимально використати всі переваги запропонованої методики проектування ЗЗ КВ НШ з оптимальними параметрами і отримати максимальний ефект, як в технічному, так і в економічному плані.

Наступною пропозицією є використання ЗЗ з розрахунковим дробовим модулем без переходу до стандартного ряду модулів і ЗЗ з меншим кутом вихідного профілю  $\alpha_0 = 15^0 \dots 12^0$ , що дозволяє повністю реалізувати закладений в запропонованій методиці потенціал.

З вищевикладеного витікає, що запропоноване ЗЗ КВ дозволяє знизити матеріаломісткість, енергоємність і собівартість виготовлення НШ за рахунок зменшення його габаритних розмірів і розмірів його елементів не менш ніж на 10%, що дозволить отримати техніко-економічний ефект від впровадження експериментального НШ із збільшеним питомим РОН у виробництво, який становить біля 21 грн. в розрахунку на один насос при програмі 250 тис. насосів на рік.

У заключному підрозділі також приділено увагу перспективам подальшого підвищення технічного рівня НШ.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті проведених теоретичних узагальнень і експериментальних досліджень робочого процесу подачі НШ вирішена науково-практична проблема, що полягає в розвитку теорії, розробці ряду методик проектування НШ, спрямованих на підвищення його технічного рівня на основі узагальнених ФМ і ММ процесу подачі. Проведені в дисертаційній роботі дослідження дозволяють сформулювати наступні висновки:

1. Аналіз робіт, що передували даній роботі дозволив визначити технічний рівень існуючих конструкцій НШ за основними функціональними показниками. Встановлено, що існуючі теорії, які описують процес подачі, пульсацію миттєвої подачі і тиску та розробки, спрямовані на підвищення основних технічних характеристик не в повній мірі відповідають сучасним потребам подальшого підвищення технічного рівня НШ.

2. Сформульовані умови підвищення тиску в процесі подачі робочої рідини НШ, які полягають в необхідності підвищення гідравлічного опору внутрішнім витокам через зазори в сполученнях деталей НШ. Встановлено, що подача НШ при певному тиску в стільки разів більше внутрішніх витоків, у скільки разів гідравлічний опір внутрішнім витокам більше опору зовнішнього навантаження. Запропоновані заходи які сприяють не тільки зростанню тиску, але й зниженню внутрішніх витоків і підвищенню коефіцієнта подачі НШ.

3. Теоретичними дослідженнями встановлена зневажливо мала геометрична пульсація миттєвої подачі. Цей висновок ґрунтується на запропонованих ФМ і ММ миттєвої подачі і підтверджений геометричним моделюванням процесу миттєвої подачі.

Встановлена особливість миттєвої подачі в полюсі ЗЗ, яка полягає в тому, що в цій точці НШ забезпечує максимальну теоретично можливу для даних параметрів ЗЗ миттєву подачу. Ця особливість процесу подачі НШ являється причиною наявності зубчастої складової пульсації миттєвої подачі.

Встановлена залежність числа точок екстремуму функції миттєвої подачі від кута зачеплення. При цьому, якщо кут зачеплення  $\alpha < \alpha_{\text{ед}} = 30^{\circ}$ , то крива пульсації миттєвої подачі НШ спрямована вершиною донизу і має одну точку екстремуму, якщо ж кут зачеплення  $\alpha > \alpha_{\text{ед}} = 30^{\circ}$ , то крива пульсації миттєвої подачі НШ спрямована вершиною вгору і має три точки екстремуму.

Дослідження ступеня впливу кожного з вихідних параметрів ЗЗ качаючого вузла на ступінь нерівномірності миттєвої подачі дало право стверджувати, що функція ступеня нерівномірності подачі має мінімум, що стало основою розробки оптимізаційної моделі для зменшення ступеня нерівномірності миттєвої подачі для заданих умов проектування НШ.

4. Запропоновані нові підходи до підвищення питомого робочого об'єму НШ, які полягають у зменшенні від'ємної складової процесу подачі і реалізовані зменшенням довжини радіусів, що з'єднують центр обертання шестерень з точкою контакту зубів шестерень по евольвентним профілям і зменшенням швидкості їх повороту.

Оптимізація параметрів ЗЗ качаючого вузла дозволяє збільшити питомий робочий об'єм НШ не менше, ніж на 20...35%. Це стало можливим завдяки тому, що пропонується методика дозволяє змінювати параметри ЗЗ в напрямку росту робочого об'єму при збереженні габаритних розмірів насоса. Подальше підвищення питомого робочого об'єму можливо шляхом зменшення кута вихідного профілю інструмента до  $\alpha_0 = 12^{\circ}$ , що дозволяє збільшити питомий робочий об'єм НШ ще на 11...12%.

5. Розроблена методика розрахунку параметрів ЗЗ качаючого вузла НШ з опти-

мальними параметрами дала можливість спроектувати конструкцію НШ з максимально можливими на даний час технічними характеристиками за питомим робочим об'ємом. Стендові експериментальні дослідження працездатності дослідних зразків НШ-32- 3 ЗПРОН і НШ 20 (32) ЗПРОН показали, що питомий робочий об'єм експериментального НШ на 14% перевершує серійний, питома потужність НШ-32-3 ЗПРОН на 17% більше серійного, а по решті технічних параметрів вони не поступаються серійним зразкам, що підтверджує високу працездатність експериментальних НШ і є необхідною умовою для подальшої реалізації проекту і його впровадження у виробництво.

6. Експериментальними дослідженнями пульсації миттєвої подачі і тиску встановлено, що дослідні дані пульсації миттєвої подачі і тиску в 2,0...2,5 рази нижче, ніж у відповідності з традиційними уявленнями, що свідчить про неправомірність використання традиційних ФМ і ММ для розрахунку пульсації процесу подачі.

Встановлено, що сумарна пульсація подачі і тиску складається з двох складових: обертової з частотою, що дорівнює частоті обертання ведучої шестерні і зубчастої, з частотою, яка дорівнює добутку частоти обертання на число зубів ведучої шестерні.

Наявність і величина обертової складової пульсації миттєвої подачі і тиску є наслідком похибки кроку ЗЗ, що виникає в процесі виготовлення шестерень НШ. Ця складова усувається або підвищенням точності виготовлення шестерень, або селективною підбиранням пар ЗЗ.

Зубчаста складова пульсації, наявність якої було спрогнозовано запропонованою ФМ і ММ процесу миттєвої подачі, пояснюється, як результат миттєвого підвищення подачі і тиску, внаслідок зупинки обертання радіусів, що з'єднують центри обертання шестерень з точкою зачеплення шестерень в полюсі ЗЗ.

7. Порівняльний аналіз результатів теоретичного (розрахункового) і експериментального визначення робочого об'єму НШ показав, що максимальна розбіжність між ними не перевершує 0,35%. Розбіжність між теоретичними і фактичним значенням функціональних показників: тиску, подачі, загального і механічного ККД і ресурсу експериментального НШ зі збільшеним робочим об'ємом не перевершує 5,0%. Такий збіг результатів служить експериментальним підтвердженням адекватності запропонованих узагальнених ФМ і ММ процесу подачі НШ.

8. Адаптація конструктивних параметрів експериментального НШ -32 -3 із збільшеним робочим об'ємом до існуючого типорозмірного ряду дозволяє привести його робочий об'єм у відповідність до технічних вимог, що дало можливість знизити масу насоса на 10%, за рахунок чого і був отриманий економічний ефект.

9. Результати досліджень передані на Кіровоградське ПАТ «Гідросила». Запропонована конструкція НШ -32 -3 ЗПРОН прийнята до впровадження на Кіровоградському ПАТ "Гідросила". Очікуваний економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції НШ -32 -3 ЗПРОН при програмі 250 тис. на рік і капітальних витратах на його впровадження у виробництво 5,0 млн. грн. становить 5,16 млн. грн. Результати досліджень також впроваджені в навчальний процес КНТУ та використовуються при читанні лекцій, проведенні лабораторних робіт і при виконанні курсових, дипломних та магістерських робіт.

## **СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен Теория, конструкция и расчет. - Монография / Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Бевз О.В., Титов Ю.А. – Кировоград: «КОД», 2009 – 243 с.

*Здобувачем виконані основні теоретичні і експериментальні дослідження щодо руху РР у відсіченій порожнині, вирішена задача зниження втрат енергії в ній, йому належать також основні ідеї по виключенню компресії РР у відсіченій порожнині НШ.*

2. Кулешков Ю.В. Вплив величини радіального зазору на зношення корпусу шестеренного насоса типу НШ під час обкатки. / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. // Вибрації в техніці та технологіях. - 2003. - № 2 (28). - С. 95 - 98.

*Здобувачем проаналізовані причини зносу корпусу НШ на стадії обкатки і запропоновані зміни граничних відхилень розмірів шестерні у відповідності з можливими витоками РР через радіальний зазор.*

3. Кулешков Ю.В. Теоретическое определение подачи шестеренного насоса с регулируемой подачей. / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. // Промислова гідраліка і пневматика. - 2005. - № 2 (8). - С. 114 - 119.

*Здобувачем отримані аналітичні залежності зміни об'єму робочої камери від параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса з регульованою подачею.*

4. Кулешков Ю.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. / Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Бевз О.В. // Промислова гідраліка і пневматика. - № 3 (13). - 2006. - С. 98 - 102.

*Здобувачем запропоновано адаптувати методики дослідження працездатності НШ для випадку дослідження шестеренного насоса з регульованою подачею.*

5. Кулешков Ю.В. Математическая модель утечек через торцевой межцентровый зазор шестеренного насоса типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвиенко А.А., Руденко Т.В. // Промислова гідраліка і пневматика. - 2008. - №2 (20). - С. 73-79.

*Здобувачем запропонована нова ММ втрат РР через міжцентровий зазор НШ, в яких враховано вплив особливостей зміни тиску, довжини і ширини цього зазору на об'єм втрат РР.*

6. Черновол М.І. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки / Черновол М.І., Кулешков Ю.В. // Вісник аграрної науки. - 2008. - № 8. - С. 52 - 54.

*Здобувачем розроблена ММ КВОВШ, дослідження якої дозволило встановити вплив параметрів ЗЗ на питому подачу НШ.*

7. Черновол М.І. Оптимізація зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму. / Черновол М.І., Кулешков Ю.В. // Вісник аграрної науки. - 2011. - № 5. - С. 42 - 45.

*Здобувачем розроблена нова ФМ і ММ подачі НШ, на основі яких розроблена методика оптимізації ЗЗ НШ з метою збільшення питомого РОН.*

8. Кулешков Ю.В. Моделирование внутренних утечек в шестеренных насосах НШ с использованием электрических аналогий. / Кулешков Ю.В., Аулин В.В., Магопек С.А. // Збірник наукових праць КДТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». - Кіровоград: КДТУ, 2001. - Вип. 8. - С. 3 - 7.

*Здобувач запропонував при моделюванні внутрішніх втрат РР в НШ використовувати закономірності аналогічні тим, що існують в теорії електричних ланцюгів.*

9. Кулешков Ю.В. Підвищення гідралічного опору в радіальних спряженнях насосів типу НШ. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць КДТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». - Кіровоград: КДТУ, 2001. - Вип. 8. - С. 8 - 15.

*Здобувач запропонував збільшити гідралічний опір на шляху витоків робочої рідини через радіальний зазор НШ.*

10. Кулешков Ю.В. Результати експериментального дослідження тиску в затиснутому об'ємі шестеренного насоса, в якому відсутня компресія робочої рідини. /

Кулешков Ю.В., Бевз О.В., Матвієнко О.О., Москаленко Г.В. // Збірник наукових праць КДТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». - Кіровоград: КДТУ, 2003. - Вип. 12. - С. 301 - 307.

*Здобувачем запропоновано методика і проведені експериментальні дослідження особливостей зміни тиску в затиснутому об'ємі НШ, в якому відсутня компресія РР.*

11. Кулешков Ю.В. Методика дослідження довговічності шестеренного насоса з асиметричною лінією, в якому виключено компресію робочої рідини в затиснутому об'ємі. / Кулешков Ю.В., Бевз О.В. // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. - Харків: ХДТУСГ, 2004. - Вип. 23. - С. 161 - 168.

*Здобувачем запропоновано вдосконалення методики проведення ресурсних стендових досліджень експериментальних НШ, в яких відсутня компресія РР в затиснутому об'ємі.*

12. Кулешков Ю.В. Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насосов НШ. / Кулешков Ю.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Кіровоград: КДТУ, 2004. - Вип. № 34. - С. 178 - 186.

13. Кулешков Ю.В. Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць КНТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». - Кіровоград: КНТУ, 2006. - Вип. 17. - С. 205 - 208.

*Здобувачем проаналізовані відомі ММ втрат РР через радіальний зазор НШ, що дало можливість визначитись з напрямком подальшого вдосконалення існуючих ММ.*

14. Кулешков Ю.В. Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном насосе типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвиенко А.А., Руденко Т.В., Русских В.В. // Збірник наукових праць КНТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» - Кіровоград: КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 284 - 292.

*Здобувачем запропоновано новий підхід при розробці математичної моделі торцевих радіально направлених витоків.*

15. Кулешков Ю.В. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А. // Збірник наукових праць КНТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» - Кіровоград: КНТУ, 2008. - Вип. 21. - С. 253 - 262.

*Здобувачем запропонована нова ММ миттєвої подачі шестеренного насоса.*

16. Кулешков Ю.В. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. Гуцул В.І., Осін Р.А. // Збірник наукових праць КНТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» - Кіровоград: КНТУ, 2010. - Вип. 23. - С. 278 - 390.

*Здобувачем запропонована нова ФМ і ММ подачі НШ і досліджено поведінку отриманої ММ від параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса.*

17. Кулешков Ю.В. Повышение удельной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А. // MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin 2009. S. 193 – 206.

*Здобувачем проаналізовані відомі методи збільшення подачі НШ і на основі розробленої ММ і запропонований новий спосіб збільшення питомої подачі НШ.*

18. Кулешков Ю.В. Методика стендових випробувань шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О., Руденко Т.В., Красота М.В., Тітов Ю.О. // Збірник наукових праць КНТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве

машинобудування, автоматизація» - Вип. 24 частина II. - Кіровоград: КНТУ, 2011. - Вип. 24 частина II. - С. 97 - 110.

*Здобувачем запропонована методика дослідження основних технічних характеристик шестеренного насоса.*

19. Кулешков Ю.В. Оптимизация зубчатого зацепления шестеренного насоса с целью повышения его удельной подачи. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Красота М.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Кіровоград: КНТУ, 2011. - Вип. № 41 частина II. - С. 257 – 264.

*Здобувачем розроблена методика оптимізації зубчатого зачеплення шестеренного насоса з метою збільшення питомого робочого об'єму насоса.*

20. Кулешков Ю.В. Экспериментальные исследования шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом. / Кулешков Ю.В. Руденко Т.В., Красота М.В., Русских В. В., Кулешкова К. Ю. // Збірник наукових праць КНТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» - Кіровоград: КНТУ, 2011. - Вип. 25 частина II - С. 361 - 371.

*Здобувачем розроблена методика і проведені експериментальні дослідження працездатності шестеренного насоса із збільшеним питомим робочим об'ємом.*

21. Кулешков Ю.В. Ресурсные испытания шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом. / Кулешков Ю.В. Руденко Т.В., Красота М.В., Русских В. В., Кулешкова К. Ю. // Збірник наукових праць КНТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» - Кіровоград: КНТУ, 2011. - Вип. 25 частина II.- С. 309–314.

*Здобувачем розроблена методика і проведені ресурсні випробування шестеренного насоса із збільшеним питомим робочим об'ємом.*

22. Кулешков Ю.В. Физическая и математическая модели повышения давления рабочей жидкости в шестеренном насосе. / Кулешков Ю.В., Кулешкова К.Ю., Руденко Т.В., Красота М.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Кіровоград: КНТУ, 2012. - Вип. № 42 частина I. С. 241 – 250.

*Здобувачем запропонована ФМ і відповідна їй ММ підвищення тиску РР в процесі подачі НШ при збереженні основних його технічних характеристик, зокрема коефіцієнта подачі на рівні серійних насосів.*

23. Кулешков Ю.В. Расчет параметров зубчатого зацепления экспериментального шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Красота М.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Кіровоград: КНТУ, 2012. - Вип. № 42 частина II. - С. 196 – 202.

*Здобувачем запропонована методика проектування НШ з оптимальними параметрами 33 КВ, що дозволяє отримати НШ з максимальною подачею для даних умов проектування.*

24. Кулешков Ю.В. Перспективы повышения технического уровня шестеренных насосов. / Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Красота М.В., Русских В.В., Кулешкова К.Ю. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник - Кіровоград: КНТУ, 2012. - Вип. № 42 частина I. - С. 161–168.

*Багаторічний досвід проектування НШ дозволив здобувачеві передбачити спрямування подальшого розвитку конструкцій НШ із підвищеними технічними характеристиками.*

25. Кулешков Ю.В. Особенности проектирования шестеренного насоса с повышенной подачей. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Красота М.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Кіровоград: КНТУ, 2012. - Вип. № 42 частина II. - С. 122 – 129.

*Здобувачеві належить ідея зменшення габаритних розмірів і маси за рахунок зменшення висоти КВ НШ із збільшеним питомим РОН при збереженні його подачі.*

26. Деклараційний патент на винахід (Україна) № 63343 А, МПК<sup>7</sup> F04C2/08, Спосіб регулювання об'ємної подачі шестеренних гідромашин / Ю.В. Кулешков, М.І.Черновол, О.О. Матвієнко, О.В. Бевз, М.Г. Москаленко, Т.В. Руденко; заявник та власник патенту КДТУ. – 2003043014; заявл. 07.04.2003; опубл. 15.01.2004 Бюл. № 1.

*Здобувачем запропоновано спосіб регулювання робочого об'єму шестеренного насоса шляхом зміни міжцентрової відстані.*

27. Деклараційний патент на корисну модель (Україна) № 2910, МПК<sup>7</sup> B23P6/00 Спосіб виготовлення шестеренного насоса з підвищеним коефіцієнтом об'ємної подачі. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Матвієнко О.О.; заявник та власник патенту КДТУ. – № 2003076224; заявл. 04.07.2003; опубл. 15.09.2004 Бюл. № 9.

*Здобувач запропонував збільшити КП НШ шляхом ефективного використання фрикційної складової внутрішніх витоків РР через радіальний зазор насоса.*

28. Деклараційний патент на корисну модель № 8189 (Україна) B23P6/00<sup>7</sup> F04C2/08, Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення з регульованою подачею./ Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, О.В. Бевз, О.О. Матвієнко, А.А. Волк; заявник та власник патенту КНТУ. – 2005 01 013; заявл. 04.02.2005; опубл. 15.07.2005 Бюл. № 7.

*Здобувачем запропоновано регульований НШ, в якому ведена шестерня розташовується в ущільнюючому елементі, який виконано з ексцентриситетом, що визначається за запропонованою залежністю.*

29. Патент на корисну модель (Україна) № 29840 МПК<sup>7</sup> B23P 6/00 Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Магопець С.О., Осин Р.А., Руденко Т.В., Бевз О.В.; заявник та власник патенту КНТУ. – u200711614; заявл. 22.10.2007; опубл. 25.01.2008.

*Здобувачем запропоновано спосіб підвищення питомого РОН НШ за рахунок зменшення міжцентрової відстані ЗЗ шестерень насоса.*

30. Патент на корисну модель (Україна) № 40093, МПК<sup>7</sup> F04C 14/00. Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин. /Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Осин Р.А., Кропівна А. В., Кулешкова К.Ю. заявник та власник патенту КНТУ. – u200812304; заявл. 20.10.2008; опубл. 25.03.2009 Бюл. № 6

*Здобувачем запропоновано спосіб підвищення питомого РОН НШ шляхом зменшення міжцентрової відстані, яку визначають за запропонованою залежністю.*

31. Кулешков Ю.В. Результати експериментального дослідження тиску в шестеренному насосі в якому відсутня компресія робочої рідини. / Бевз О.В., Матвієнко О.О., Москаленко Г.В // Тези доповідей. Першої Міжнародної науково-технічної конференції «Машинобудування та металообробка - 2003», 17 – 19 квітня 2003 р. – Кіровоград: 2003. – С. 130 - 132.

*Здобувачем запропонована нова методика дослідження тиску в НШ, що полягає в вимірюванні зміни тиску в міжзубовій западині в залежності від кута повороту шестерні з використанням тензодатчиків.*

32. Кулешков Ю.В. Математическая модель торцовых утечек в шестеренном насосе типа НШ / Кулешков Ю.В., Матвиенко А.А. // Тези ІХ Міжнародної науково-технічної конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики "Промислова гідравліка і пневматика", 22 - 23 квітня 2008 р. - Кременчук: 2008. - С. 28 - 29.

*Здобувачем запропонована нова ММ втрат РР, в якій враховані особливості руху робочої рідини через торцевий зазор в перехідній зоні шестеренного насоса.*

33. Кулешков Ю.В. Математическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В. // Матеріали XVII Міжнародної науково - технічної конференції «Гідромеханіка в інженерній практиці» 17 – 20 квітня 2012 р. - Черкаси, Україна: 2012. - С. 158 -161.

*Здобувачем запропонована нова ММ МП робочої рідини в шестеренному насосі.*

Наведені публікації містять результати безпосередньої роботи здобувача на окремих етапах дослідження, повною мірою відображають основні положення та висновки роботи. Авторська участь здобувача в опублікованих наукових працях погоджена зі співавторами.

## АНОТАЦІЇ

**Кулешков Ю.В. Підвищення технічного рівня шестеренного насоса на основі нових фізичних і математичних моделей процесу подачі.** На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. - Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, 2013.

У дисертаційній роботі наведено результати досліджень, спрямованих на подальше підвищення технічного рівня шестеренного насоса (НШ) по подачі, тиску, питомим характеристиками та зниження пульсації подачі і тиску. Отримані результати базуються на розроблених нових фізичних і математичних моделях робочого процесу подачі НШ.

Запропонована нова фізична модель процесу подачі істотно відрізняється від існуючих тим, що процес подачі в НШ складається з двох протилежно спрямованих рухів елементів шестерень. Зустрічний рух зубів шестерень до моменту їх зачеплення зменшують об'єм камери нагнітання, що забезпечує подачу робочої рідини. Після зачеплення зубів роль їх змінюється на протилежну: при обертанні зубів відбувається збільшення об'єму камери нагнітання, що перешкоджає подачі. Ця фізична і розроблена на її основі математична модель процесу подачі дозволили пояснити ряд особливостей у роботі НШ.

На основі нових уявлень про принципи процесу подачі були запропоновані критерії та методи оптимізації параметрів зубчастого зачеплення качаючого вузла НШ з метою підвищення питомого робочого об'єму, питомої подачі і потужності і зниження пульсації миттєвої подачі і тиску насоса.

Експериментальні дослідження шестеренних насосів, що були спроектовані за запропонованими методиками, підтвердили адекватність теоретичних досліджень.

*Ключові слова:* шестеренний насос, процес подачі, тиск, оптимізація параметрів зубчастого зачеплення качаючого вузла, питома подача, пульсація миттєвої подачі і тиску.

**Кулешков Ю.В. Повышение технического уровня шестеренного насоса на основе новых физических и математических моделей процесса подачи.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, 2013.

В диссертационной работе изложены результаты решения научно-практической проблемы дальнейшего повышения технического уровня шестеренного насоса (НШ) на основе теоретических обобщений рабочего процесса подачи. Результатом этих



разработок стали новые физические и математические модели (ФМ и ММ), которые позволили объяснить ряд особенностей в работе НШ, что явилось теоретической основой дальнейшего совершенствования НШ.

Отличительной чертой предложенных ФМ и ММ является то, что рабочий процесс подачи НШ состоит из двух противоположно направленных движений элементов шестерен. Встречное движение зубьев шестерен до момента их зацепления уменьшают объем камеры нагнетания, что обеспечивает подачу рабочей жидкости. После зацепления этих зубьев роль их меняется на противоположную: при их вращении происходит увеличение объема камеры нагнетания, что препятствует подаче НШ.

Разработанная на основе предложенной ФМ - ММ мгновенной подачи (МП) позволила аналитически доказать практическое отсутствие пульсации МП на всем протяжении зубчатого зацепления (ЗЗ) исключая полюс ЗЗ. Этот вывод был подтвержден как аналитически, так и геометрическим моделированием. При этом установлено, что функция изменения угловой скорости вращения радиусов, соединяющих центр вращения шестерен с точкой зацепления, находится в противофазе с функцией изменения их длины, что и является физической основой того, что пульсация процесса МП и давления существенно ниже, чем в соответствии с традиционными представлениями.

Следующей особенностью МП НШ является то, что в полюсе ЗЗ создаются условия, которые обеспечивают максимально возможную для данных параметров ЗЗ качающего узла МП. Это позволяет высказать предположение, что это является причиной зубчатой составляющей пульсации.

При исследовании остаточной пульсации были разработаны ФМ и ММ степени неравномерности МП, отображающие ее зависимость от угла поворота ведущей шестерни, которые позволили установить зависимость числа точек экстремума от угла ЗЗ. При угле зацепления  $\alpha < \alpha_{\text{сб}} = 30^{\circ}$ , кривая пульсации МП НШ направлена вершиной вниз и имеет одну точку экстремума, если же угол зацепления  $\alpha > \alpha_{\text{сб}} = 30^{\circ}$ , то кривая пульсации МП направлена вершиной вверх и имеет три точки экстремума. На основе этих исследований была предложена методика оптимизации параметров ЗЗ качающего узла с целью получения НШ с минимальным значением степени неравномерности МП для заданных условий проектирования НШ.

На основе новых представлений о принципах рабочего процесса подачи НШ были предложены критерии и методики оптимизации параметров ЗЗ качающего узла НШ с целью повышения удельного рабочего объема и подачи.

Разработанные ММ МП позволили увидеть новые подходы к повышению удельного рабочего объема НШ, состоящие в уменьшении отрицательной составляющей процесса подачи, что может быть осуществлено уменьшением длины радиусов, соединяющих центр вращения шестерен с точкой контакта зубьев шестерен по эвольвентному профилю и уменьшением скорости их вращения.

В процессе разработки методики оптимального проектирования ЗЗ с целью увеличения удельного рабочего объема и подачи НШ в качестве критерия оптимальности использовали безразмерный коэффициент использования объема, занимаемого венцами шестерен. Оптимизация параметров ЗЗ качающего узла позволяет увеличить удельный рабочий объем не менее, чем на 20%...35%. Это стало возможным благодаря тому, что предлагаемая методика позволяет изменять параметры ЗЗ в направлении роста рабочего объема при сохранении габаритных размеров НШ. Дальнейшее повышение удельного рабочего объема возможно путем уменьшения угла исходного профиля инструмента до  $\alpha_0 = 12^{\circ}$ , что позволяет увеличить его еще на 11%...12%.

Экспериментальные исследования пульсации МП и давления показали, что суммарная пульсация складывается из двух составляющих: оборотной, с частотой, равной частоте вращения ведущей шестерни и зубчатой, с частотой, равной произведению частоты вращения на число зубьев ведущей шестерни.

Наличие и величина оборотной пульсации является следствием погрешности шага ЗЗ, возникающей в процессе изготовления шестерен НШ. Эта составляющая пульсации устраняется либо повышением точности изготовления шестерен, либо селективной подборкой пар зацепления.

Зубчатая составляющая пульсации, наличие которой было спрогнозировано предлагаемой ФМ и ММ процесса МП, является результатом моментального повышения МП и давления, вследствие остановки вращения радиусов, соединяющих центр вращения шестерен с точкой зацепления шестерен в полюсе зацепления.

Экспериментальные исследования опытных образцов НШ подтвердили адекватность разработанных ФМ и ММ рабочего процесса подачи НШ.

Адаптация конструктивных параметров экспериментального НШ -32 -3 с увеличенным рабочим объемом к существующему типоразмерному ряду дала возможность снизить массу насоса на 10%, за счет чего и был получен экономический эффект. Предлагаемая конструкция НШ -32 -3 с увеличенным удельным РОН принята к внедрению на Кировоградском ПАО „Гидросила”.

**Ключевые слова:** шестеренный насос, процесс подачи, давление, оптимизация параметров зубчатого зацепления качающего узла, удельная подача, пульсация мгновенной подачи и давления.

**Kuleshkov Y. Improving the technical level of gear pumps based on new physical and mathematical models of the flow process.** As the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of doctor of technical sciences on a specialty 05.05.17 - hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units. - National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, 2013.

In the dissertation work presents the results of research which were aimed at improving the technical level gear pumps of flow, pressure, specific performance and reduce flow ripple and pressure. The results are based on the developed new physical and mathematical models of working process of gear pumps flow.

Proposed a new physical model of flow which is very different from existing ones that is gear pump process flow which consists of two oppositely directed movements of gears elements. A counter movement of teeth gears until their engagement to reduce the volume of pumping chamber which providing the working fluid flow. After the teeth engagement their role is reversed: the rotation teeth there is an increase the volume of pumping chamber, which prevents the flow. This physical model and developed on this basis mathematical model of the flow process explain several features in the gear pump.

Based on new concepts of principles gear pump process flow were proposed criteria and methods of optimization parameters of rocking a knot teeth engagement in order to increase the specific working volume, specific and power flow and reduce the ripple instantaneous flow and pressure pump.

Experimental research gear pumps that were projected according to the proposed methods, confirmed the adequacy of theoretical studies.

*Keywords:* gear pumps, flow process, pressure, optimization parameters of rocking a knot teeth engagement, the specific flow, pulse instantaneous flow and pressure.

