

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА,
ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА
РЕМОНТ МАШИН»



КВАЛІФІКАЦІЙНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему

«Дослідження особливостей роботи шестеренного насосу з
регульованою подачею із розробкою технології його
виготовлення у ТДВ «М'ясокомбінат «Ятрань»»
м. Кропивницький»

Виконав:

магістрант групи ТС 23 М1 Валентин ЛУГВІЩИК
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник:

К.т.н., доц. Тимофій РУДЕНКО
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

К. т. н., доц. Сергій МАГОПЕЦЬ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«___» _____ 2024 р.

Рецензент:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«___» _____ 2024 р.

ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 20 «Аграрні науки та продовольство»

Спеціальність: 208 – Агроінженерія

освітньо-професійна програма: «Технічний сервіс сільськогосподарської техніки»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
 « ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

ЛУГВІЩИК Валентин Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Дослідження особливостей роботи шестеренного насосу з регульованою подачею із розробкою технології його виготовлення у ТДВ «М'ясокомбінат «Ятрань»» м. Кропивницький»

Керівник роботи Руденко Тимофій Вікторович, канд. техн. наук, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові)

(науковий ступінь)

(вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «27» вересня 2024 р. № 65-13

2. Строк подання здобувачем роботи «31» грудня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи 1. Матеріали переддипломної практики. 2. Методичні вказівки для виконання випускної кваліфікаційної роботи для здобувачів за освітньо-професійної програми «Технічний сервіс» другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 – «Агроінженерія». 3. Гідравлічні машини. В трьох частинах. 4. Методичні вказівки до курсового проекту. 5. Технічні вимоги на ТО і КР автомобілів.

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

4.1 Розділ 1._ Область застосування насосів об'ємного типу. Порівняння різних способів регулювання швидкості вихідної ланки гідроприводу. Тенденції розвитку гідроприводу. Аналіз існуючих конструктивних рішень регульованих шестеренних насосів Обґрунтування теми магістерської роботи

4.2 Розділ 2. Визначення взаємозв'язку геометричних параметрів 33 при визначенні подачі РН. Результати розрахунку геометричних параметрів 33 і подачі РН. Регуляторна характеристика РН. Параметри, що характеризують якість регулювання РН Обмеження способу регулювання РН шляхом зміни МВ його 33

4.3 Розділ 3 Особливості конструкції РН. Принцип роботи шестеренного насоса з регульованою подачею. Результати визначення залежності потужності, яку розвиває експериментальний шестеренний насос в залежності від зміни МВ. Результати визначення номінального тиску, який розвиває експериментальний РН. Результати дослідження залежності КП експериментального РН від зміни МВ (ОРК насоса). Результати дослідження поведінки подачі експериментального РН від зміни міжцентрової відстані, регуляторна характеристика РН. Результати визначення крутного моменту на керуючий вилці

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

1. Тема магістерської роботи. Мета і задачі дослідження.
2. Аналіз існуючих конструктивних схем регульованих насосів.
3. Способи регулювання об'єму робочої камери
4. Взаємозв'язок геометричних параметрів зубчатого зачеплення .
5. Параметри, що характеризують якість регулювання.
6. Умови, що обмежують пропонований спосіб регулювання.
7. Результати експериментальних досліджень
8. Загальні висновки

7. Дата видачі завдання 10 вересня 2024 р.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розділ 1. Загальна характеристика та особливості базового підприємства	15 вересня	
2	Розділ 2. Стан питання, мета і задачі дослідження	10 жовтня	
3	Розділ 3 Розробка і пропонованого способу регулювання шестеренного насоса	20 листопада	
4	Розділ 4 Результати експериментальних досліджень	1 грудня	
5	Графічний матеріал	31 грудня	

Магістрант _____ Валентин ЛУГВІЩИК
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Тимофій РУДЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

У даній кваліфікаційній магістерській роботі на здобуття другого магістерського рівня вищої освіти зі спеціальності 208 «Дослідження особливостей роботи шестеренного насоса з регульованою подачею із розробкою технології його виготовлення у ТДВ «М'ясокомбінат «Ятрань» м. Кропивницький» розроблено питання зміни регулювання подачі шестеренного насоса шляхом зміни ступеня заглиблення зуба в міжзубову западину, що досягається зміною міжцентрової відстані зубчатого зачеплення насоса у ТДВ «Мясокомбінат «Ятрань»» м. Кропивницький.

У першому розділі розглядаються сучасні напрямки розвитку об'ємних гідроприводів, зокрема фокус на розширення застосування регульованих насосів та гідромоторів. Це зумовлено прагненням до покращення управління і підвищення ефективності (ККД) об'ємних гідроприводів. Тема магістерської роботи аргументовано обґрунтована в контексті цих тенденцій.

Другий розділ присвячений розробці математичної моделі регульованого насоса, що була створена на основі аналізу наявного стану питання та визначених цілей і задач дослідження. Модель дає змогу детально вивчати взаємозв'язки між параметрами зубчатого зачеплення і функціональними характеристиками регульованого насоса. Вона включає аналітичні вирази для залежності подачі від параметрів зубчатого зачеплення, таких як коефіцієнт профільного зміщення, кут вихідного профілю, число зубів і модуль зубчатого зачеплення, а також для залежностей подачі від міжцентрової відстані, зміни подачі від цієї відстані (регуляторні характеристики), а також функціональних параметрів, таких як діапазон регулювання та коефіцієнт глибини регулювання. Крім того, враховано залежності, які обмежують існування зубчатого зачеплення.

У третьому розділі представлені результати експериментальних досліджень, основною метою яких є перевірка працездатності регульованого насоса. Вони полягають у вимірюванні технічних характеристик насоса та порівнянні теоретичних і експериментальних результатів. Виявлено, що експериментальне визначення коефіцієнта глибини регулювання та діапазону регулювання насоса практично співпадає з теоретичними даними з похибкою, що не перевищує 3,58 %.

Дослідження також показали, що номінальний тиск, який може створити насос, становить 16 МПа, а максимальний тиск – 21 МПа, що відповідає насосам НШ третього виконання, на базі яких був розроблений регульований насос. При вивченні залежності коефіцієнта подачі від тиску при номінальному значенні об'єму робочої камери для різних частот обертання було встановлено, що поведінка отриманих залежностей відповідає типовим характеристикам для серійних насосів. Це підтверджує відому закономірність: із зростанням тиску коефіцієнт подачі знижується по лінійній залежності. Також було відзначено, що зі збільшенням частоти обертів насоса зменшується швидкість зниження коефіцієнта подачі.

Кваліфікаційна магістерська робота складається з вступу, 3 розділів, висновків; містить 60 сторінка тексту, 23 рисунків, 3 таблиць, 5 додатків.

ЗМІСТ

Титульний лист	1
Завдання	2
Реферат	4
Зміст	6
Список умовних скорочень	7
Вступ	8
1.1 Коротка характеристика ТДВ „Ятрань”	10
1.2 Область застосування насосів об'ємного типу	12
1.3 Порівняння різних способів регулювання швидкості вихідної ланки гідроприводу	13
1.4 Тенденції розвитку гідроприводу	17
1.5 Аналіз існуючих конструктивних рішень регульованих шестеренних насосів	18
1.6 Обґрунтування теми магістерської роботи	25
РОЗДІЛ 2	27
2.1 Визначення взаємозв'язку геометричних параметрів ЗЗ при визначенні подачі РН	
2.2 Результати розрахунку геометричних параметрів ЗЗ і подачі РН	29
2.3 Регуляторна характеристика РН	39
2.4 Параметри, що характеризують якість регулювання РН	43
2.5 Обмеження способу регулювання РН шляхом зміни МВ його ЗЗ	44
РОЗДІЛ 3	47
3.1. Особливості конструкції РН	47
3.2. Принцип роботи шестеренного насоса з регульованою подачею	47
3.2.1. Результати визначення залежності потужності, яку розвиває експериментальний шестеренний насос в залежності від зміни МВ (ОРК насоса)	52
3.2.2 Результати визначення номінального тиску, який розвиває експериментальний РН	53
3.2.3 Результати дослідження залежності КП експериментального РН від зміни МВ (ОРК насоса)	54
3.2.4 Результати дослідження поведінки подачі експериментального РН від зміни міжцентрової відстані, регуляторна характеристика РН	57
3.2.5. Результати визначення крутного моменту на керуючий вилці	58
Загальні висновки	59
Список використаних джерел	61

СПИСОК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ОГП – об’ємний гідропривід.

ОР – об’ємне регулювання.

РР – робоча рідина.

РН – регульований насос.

МВ – міжцентрова відстань.

ЗЗ – зубчате зачеплення.

КП – коефіцієнт подачі.

НШ – насос шестеренний.

РОН – робочий об’єм насоса.

ЗО – затиснутий об’єм.

КПЗ – коефіцієнт профільно зміщення.

КП – коефіцієнт подачі.

КПЗЗ – коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення.

ДР – діапазон регулювання.

КГР – коефіцієнт глибини регулювання.

КВОКВ – коефіцієнт використання качаючого вузла.

ВСТУП

Перехід від стабільних до змінних функціональних характеристик є ключовою умовою для подальшого вдосконалення будь-якої технічної системи. Розробка об'ємних гідроприводів (ОГП), в основі яких лежать насоси з регульованою подачею, дозволяє значно підвищити ефективність таких приводів.

Зростаючий інтерес до ОГП з об'ємним регулюванням (ОР) обумовлений низкою переваг, які вони мають. Однією з головних є ККД, що на 30-60% вищий, ніж у ОГП з дросельним регулюванням. Для систем з ОР при максимальних значеннях кінематичних і навантажувальних параметрів, загальний ККД приводу, включаючи насос, може досягати 80%.

Крім того, підвищення ККД таких ОГП допомагає знизити температуру робочої рідини (РР), що значно зменшує енергоспоживання на її охолодження. Це є важливим чинником для покращення ефективності ОГП мобільних машин, особливо в умовах жарких кліматичних зон. Зниження температури роботи також сприяє зменшенню швидкості старіння РР, що позитивно впливає як на економічність, так і на екологічність роботи системи.

У ОГП з об'ємним регулюванням забезпечується більш плавне реверсування і гальмування гідромотора порівняно з системами з золотниковим або дросельним регулюванням, де різке перемикання розподільника часто спричиняє гідравлічний удар в трубопроводах і гідромоторі.

Навантажувальна характеристика ОГП з ОР, що показує зміну швидкості гідромотора залежно від навантаження, демонструє високу стабільність. Статична похибка швидкості при зміні навантаження є мінімальною і не перевищує 10-12% від максимальної швидкості, що обумовлено втратами в робочій рідині.

На даний момент системи ОГП перебувають на етапі переходу від регульованих до слідкуючих та саморегульованих систем. Проте в деяких галузях техніки, зокрема в ОГП, які використовують шестеренні гідромашини, проблема регулювання досі залишається невирішеною. Це пов'язано з певними технічними складнощами, що виникають через специфіку роботи таких гідроприводів, де необхідно вирішувати питання точності регулювання та мінімізації енергетичних втрат.

Розповсюдження регульованих насосів і гідромоторів є результатом прагнення розробників до покращення ККД об'ємних гідроприводів (ОГП), забезпечення енергозбереження в виробничих процесах, а також максимального використання можливостей електрогідроавтоматики для реалізації "безлюдних технологій" або дистанційного керування ОГП.

Шестеренні гідромашини мають низку суттєвих переваг порівняно з іншими об'ємними гідромашинами, такими як поршневі або пластинчасті. Серед них - висока ефективність за питомими показниками, нечутливість до забруднень, простота конструкції і значно нижча вартість, що інколи вдсятеро менша, ніж у поршневих чи пластинчастих аналогів.

Однією з ключових проблем у світовій практиці насособудування є відсутність ефективної конструкції шестеренного насоса з регульованою подачею. Її розробка стане важливим кроком вперед, що дозволить значно покращити та розширити застосування ОГП завдяки численним перевагам, які мають шестеренні насоси. Тому наукові дослідження, спрямовані на розробку шестеренного насоса з регульованою подачею, є надзвичайно актуальними і своєчасними.

Тема дослідження «Дослідження особливостей роботи шестеренного насоса з регульованою подачею із розробкою технології його виготовлення у ТДВ «М'ясокомбінат «Ятрань»» м. Кропивницький» є надзвичайно актуальною в контексті постійного вдосконалення ремонтно-обслуговуючої бази та забезпечення ефективної експлуатації сільськогосподарської техніки.

Метою досліджень є підвищення технічного рівня та розширення функціональних можливостей шестеренного насоса шляхом розробки та дослідження насоса з регульованою подачею (РН). Ця зміна відбувається за рахунок зміни міжцентрової відстані (МВ) зубчатого зачеплення (ЗЗ) насоса.

Об'єкт досліджень: процес регулювання подачі, зміною робочої камери насоса зміною його міжцентрової відстані зубчатого зачеплення.

Предмет досліджень: математична модель регульованого насоса (РН) – аналітичні залежності геометричних параметрів зубчатого зачеплення насоса з його технічними характеристиками, працездатність РН - його основні технічні характеристики.

Задачі досліджень:

1. Проаналізувати існуючі конструкції шестеренних насосів з можливістю об'ємного регулювання
2. Теоретично дослідити РН, регулювання якого досягається зміною МВ..
3. Створити і дослідити математичну модель РН, встановити закономірності зміни подачі РН в залежності від МВ, дослідити границі регулювання подачі РН, оптимізувати параметри ЗЗ насоса
4. Дослідити працездатність РН: тиск, що розвиває насос, залежність КП від тиску і від частоти обертання.
5. Розробити методику для розрахунку і рекомендації з проектування РН, спрогнозувати перспективи подальшого розвитку РН.

1.1 Коротка характеристика ТДВ „Ятрань”

Товариство з додатковою відповідальністю «М'ясокомбінат «ЯТРАНЬ» розташоване в північно-західній частині міста на вулиці Братиславська, 82. Це підприємство є прикладом сучасного виробництва європейського рівня, яке займає лідерські позиції серед компаній м'ясної галузі завдяки прогресивним технологіям виготовлення ковбасних виробів, копченостей, м'ясних напівфабрикатів і інших м'ясопродуктів, що користуються підвищеним попитом не лише серед різних соціальних груп, а й у численних регіонах України.

М'ясокомбінат був заснований ще в листопаді 1928 року як птахо-яєчний комбінат, що складався з кількох будівель для утримання птиці, невеликого холодильника (на 200 пудів) і водопроводу довжиною 718 метрів. У роки Великої Вітчизняної війни комбінат був повністю зруйнований, залишивши після себе лише спалені й знищені руїни. Працівники, які пережили ці страшні часи, згадують про важкі умови відновлення підприємства.

Після війни птахокомбінат зазнав кількох структурних реформ і відомчих перепідпорядкувань. Проте колектив завжди зберігав орієнтацію на досягнення значних трудових результатів. Завдяки технічному переоснащенню, новим підходам до організації праці та ініціативності співробітників підприємство поступово стало зростати. У 70-80 роках ХХ століття виробничі обсяги щорічно збільшувалися, техніко-економічні показники поліпшувались, а комбінат кілька разів займав

лідуючі позиції серед підприємств своєї галузі в місті Кіровограді та інших регіонах.

Цей розвиток, підкріплений професіоналізмом і працьовитістю колективу, створив міцну основу для подальшого зростання і стабільної роботи підприємства в майбутньому.

Якісно новий етап становлення і розвитку підприємства припадає на роки незалежності України. Незважаючи на загальну економічну кризу, яка не сприяла піднесенню виробництва, на підприємстві почали виявлятися негативні тенденції, зокрема спад чисельності поголів'я худоби та занепад птахівництва. У відповідь на ці виклики було ухвалено рішення про зміни в орієнтаціях виробництва, проведення реконструкції цехів та глибоке реформування компанії. 1993 рік став важливою віхою: підприємство перейшло на оренду, а в квітні 1994 року було створено відкрите акціонерне товариство «Птахокомбінат». Водночас почалась будівництво нового ковбасного цеху, а також закупівля новітнього обладнання як вітчизняного, так і імпортного виробництва.

Підхід до розвитку ковбасного виробництва, створення сучасної технічної та технологічної бази, а також забезпечення кваліфікованими кадрами виявилися надзвичайно ефективними. Вже в дев'яності роки виробництво ковбасних виробів зросло майже в чотири рази, а структура асортименту була значно покращена й розширена. Продукція постійно оновлювалася відповідно до вимог ринку, що дозволяло задовольняти потреби різних споживачів.

Початок нового століття для товариства став періодом оновлення технічної політики. В першу чергу, це стосувалося комплексної реконструкції та технічного переоснащення основних виробничих цехів з використанням передових європейських технологій. У цей час підприємство стало першим серед м'ясних компаній України, що впровадило систему управління якістю відповідно до міжнародного стандарту ISO. Також був введений в дію другий ковбасний цех та нове пакувальне відділення, що значно підвищило ефективність виробництва і покращило умови для подальшого розвитку підприємства.

Фірмова торгівля стала важливим фактором, який сприяв розвитку виробництва, надавши нове дихання підприємству. Її своєчасне впровадження і активний розвиток стали запорукою виживання товариства в складні роки переходу

до ринкової економіки. Одним з ключових кроків стало створення потужної транспортної ділянки, яка значно зменшила витрати на логістику та повністю забезпечила завезення сировини і матеріалів, а також ефективну реалізацію ковбасних виробів і м'ясопродуктів на ринку.

У 2006 році підприємство змінило свою назву, при цьому зберігаючи організаційно-правову форму. ВАТ «Птахокомбінат» було перейменовано на ВАТ «М'ясокомбінат «ЯТРАНЬ», що відобразило нові стратегічні орієнтири та напрямки розвитку.

У 2011 році на підприємстві відбулася важлива реорганізація, в результаті якої ВАТ «М'ясокомбінат «ЯТРАНЬ» було перетворено на Товариство з додатковою відповідальністю «М'ясокомбінат «ЯТРАНЬ» (скорочено ТДВ «М'ясокомбінат «ЯТРАНЬ»). Ці зміни стали частиною стратегії адаптації до нових економічних умов і сприяли подальшому розвитку компанії.

1.2 Область застосування насосів об'ємного типу

Головною метою цього розділу є аналіз потенціалу розширення сфер застосування шестеренних насосів (НШ), зокрема в контексті їх використання при розробці та впровадженні у виробництво РН.

Об'ємний гідропривід здобув популярність у багатьох сферах техніки завдяки своїй універсальності. Сьогодні ОГП активно використовуються в транспортних засобах, будівельній та гірничій техніці, а також у дорожніх, шляхових і меліоративних машинах, на морських і повітряних судах, підводних апаратах, верстатах, підйомно-транспортному обладнанні, а також в автоматизованих лініях на підприємствах машинобудування, металургії, хімії та інших галузях. Така популярність обумовлена рядом значних переваг ОГП перед іншими типами приводів, що забезпечило їм широке поширення і зробило їх символом сучасних технічних досягнень.

Аналіз наявних джерел показує, що для створення гідротрансмій та інших ОГП високого тиску і потужності в основному використовуються поршневі насоси, які наразі займають провідні позиції в технічному розвитку. Однак, поршневі

гідромашини мають кілька суттєвих недоліків, що спонукає до пошуку альтернативних варіантів, заснованих на інших принципах роботи.

Однією з таких альтернатив є шестеренні гідромашини. Принцип їх роботи ґрунтується на складних процесах, що перевищують простіші механізми поршневих і пластинчастих насосів. Це дозволяє стверджувати, що шестеренні гідромашини мають значний, ще не до кінця вивчений технічний потенціал, що відкриває нові можливості для їх застосування у різноманітних сферах, включаючи високотехнологічні і високонавантажені системи.

Для розширення застосування шестеренних насосів (НШ) в усіх згаданих галузях техніки необхідно удосконалювати їх конструкцію з акцентом на підвищення робочого тиску, надійності та створення ефективних і працездатних конструкцій регульованих насосів (РН).

Ключовим етапом розвитку будь-якої технічної системи є перехід від стаціонарних параметрів до динамічних, що дозволяє адаптувати систему до змінюваних умов експлуатації. Використання об'ємних гідроприводів (ОГП) з регульованими гідромашинами стало важливим кроком вперед, оскільки це дозволило значно підвищити технічний рівень та ефективність виконуваних функцій, а також суттєво розширити їхнє застосування в різних сферах. На даний момент технічні системи, що базуються на ОГП, перебувають на етапі переходу від регульованих систем до більш складних, таких як слідкуючі та саморегульовані системи, що дозволяє значно поліпшити їх продуктивність і точність.

Однак, для гідроприводів, що використовують шестеренні гідромашини, проблема регулювання залишається невирішеною. Це є суттєвим бар'єром для подальшого розвитку і розширення їхнього застосування, тому вирішення цієї проблеми є необхідним кроком для реалізації повного потенціалу шестеренних насосів у високонавантажених та високопродуктивних технічних системах.

1.3 Порівняння різних способів регулювання швидкості вихідної ланки гідроприводу

Основною метою цього розділу є визначення необхідності впровадження регульованих насосів у проєктовані об'ємні гідроприводи (ОГП), що дозволить забезпечити більш точне і ефективне керування технічними системами.

У практиці машинобудування існує кілька методів регулювання швидкості обертання або руху вихідної ланки. Серед них дросельне регулювання, ступінчате, комбіноване та диференційно-дросельне. Також розрізняють об'ємні приводи, де регулювання подачі здійснюється через зміну параметрів привідного двигуна.

Об'ємне регулювання руху вихідної ланки ОГП може виконуватися як за допомогою регульованого насоса, так і через використання регульованого гідромотора, або ж комбінації обох елементів. Крім того, до об'ємного регулювання відноситься ступінчате регулювання, коли зміна об'ємів робочих камер насосів або гідромоторів здійснюється шляхом включення чи виключення окремих елементів системи.

У випадках, коли в ОГП відсутні регульовані насос або гідромотори, можливе безступінчате регулювання швидкості вихідної ланки шляхом дроселювання, що передбачає перепуск частини рідини, яка подається насосом, через запобіжний гідроклапан.

Також безступінчате регулювання швидкості вихідної ланки (в межах обмежених значень) може бути досягнуте за допомогою зміни частоти обертання привідного двигуна, який активує насос. У цьому випадку відбувається зміна подачі насоса при постійному робочому тиску, однак це спричиняє зниження потужності приводного двигуна. Вибір методу регулювання залежить від специфіки технологічних вимог і параметрів гідросистеми, що визначає ефективність роботи та довговічність обладнання.

1.3.1 Порівняння різних способів регулювання швидкості вихідної ланки гідроприводу

Порівняння різних способів регулювання швидкості, ОГП доцільно провести по наступним критеріям:

- ККД системи регулювання;
- навантажувальним характеристикам ОГП;
- регуляторним характеристикам;
- вартості застосовуваної апаратури і гідромашин.

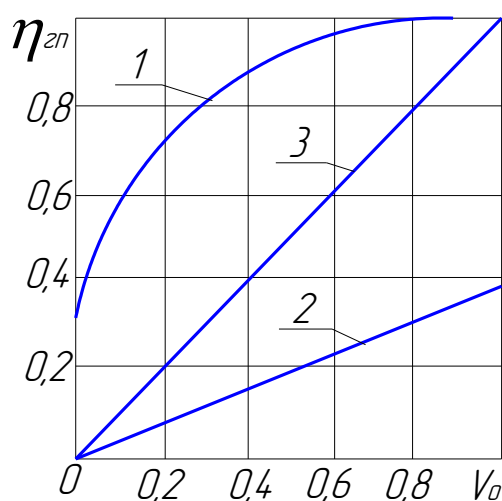
Аналіз залежності ККД системи регулювання від відносної швидкості $\bar{V} = V / V_{\max}$ і різних способів регулювання: ОР – крива 1, дросельне регулювання із

послідовним – крива 2 і паралельним – крива 3 включенням дроселя наведені на рис.1.1. Порівняльний аналіз залежностей ККД різних систем регулювання показує, що найвищим ККД володіють ОГП з ОР.

Максимальний ККД системи ОР, що наближається до одиниці, буде при швидкості $\bar{V} = V_{\max}$ ($\bar{V} = 1$). Високе значення ККД при ОР обумовлене тим, що потужність, яка споживається насосом, і тиск у камері нагнітання встановлюються пропорційними корисному навантаженню і зі зміною навантаження в процесі роботи автоматично змінюються – самовстановлюються.

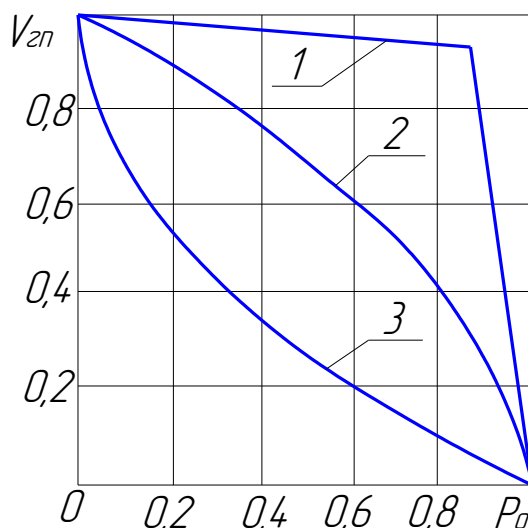
По цій же причині ККД ОГП із дросельним регулюванням при паралельному підключенні дроселя – крива 3 вище, ніж ККД ОГП із послідовним його підключенням – крива 2.

Порівняння навантажувальних характеристик (рис. 1.1) показує, що найбільшою стабільністю вихідної ланки при змінному навантаженні, володіють ОГП з ОР швидкості гідромотора – крива 1. Значно меншою стабільністю володіють ОГП з дросельним регулюванням із послідовним включенням дроселя в систему – крива 2 і паралельним його включенням – крива 3.



- 1 – ККД гідропроводу при об'ємному регулюванні;
- 2 – ККД при дросельному регулюванні та послідовному включенні дроселя;
- 3 – ККД при дросельному регулюванні та паралельному включенні дроселя

Рисунок – 1.1. Залежність ККД різних систем регулювання від відносної швидкості вихідної ланки ОГП



- 1 – швидкість вихідної ланки ОГП при ОР;
- 2 – швидкість вихідної ланки ОГП при дросельному регулюванні та послідовному включенні дроселя;
- 3 – швидкість вихідної ланки ОГП при дросельному регулюванні та паралельному включенні дроселя

Рисунок – 1.2. Навантажувальні характеристики систем регулювання

Отже, порівняння об'ємних гідроприводів (ОГП) з різними методами регулювання швидкості, за двома основними критеріями – коефіцієнтом корисної дії (ККД) та навантажувальними характеристиками – показує, що безсумнівною перевагою володіють ОГП з об'ємним регулюванням (ОР) вихідної ланки. Номінальні значення загального ККД таких систем знаходяться в межах [7], що значно перевищує показники ОГП з дросельним регулюванням швидкості (див. рис. 1.1).

Підсумовуючи, можна зазначити, що ККД ОГП з ОР є на 1,5–2,5 рази вищим, ніж у систем з дросельним регулюванням. Крім того, регульовані ОГП мають кілька істотних переваг, серед яких менші маса і габарити, безступінчасте регулювання швидкості робочих рухів, зручність керування, значна економія енергії, сповільнення процесу старіння робочих рідин, а також можливість простого здійснення великих передатних відносин, що досягають 2000.

Для систем з номінальною потужністю понад 5 кВт і тривалими режимами роботи, де енергетичні витрати є важливими, оптимальним варіантом є застосування

ОГП з об'ємним регулюванням. У таких випадках, навіть при більш високій вартості самої системи, загальна економія при експлуатації може бути значною.

Водночас для систем з малою потужністю (до 5 кВт) або при короткочасних режимах роботи ОГП, економічно вигіднішими є системи з дросельним регулюванням, в яких використовуються дешевші нерегульовані гідромашини. Такий вибір дозволяє знизити витрати на обладнання при збереженні достатнього рівня ефективності в умовах короткочасного навантаження.

1.4 Тенденції розвитку гідроприводу

Безперервне збільшення робочого тиску рідини в гідромашинах є важливим етапом розвитку гідравлічних систем. Зокрема, на сьогоднішній день досягнуті наступні максимальні ("пікові") значення тиску в різних типах насосів і гідромоторів:

Аксіально-поршневі насоси та гідромотори – до 48 МПа;

Пластинчасті насоси – до 21 МПа;

Героторні гідромотори – до 30 МПа;

Шестеренні насоси та гідромотори – до 32 МПа;

Радіально-поршневі гідромотори – до 45 МПа;

Радіально-поршневі насоси – до 70 МПа.

Перехід до більш високого тиску рідини в об'ємних гідроприводах (ОГП) дозволяє зменшити їх масу та габарити, а також знижує вплив газоповітряної складової рідини. Це сприяє підвищенню ефективності та надійності систем, особливо в умовах високих навантажень.

Популярність регульованих насосів і гідромоторів обумовлена прагненням розробників до покращення коефіцієнта корисної дії (ККД) ОГП, а також забезпеченням енергозбереження під час роботи технологічних процесів. Вони дають змогу реалізувати можливості електрогідроавтоматики для автоматизованих систем або дистанційного керування приводом. Крім того, зменшення габаритів і металовитрат при одночасному зростанні питомої потужності є важливою стратегією в удосконаленні ОГП.

Таким чином, основним напрямом розвитку об'ємних гідроприводів є підвищення робочого тиску, вдосконалення системи керування елементами ОГП та покращення питомих показників по потужності й габаритам.

Наразі аксіально-поршневі насоси займають лідируючі позиції за технічним рівнем серед інших типів об'ємних насосів, зокрема завдяки високому тиску, здатності до регулювання подачі, а також надійності. Проте існують і певні недоліки цих систем. До них відносяться: наявність зворотно-поступального руху, що ускладнює конструкцію, висока складність виготовлення та, відповідно, висока собівартість, високі вимоги до чистоти робочої рідини, а також не надто високі питомі показники, що знижуються під час зменшення подачі насоса при регулюванні, що негативно впливає на загальний ККД системи.

Шестеренні насоси (НШ) позбавлені багатьох недоліків, характерних для інших типів гідромашин. Їхні переваги включають простоту виготовлення, низьку собівартість, легкість в експлуатації та нечутливість до забруднень робочої рідини. Оскільки НШ працюють лише з обертальним рухом двох деталей, це дозволяє значно спростити конструкцію та забезпечити надійність роботи. Завдяки цим властивостям, НШ знайшли широке застосування в різних галузях машинобудування.

Проте однією з головних причин, чому шестеренні насоси не стали ще більш поширеними, є відсутність ефективної конструкції регульованого насоса (РН). Однак фізичний принцип, що лежить в основі роботи НШ, має значний потенціал для подальшого вдосконалення. Це відкриває можливості для підвищення їхніх технічних характеристик, зокрема тиску та створення більш ефективних конструкцій РН, здатних забезпечити покращену продуктивність і надійність систем.

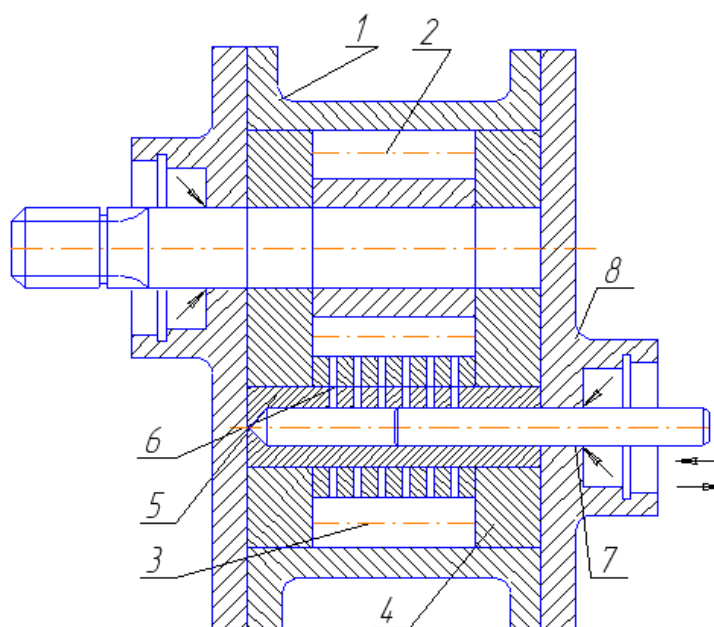
1.5 Аналіз існуючих конструктивних рішень регульованих шестеренних насосів

1.5.1 Регулювання подачі перепусканням (дроселюванням) робочої рідини з камери нагнітання в камеру всмоктування

Для перекачування в'язких рідин була запропонована конструкція НШ (див.

рис. 1.4) [3], в якому ведена шестерня 3 і вісь 5 постачені радіальними отворами 6, що зв'язують всмоктувальну і нагнітаючу камери насоса. Регулювання подачі відбувається переміщенням штока 7 в осьовому напрямку, при цьому відкривається частина радіальних отворів 6 у шестерні й осі, і тим самим з'єднуємо камеру всмоктування з камерою нагнітання.

Запропонований спосіб регулювання подачі по своїй суті є дроселюванням надлишків РР. В процесі дроселювання надлишків РР відбуваються втрати потенційної енергії, придбаної РР при нагнітанні. Потенційна енергія РР виділяється, при цьому, у виді теплової енергії при дроселюванні РР



1 – корпус; 2 – шестерня ведуча; 3 – ведена шестерня; 4 – підшипники ковзання; 5 – вісь; 6 – отвір; 7 – шток, 8 – кришка

Рисунок 1.3. Регульований шестеренний насос [3]

1.5.2 Регулювання подачі зміною ступеня заповнення РОН шестеренного насоса

В процесі пошукових досліджень був запропонований і випробуваний спосіб регулювання НШ, який полягає в тому, що окремі елементи РОН НШ - міжзубові западини в процесі роботи насоса, заповнюються не на повний об'єм. Цей спосіб регулювання можна реалізувати шляхом встановлення дроселя на вхід насоса.

Однак такий режим роботи НШ має ряд недоліків: кавітація РР, підвищення вібрації через недозаповнення РОН робочою рідиною, та погіршенням умов

змащення підшипників, що приводить до швидкого виходу насоса з ладу.

1.5.3 Регулювання подачі зміною РОН шестеренного насоса

1.5.3.1 Регулювання подачі зміною РОН НШ зміною довжини активної частини шестерень

Регулювання подачі РР зміною РОН НШ відносним переміщенням шестерень в осьовому напрямку є однією з найпоширеніших конструктивних схем [4-7].

Дана група конструкцій працює наступним чином (див. рис. 1.5): РР захоплюється ведучою 2 і веденою шестернями 3 і переноситься в міжзубових западинах вздовж корпуса 1 і нагнітається в камеру високого тиску. Для одержання змінної подачі ведена шестерня 3 за рахунок механізму регулювання 6 переміщується в осьовому напрямку вздовж ущільнюючої втулки 4. Ведена шестерня 3 переміщується по поверхні дугоподібної виїмки сполучення підшипників ведучої шестерні 4 (рис. 1.5). При цьому, відбувається зміна РОН НШ за рахунок зменшення довжини активної частини шестерень, що знаходяться в зачепленні [4-7].

Для забезпечення можливості реверсування й одержання нульової продуктивності насоса, і розвантаження зубів шестерень, головним чином на режимах малої подачі була запропонована схема в якій пропонується вали шестерень оснастити синхронізуючим їхнє обертання механізмом 8 (див. рис. 1.6 і рис. 1.7).

Для підвищення швидкості регулювання пропонується конструкція РН (див. рис. 1.8) [52], в якому для полегшення переміщення веденої шестерні 3 вздовж валу 8 встановлена пружина 6, а шестерні мають спіральні зуби тому, при переміщенні, ведена шестерня 3 як би угвинчується у ведучу 2, в результаті чого полегшується і прискорюється її переміщення і забезпечується швидкий перехід від малої подачі на велику.

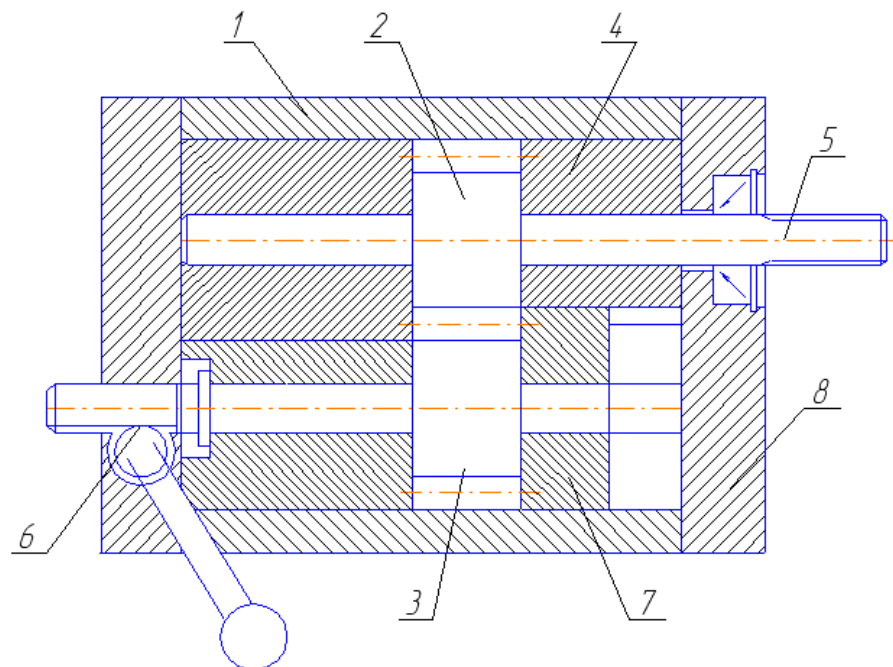
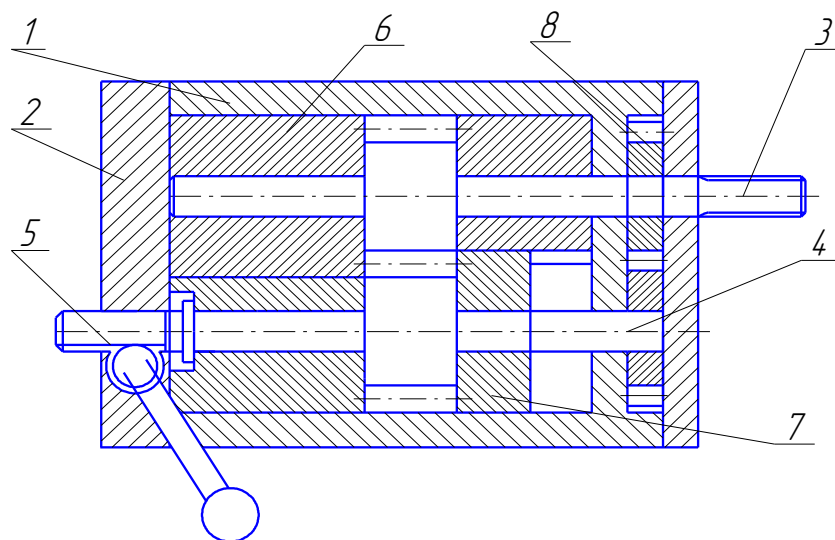


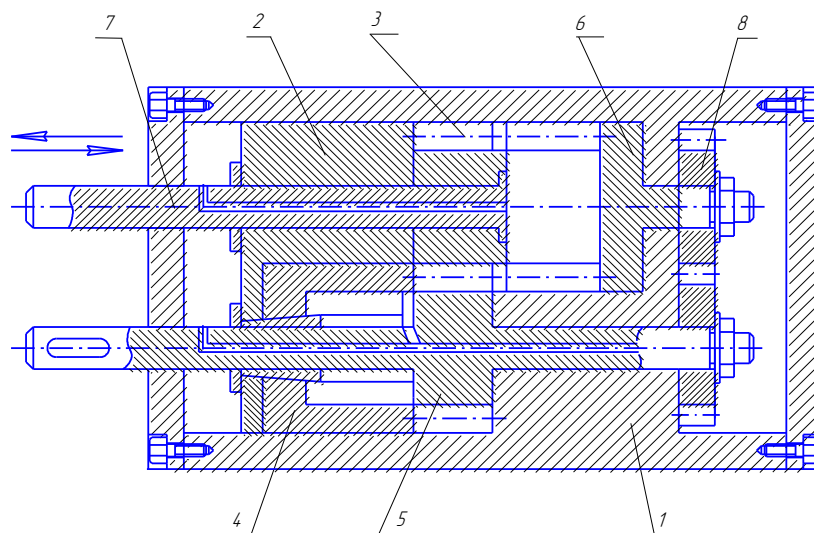
Рисунок 1.4. Загальна конструктивна схема шестеренних гідромашин зовнішнього зачеплення з регульованою подачею [4-7], здійснюваної відносним переміщенням шестерень в осьовому напрямку

1 – корпус, 2, 3 – ведуча і ведена шестерня, 4 – втулка напрямна, 5 – привідний вал, 6 – механізм регулювання, 7 – ущільнююча втулка, 8 - кришка



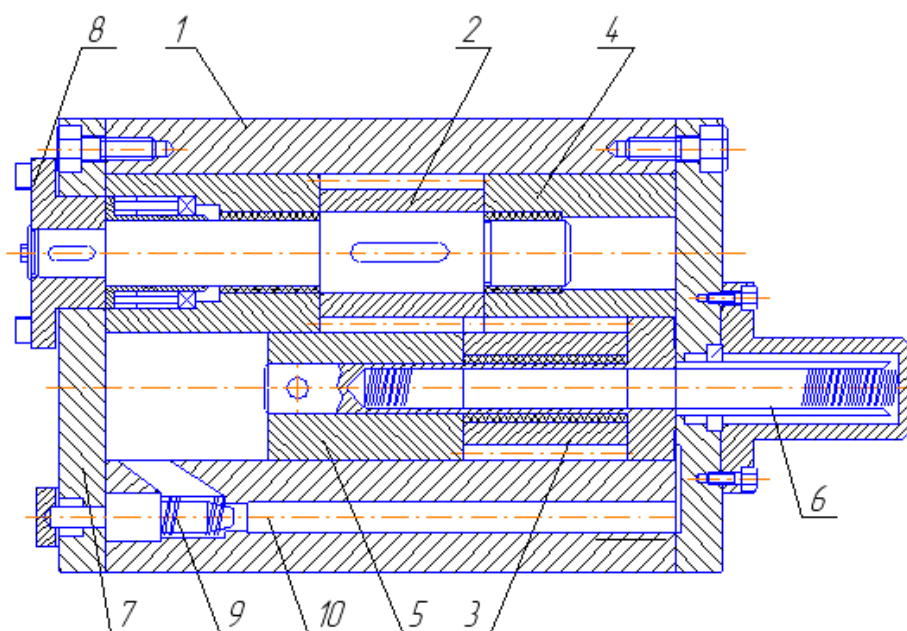
1 – корпус, 2 – кришка, 3, 4 – ведуча і ведена шестерня, 5 – механізм регулювання, 6 – підшипники ковзання ведучої шестерні, 7 – підшипники ковзання веденої шестерні, 8 – синхронізуючий механізм

Рисунок 1.5. Шестеренний насос з можливістю регулювання і реверсування потоку РР [5]



1 – корпус; 2 – повзун; 3 – ротор; 4 – обойма; 5 – міжзубова западина шестерні; 6 – обойма; 7 – шток; 8 – синхронізуючий механізм

Рисунок 1.6. Шестеренний насос з регульованою подачею і синхронізуючим пристроєм [6]



1 – корпус; 2 – ведуча шестерня; 3 – ведена шестерня; 4, 5 – підшипники ковзання; 6 – пружина; 7 – кришка; 8 – привідний вал; 9 – запобіжний клапан; 10 – канал

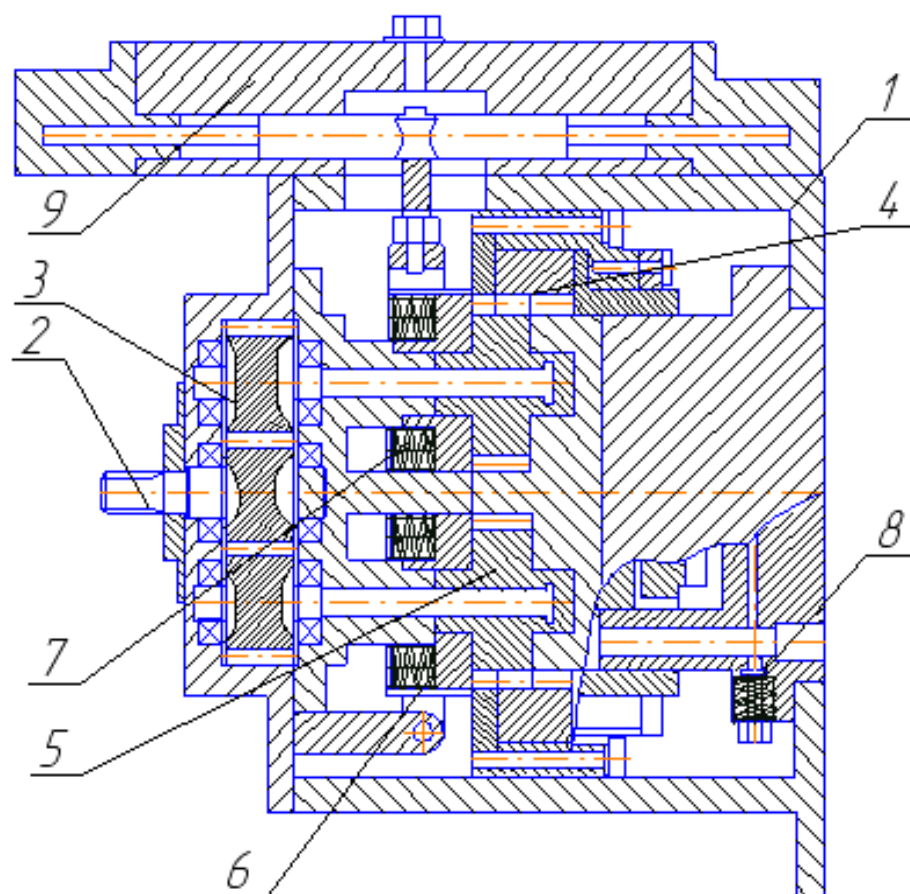
Рисунок 1.7. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення з регульованою подачею й автоматичним пристроєм для регулювання подачі від тиску [7]

Серед способів, спрямованих на підвищення швидкості регулювання слід зазначити і конструкцію за а.с. № 2177085 С2 [9]

В а. с. № 2194190 [9], пропонується конструкція РН, що дозволяє реверсувати

потік РР, розширити діапазон регулювання і підвищити об'ємний ККД насоса (див. рис. 1.8).

Поставлена задача досягається тим, що чотири ведучі шестерні 5 знаходяться в зачепленні з веденою шестернею 4, що виконана з зубами внутрішнього зачеплення і, що може переміщуватись в осьовому напрямку. Система клапанів 8 дає можливість реверсувати потік РР, а також працювати одній парі шестерень у режимі мотора, а другий у режимі насоса. Конструкція також забезпечується насосом низького тиску 3, що дозволяє більш якісно заповнити западини зубів веденої і ведучої шестерні регульованого насоса.



1 – корпус; 2 – приводний вал; 3 – масляний насос низького тиску, 4 – ведена шестерня, 5 – ведуча шестерня, 6 – механізм регулювання; 7 – компенсатор; 8 – зворотний клапан, 9 – кришка

Рисунок 1.8. Шестеренний насос регульованої і реверсивної продуктивності

[11]

До недоліків регулювання подачі РР зміною РОН НШ відносним переміщенням шестерень в осьовому напрямку варто віднести неможливість ущільнити торці шестерень, які необхідно переміщати в осьовому напрямку та

істотний ріст габаритних розмірів і маси насоса. Цей принцип регулювання подачі НШ може бути реалізований тільки в насосах низького тиску, що використовують, як підкачуючі насоси і насоси які використовують в системах змащення. Саме тому описаний спосіб регулювання подачі НШ не знайшов промислового поширення.

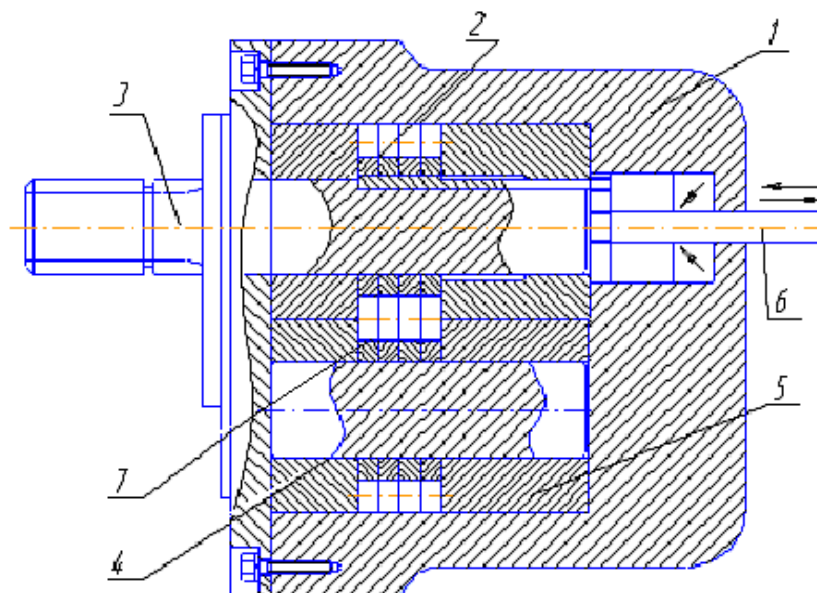
1.5.3.2 Регулювання подачі ступінчатою зміною РОН насоса шляхом використання багатощестеренного насоса

Для регулювання подачі пропонується проста конструкція НШ (див. рис. 1.10) у якому ведуча і ведена шестерні 2 і 7 розміщені в циліндричних розточках корпуса і виконані у виді набору шестерень та встановлені на валах 3 і 4, причому шестерні встановлені з можливістю вільного обертання відносно вала. Механізм регулювання подачі виконаний у виді рухливого в осьовому напрямку фіксованого елемента – шпонки. Для регулювання подачі насоса шпонку переміщують у пазу в осьовому напрямку, при цьому частина шестерень виходить із зачеплення з валом і перестає обертатися. Довжина робочого зачеплення зменшується, що приводить до зменшення подачі насоса.

До недоліків пропонованого способу регулювання подачі варто віднести відносну складність конструкції, різким зменшенням КП через збільшення кількості торцевих сполучень і ступінчастість зміни подачі.

Найбільш реальним принципом регулювання подачі НШ для створення працездатної конструкції РН є принцип, що базується на зміні ступеня заглиблення зубів у міжзубову западину.

Питаннями теоретичного і експериментального дослідження РН активно займалися багато вчених. Важливі аспекти цієї проблеми знайшли освітлення і подальший розвиток в працях Т.М. Башти, Е.А. Рибкіна і А.А. Усова, А.Ф. Осіпова, В.Н. Прокоф'єва, З.Я. Лур'є, Є.М. Юдіна і інших авторів.



1 – корпус, 2 – блок ведучих шестерень, 3 – привідний вал, 4 – вісь, 5 – підшипники ковзання, 6 – механізм регулювання, 7 – блок ведених шестерень.

Рисунок 1.9. Регульований шестеренний насос [12]

1.5.3.3 Регулювання подачі зміною РОН шляхом зменшення ступеня заглиблення зубів в міжзубову западину

Нами пропонується РН, позбавлений вищевказаних недоліків. Найбільш реальним принципом регулювання подачі НШ для створення працездатної конструкції РН є принцип, який базується на зміні ступеня заглиблення зубів в міжзубову западину. Запропонована концепція регулювання РОН шестерінного насоса в пропонованій конструкції здійснюється, наприклад, ексцентриковим механізмом, котрий дозволяє змінити МВ і тим самим досягти бажаного результату. Відмінною особливістю пропонованої конструкції є ущільнювачий елемент, в якому розташовується ведена шестерня насоса.

1.6 Обґрунтування теми магістерської роботи

Аналіз існуючих конструктивних рішень РН показав те, що змінюючи ступінь заглиблення зуба шестерні в міжзубову западину, сполученої з ним шестерні можна змінювати (керувати) РОН НШ. Цей принцип регулювання подачі НШ, заснований на зміні об'єму робочої рідини, що витісняється зубом зі сполученої з ним міжзубової западини, може бути реалізовано зміною МВ ЗЗ насоса, наприклад,

ексцентриковим механізмом.

Попередні пошукові дослідження експериментального зразка РН дозволили припустити, що пропонуваній конструкції РН забезпечить наступні технічні характеристики в порівнянні з пластинчатими насосами, прийнятими за базу порівняння, основні технічні характеристики:

- тиск, що розвиває насос, відповідає насосам третього виконання: номінальний тиск 16 МПа і максимальний - 21 МПа, що в 2,5 рази перевищує тиск пластинчатих регульованих насосів;

- номінальна частота обертання $n = 40 \text{ с}^{-1}$, що в 2,0 рази вище чим у пластинчатих насосів;

- РОН насоса залежить від типорозміру насоса і лежить в межах $10...50 \text{ см}^3$;

- коефіцієнт подачі РН не менше $\eta_v = 0,90$, а загальний ККД не менше $\eta_{\text{заг}} = 0,75$;

- коефіцієнт подачі РН не залежить від зміни РОН РН в процесі регулювання, що має місце для інших типів насосів;

- номінальна потужність, яку розвиває експериментальний РН лежить в межах $8,5...40 \text{ кВт}$ і залежить від типорозміру РН;

- гама-процентний ресурс не менш $T_{\gamma=90\%} = 2500$ годин;

- потужності, яку розвиває насос, що проходиться на одиницю маси насоса не менше ніж на порядок вище, ніж у пластинчатого регульованого насоса;

- вартість виготовлення РН не менш ніж в $3,5...5,0$ рази нижче, ніж вартість пластинчатого регульованого насоса;

- діапазон регулювання не нижче $D = 1,5$.

В якості РН, здатного забезпечити пропоновані до нього вимоги, нами пропонується РН, у якому регулювання РОН здійснюють зміною ступеня заглиблення зубів шестерень в міжзубову западину. Відмінною рисою пропонованої конструкції є ущільнюючий елемент, в якому розташовується ведена шестерня.

Тому тема магістерської роботи «Дослідження особливостей роботи шестеренного насосу з регульованою подачею із розробкою технології його виготовлення у ТДВ «М'ясокомбінат «Ятрань» м. Кропивницький» безсумнівно є своєчасної та актуальною.

РОЗДІЛ 2

2.1 Визначення взаємозв'язку геометричних параметрів ЗЗ при визначенні подачі РН

Аналіз відомих методів регулювання подачі і конструкцій для їхнього здійснення показав, що одним з перспективних методів регулювання подачі РН є метод, заснований на зміні під час роботи, так званого „шкідливого простору” - ЗО насоса. Зміна ЗО здійснюється в конструкції РН шляхом зміни МВ.

Подача є однією з основних характеристик РН. Проведений ретельний аналіз більш півтора десятка аналітичних залежностей для визначення подачі НШ. У відповідності зі статтею залежністю, що рекомендується, для визначення подачі РН є залежність виду:

$$Q = 2bzn(S_w - 0,5 \cdot S_{vmin}), \quad (2.1)$$

де b - ширина шестерні, мм;

z - число зубів ведучої шестерні;

n - частота обертання ведучої шестерні насоса, про/хв;

S_w - площа межзубової западини, мм²;

S_{vmin} - мінімальна величина ЗО, мм².

Залежність (3.1) можна також представити у виді:

$$Q = bzn(2S_w - S_{vmin}), \quad (2.2)$$

Залежність (2.2) являє собою функцію від МВ - A , але не безпосередньо, а опосередковано через кут зачеплення - α , що можна вважати необхідною умовою для побудови математичної моделі регульованого РН.

Однак пошукові експерименти показали, що модель, заснована на цьому припущенні неадекватно описує процеси, що відбуваються при цьому. Це можна пояснити наступним.

Е.М. Юдін пропонує залежність для визначення площі міжзубової западини - S_w :

$$S_w = R_e^2 \left[\frac{\pi}{z} + \operatorname{inv} \gamma_e - \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right] - r_o^2 \frac{\operatorname{tg}^3 \gamma_e}{3} - R_i^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right], \quad (2.3)$$

При цьому слід зазначити, що відповідно до формули (3.3) площа міжзубової западини - S_w , залежить від кута зачеплення передачі - α . І якщо, для звичайного РН із постійною МВ і відповідно постійні кутом зачеплення α залежність (2.3) з достатнім ступенем точності забезпечує розрахунок міжзубової западини, то в пропонованій конструкції РН залежність (2.3) неадекватно відображає процеси, що відбуваються в процесі регулювання. Пояснимо вищевикладене наступним.

Відома залежність МВ від кута зачеплення:

$$A = \frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{\cos \alpha}, \quad (2.4)$$

де A - міжцентрова відстань, мм;

α - кут зачеплення, град.

α_0 - кут вихідного профілю, град;

A_0 - ділильна міжцентрова відстань, мм.

Регулювання подачі відповідно до пропонованого способу, здійснюють зміною МВ, що спричиняє і зміну кута зачеплення α . З залежності (2.4) кут зачеплення може бути знайдений по формулі:

$$\alpha = \arccos \left(\frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{A} \right), \quad (2.5)$$

де A - поточна міжцентрова відстань.

А оскільки відповідно до формули (2.3) площа міжзубової западини залежить від кута зачеплення α , то виходить, що при зміні МВ відбувається зміна площі міжзубової западини. Це неможливо, оскільки міжзубова западина формується в процесі виготовлення шестерень і від параметрів зачеплення шестерень не залежить.

Це можна ще пояснити таким чином. Кут зачеплення передачі - α , виникає тільки при нарізанні зубчатих коліс α_n і при синтезі ЗЗ - α . У формулу для визначення площі міжзубової западини (3.3) входить параметр - α_n , що використовується при нарізанні ЗЗ. Після нарізання зубів площа міжзубової западини не залежить від цього параметра α ні в окремо взятій шестерні, ні в ЗЗ - звідси і виникають ці непорозуміння.

Іншими словами існуюча відома залежність площі міжзубової западини (2.3) не в змозі адекватно відображати процеси, що відбуваються в РН. Виходячи з цього, було висловлене припущення про можливості одержання залежностей для визначення площі зуба і міжзубової западини, що не залежать від кута зачеплення передачі - α .

Виходячи з вищевикладеного, виникає необхідність в одержанні таких аналітичних залежностей площі зуба і міжзубової западини, які б не залежали від параметрів зачеплення, зокрема від кута зачеплення α .

2.2 Результати розрахунку геометричних параметрів ЗЗ і подачі РН

Відповідно до положень, розроблених Э.Б. Вулгаковим необхідною і достатньою умовою для побудови на площині з рівномірно розташованих зубів зубчатого колеса досить чотири параметрів.

Як такі виберемо параметри, що визначають форму зуба, а саме кут вихідного профілю - α_0 , число зубів шестерень - z , масштабний параметр - модуль зачеплення - m , бічний зазор Δs і один з найважливіших параметрів, що визначає форму зуба - це КПЗ - ξ .

Перш ніж перейти до подальшого викладу методики розрахунку ЗЗ регульованого РН визначимося з областю зміни, що визначають форму і розміри зуба параметрів.

Кут вихідного профілю – стандартна величина, багато в чому визначає форму зуба яка може змінюватися в межах $\alpha_0 = 10^0 \dots 30^0$. При цьому, зі зменшенням кута зачеплення росте товщина зуба по ділильній окружності, і навпаки зі збільшенням кута зачеплення зуб тоншає, але при цьому погіршуються умови роботи інструмента, зокрема при обробці западини зуба. Для наших розрахунків вибираємо стандартний кут вихідного профілю $\alpha_0 = 20^0$.

Число зубів шестерень - z реально може змінюватися в межах $z = 6 \dots 60$. Слід зазначити, що зі зменшенням числа зубів зменшуються габарити шестеренного насоса, зростають його питомі характеристики, зокрема по подачі. До недоліків шестеренних насосів із шестернями з малим числом зубів варто віднести зменшення КПЗЗ і збільшення коефіцієнта пульсації.

Модуль зачеплення - m є коефіцієнтом пропорційності. Зі збільшенням модуля зачеплення лінійно зростають всі лінійні розміри зачеплення. До істотних переваг збільшення модуля зачеплення варто віднести істотне збільшення подачі НШ. Відома залежність для визначення подачі НШ:

$$Q_2 = 2k_2 \pi z b m^2 n, \quad (2.6)$$

де k_2 - коефіцієнт пропорційності;

n - частота обертання шестерень насоса.

Найважливішим параметром, що визначає яка частина евольвенти буде працювати в зачепленні є КПЗ - ξ . При цьому відомо, що зі збільшенням КПЗ - ξ поліпшуються всі якісні показники ЗЗ: зростає КПЗЗ, зменшується коефіцієнт пульсації, зменшується коефіцієнт ковзання і коефіцієнт питомого тиску, але зменшується й область існування зуба, зокрема через зменшення товщини зуба на його вершині.

Задаємося незалежними параметрами, що визначають ЗЗ РН. Основними критеріями при виборі параметрів ЗЗ виникли наступні параметри:

- габаритні розміри і міжцентрова відстань повинні відповідати насосові, що серійно випускаються;

- число зубів повинне бути максимальним, але надмірне збільшення числа зубів і габаритні обмеження спричиняють зменшення модуля ЗЗ, а значить і подачі РН (див. (2.6)). Виходячи з вищевикладеного було спроектовано ЗЗ при наступних параметрах:

- кут вихідного профілю $\alpha_0 = 20^\circ$;
- модуль зачеплення $m = 2$ мм;
- число зубів $z = 22$;
- КПЗ, як основний параметр, що визначає форму зуба виступає як аргумент і змінюється в межах - $\xi = 0 \dots 1,0$.

Обрані параметри забезпечують МВ в межах 45...48 мм і зовнішній діаметр шестерень в межах 54...56 мм, що відповідає існуючим конструкціям шестеренних насосів, зокрема таких, як НШ-20Т, НШ-32УК.

Всі криві, побудовані по одержуваних залежностях, побудовані для приведених вище вихідних параметрів.

Визначимо величину бічного зазору:

$$\Delta s = 0,08 \cdot m \quad (2.7)$$

Діаметр основної окружності:

$$d_0 = m \cdot z \cdot \cos \alpha_0 \quad (2.8)$$

Ділильна МВ:

$$A_0 = m \cdot z \quad (2.9)$$

При розрахунку ЗЗ відповідно до алгоритму, запропонованому в ГОСТ 16532-70 КПЗ вибирають по відповідним таблицям і номограмам. Оскільки нас цікавлять в ЗЗ трохи інші параметри чим традиційні контактна міцність, надійність і зносостійкість, то для розрахунку кута зачеплення скористаємося рівнянням для його визначення, заданого в неявному виді.

Відповідно до Е.М. Юдін КПЗ - ξ може бути знайдений з виразу:

$$\xi = \frac{z(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0) - \frac{\Delta s \cos \alpha}{2m \cos \alpha_0}}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}, \quad (2.10)$$

де α - кут зачеплення, град.

Δs - бічний зазор.

Вираз (2.10) зв'язує два найважливіших параметри ЗЗ, такі, як КПЗ - ξ і кут зачеплення - α . Задавши КПЗ - ξ одержати рівняння для розрахунку кута зачеплення передачі α з виразу (2.10) у явному виді не вдається. Тому рівняння:

$$\frac{z(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0) - \frac{\Delta s \cos \alpha}{2m \cos \alpha_0}}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0} - \xi = 0, \quad (2.11)$$

Залежність кута зачеплення передачі від КПЗ представлена на рис. 2.1. З рис. 2.1 бачимо, що кут зачеплення α зростає зі збільшенням КПЗ- ξ по криволінійній залежності зі швидкістю трохи меншої чим лінійна. Виражена тенденція до зменшення швидкості росту кута зачеплення α зі зростанням КПЗ - ξ .

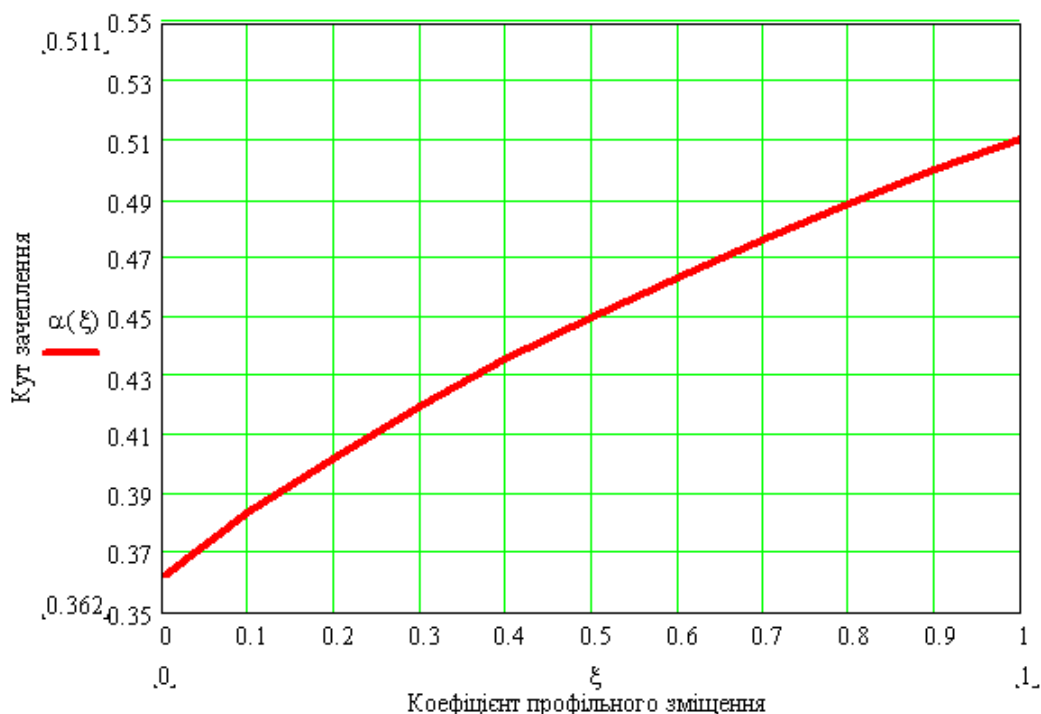


Рисунок 2.1. Графік залежності кута зачеплення α від КПЗ - ξ

Далі визначаємо номінальну МВ - A :

$$A = \frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (2.12)$$

Максимальну МВ можна визначити виходячи з наступних міркувань.

Відомо, що однією з умов працездатності ЗЗ є виконання умови, яка полягає в тому, щоб КПЗЗ - ε був не менше одиниці:

$$\varepsilon \geq 1 \quad (2.13)$$

Відома залежність взаємозв'язку КПЗЗ і МВ - A_n :

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A \sin \alpha}{t_0}, \quad (2.14)$$

де D_e - діаметр вершин зубів шестерень, мм;

d_0 - діаметр основної окружності, мм;

t_0 - крок зачеплення по основній окружності, мм;

α - кут зачеплення, град.

Кут зачеплення може бути знайдений із залежності:

$$\alpha = \arccos \left(\frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{A_n} \right), \quad (2.15)$$

де α_0 - кут вихідного профілю, град;

A_n - номінальне значення МВ, мм;

A_0 - ділильна МВ, яку можна визначити по залежності:

$$A_0 = m \cdot z, \quad (2.16)$$

m - модуль зачеплення, мм;

z - число зубів.

На рис. 2.2 представлений графік залежності КПЗЗ від МВ - A .

З залежності (2.16) та рис. 2.2, бачимо, що зі збільшенням МВ A_n КПЗЗ зменшується до одиниці і менше. Але при $\varepsilon \leq 1$ ЗЗ стає непрацездатним.

Як відзначено вище принцип роботи регульованого РН полягає в зменшенні РОН шляхом збільшення мінімального ЗО, що досягається збільшенням МВ. Очевидно, що зі збільшенням МВ - A КПЗЗ зменшується (див. рис. 2.2) та залежність (2.16) і при досягненні $A = A_{\max}$ КПЗЗ досягне $\varepsilon = 1$. Відомо, що значення КПЗЗ рівне $\varepsilon = 1$ є граничним його значенням для працездатності ЗЗ РН.

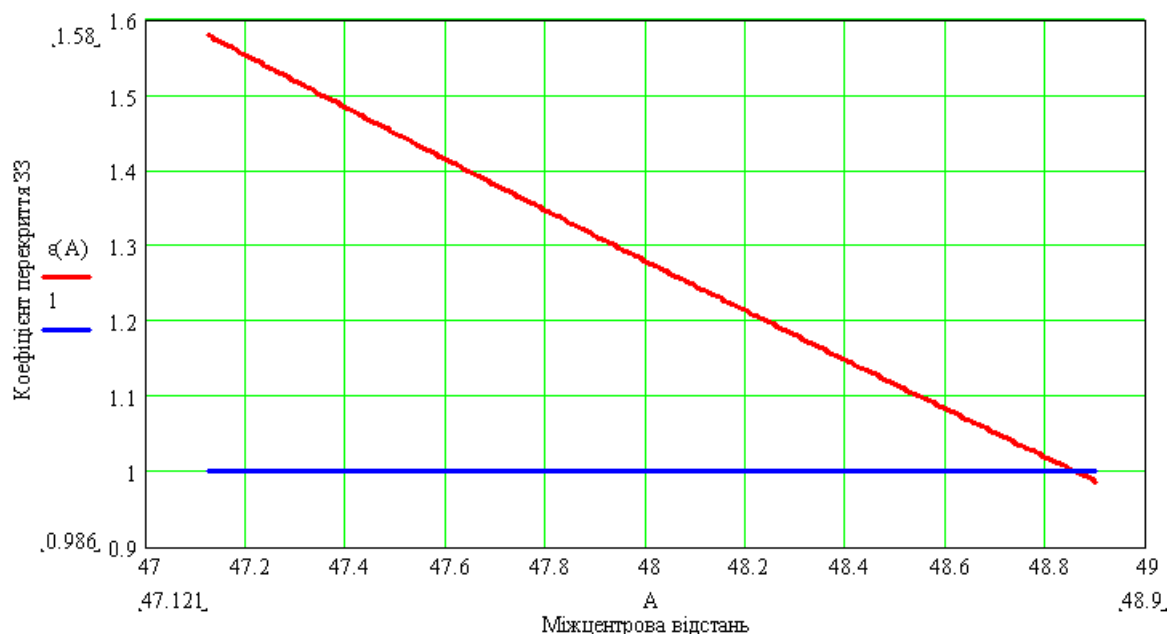


Рисунок 2.2. Графік залежності КПЗЗ від МВ - A

Іншими словами, прирівняв вираз (2.16) до одиниці одержимо рівняння:

$$\frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A_{\max} \sin \alpha_{\max}}{t_0} - 1 = 0, \quad (2.17)$$

де $A_{\max}$ - максимальне значення МВ, мм;

$\alpha_{\max}$ - кут зачеплення, що відповідає максимальному значенню МВ, град.

Кут зачеплення $\alpha_{\max}$ може бути визначений відповідно до залежності:

$$\alpha_{\max} = \arccos\left(\frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{A_{\max}}\right), \quad (2.18)$$

Перетворивши (3.68), одержимо рівняння виду:

$$\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A_{\max} \sin \alpha_{\max} - t_0 = 0, \quad (2.19)$$

В цьому рівнянні два невідомих $A_{\max}$ і $\alpha_{\max}$, для його рішення необхідно ще одне рівняння. Другим рівнянням може бути залежність кута зачеплення від МВ (2.19).

В результаті одержимо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A_{\max} \sin \alpha_{\max} - t_0 = 0 \\ \alpha_{\max} = \arccos\left(\frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{A_{\max}}\right) \end{cases} \quad (2.20)$$

З другого рівняння системи (2.20) можемо одержати залежність:

$$\sin \alpha_{\max} = \sqrt{1 - \frac{A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}{A_{\max}^2}} \quad (2.21)$$

Підставивши значення $\sin \alpha_{\max}$ з (2.21) в перше рівняння системи (2.20), одержимо:

$$\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A_{\max} \sqrt{1 - \frac{A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}{A_{\max}^2}} - t_0 = 0 \quad (2.22)$$

З (2.22), одержимо значення максимально можливої МВ, при якому ЗЗ РН ще зберігає працездатність:

$$A_{\max} = \sqrt{\left(\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0\right)^2 + A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0} \quad (2.23)$$

Підставивши значення $A_{\max}$ в друге рівняння системи (2.20), одержимо значення кута зачеплення, що відповідає максимально можливій МВ:

$$\alpha_{\max} = \arccos \frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{\sqrt{\left(\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0\right)^2 + A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}} \quad (2.24)$$

Можливо й інше рішення системи (2.20)

З другого рівняння системи (2.20) маємо:

$$A_{\max} = \frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{\cos \alpha_{\max}} \quad (2.25)$$

Підставивши значення $A_{\max}$ з (2.26) в перше, після перетворень одержимо:

$$\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A_0 \cdot \cos \alpha_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max} - t_0 = 0 \quad (2.26)$$

З рівняння (2.26) одержимо значення кута зачеплення відповідному максимальному значенню МВ:

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0}{A_0 \cdot \cos \alpha_0} \quad (2.27)$$

Підставивши знайдене значення $\alpha_{\max}$ в рівняння (2.27), одержимо значення максимального значення МВ:

$$A_{\max} = \frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{\cos \left(\operatorname{arctg} \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0}{A_0 \cdot \cos \alpha_0} \right)} \quad (2.28)$$

Перетворивши вираз (2.28), одержимо:

$$A_{\max} = A_0 \cdot \cos \alpha_0 \sqrt{1 + \frac{\left(\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0 \right)^2}{A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}} \quad (2.29)$$

або

$$A_{\max} = \sqrt{A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0 + \left(\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0 \right)^2}, \quad (2.30)$$

Графіки залежностей номінальної - A і максимальної - $A_{\max}$ МВ від КПЗ - ξ представлені на рис. 2.3. Із графіків бачимо, що це зростаючі функціональні залежності. При цьому, швидкість росту максимальної МВ - $A_{\max}$ вище, ніж номінальної МВ.

Максимальний кут зачеплення, що відповідає МВ можна визначити відповідно до залежності (2.19).

Графіки залежностей кутів зачеплення α і $\alpha_{\max}$, що відповідають номінальній - A і максимальній - $A_{\max}$ МВ від КПЗ - ξ представлені на рис. 2.3. Із графіків бачимо, що це зростаючі функціональні залежності. Швидкість росту

кута зачеплення - $\alpha_{\max}$, що відповідає максимальній МВ - $A_{\max}$ вище, ніж кут зачеплення α , що відповідає номінальній МВ.

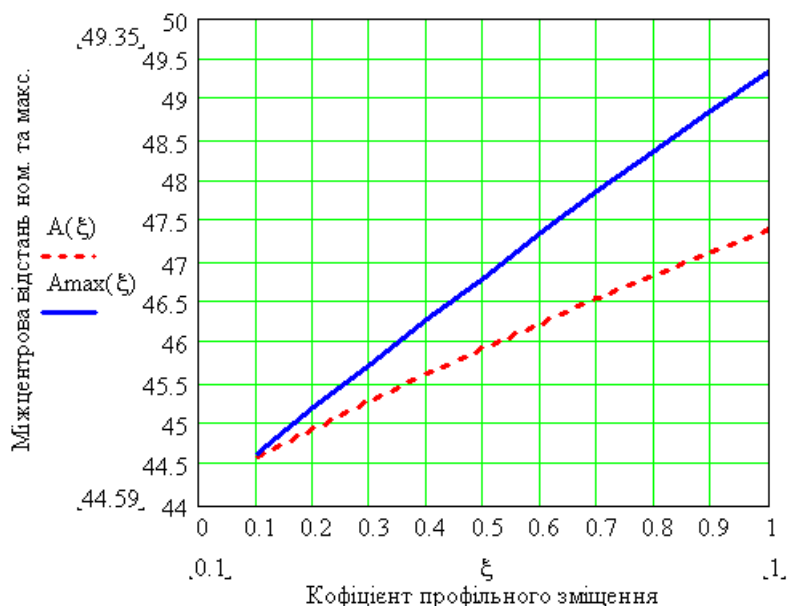


Рисунок 2.3. Залежність номінальної і максимальної МВ РН від КПЗ

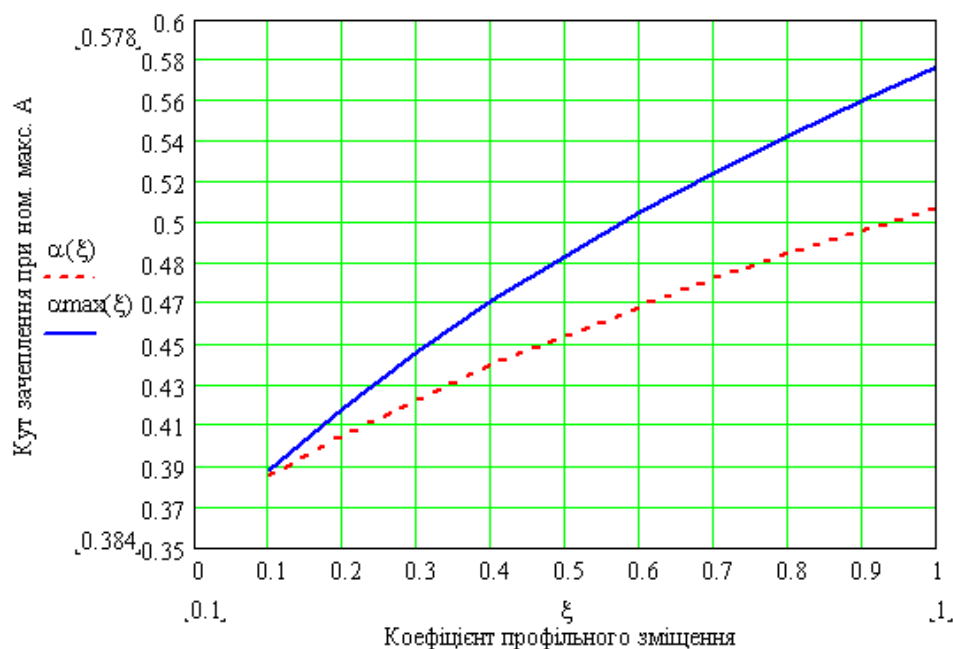


Рисунок 2.4. Залежність кутів зачеплення, що відповідають номінальній і МВ відстані РН від КПЗ

Діаметр початкової окружності:

$$d_n = A = \frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{\cos \alpha}. \quad (2.31)$$

Визначаємо коефіцієнт сприйманого зміщення:

$$\xi_B = \frac{A - A_0}{m}. \quad (2.32)$$

Визначаємо коефіцієнт зрівняльного зміщення:

$$\xi_y = 2\xi - \xi_b. \quad (2.33)$$

Визначаємо діаметр окружності вершин зубів:

$$D_e = m(z + 2\chi + 2\xi - 2\xi_y), \quad (2.34)$$

де χ - коефіцієнт радіального зазору, $\chi = 0,25$ мм

На рис. 2.3 представлена залежність діаметра вершин зубів шестерень від КПЗ - ξ

З рис. 2.4 бачимо, що діаметр вершин зубів шестерень зростає з ростом КПЗ - ξ по криволінійній залежності, що практично не відрізняється від лінійної залежності.

Визначимо кут вершини евольвенти, по залежності:

$$\gamma_e = \arccos \frac{d_0}{D_e} \quad (2.35)$$

Діаметр окружності западин визначається по наступній залежності:

$$D_i = m(z - 2h_a - 2c + 2\xi) \quad (2.36)$$

де h_a - коефіцієнт висоти головки зуба, для стандартного вихідного профілю $h_a = 1$;

c - коефіцієнт радіального зазору, для стандартного вихідного профілю $c = 0,25$;

Графік залежності діаметра окружності западин D_i від КПЗ - ξ представлений на рис. 2.4. Із залежності та графіка рис. 2.5 бачимо, що залежність діаметра окружності западин від КПЗ - ξ носить лінійний зростаючий характер.

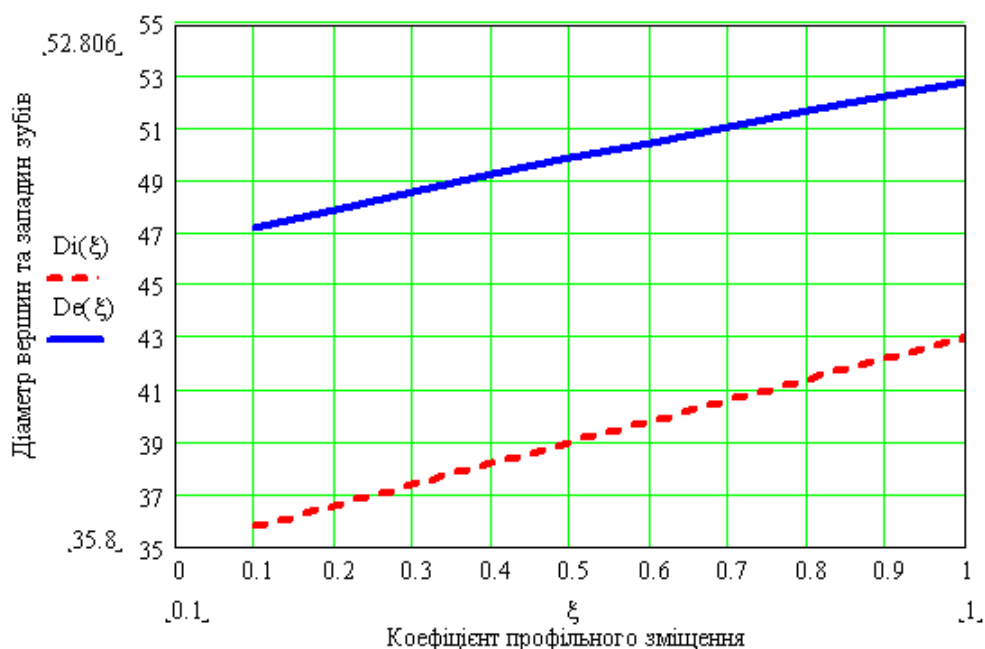


Рисунок 2.5. Графік залежності діаметра вершин зубів шестерень і діаметра окружності западин від КПЗ- ξ

Далі визначимо товщину зуба на вершині евольвенти, що при великих значеннях КПЗ - ξ лімітує область існування зубів. Вона визначається по формулі:

$$S_e = D_e \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2\xi}{z} \operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \gamma_e \right) \quad (2.37)$$

Графічна залежність товщини зуба на вершині евольвенти від КПЗ представлена на рис. 2.6.

З рис. 2.6 бачимо, що залежність товщини зуба на вершині евольвенти від КПЗ - ξ носить спадаючий характер і звертається в нуль при $\xi \approx 0,93$. Іншими словами для обраних параметрів ЗЗ граничним значенням КПЗ є значення $\xi \approx 0,93$.

Найважливішою характеристикою будь-якого ЗЗ є КПЗЗ - ε , що багато в чому визначає якість ЗЗ, зокрема такі показники, як плавність і безшумність роботи зачеплення, навантажувальну здатність і ін. Крім того, КПЗЗ відіграє важливу роль для забезпечення ДР і КГР шестеренного насоса. При цьому, чим більше КПЗЗ тим більше ДР і КГР.

Таким чином, отримані основні геометричні параметри ЗЗ РН.

Після визначення основних параметрів ЗЗ переходимо до визначення і дослідження функціональних параметрів РН, зокрема його подачі. Для цього скористаємося залежністю (2.2). Розділивши значення подачі Q на частоту обертання n одержимо значення POH :

$$q = bz(2S_w - S_{vmin}), \quad (2.38)$$

2.3 Регуляторна характеристика РН

Під регуляторною характеристикою будемо розуміти залежність подачі РН від регулюючого впливу, зокрема від зміни МВ.

Аналізуючи принцип роботи РН, приходимо до наступного. З вищевикладеного випливає, що регулюючим впливом є зміна МВ - A [25, 30]. МВ - A в свою чергу зв'язано функціональною залежністю (2.5) з кутом зачеплення передачі - α .

З формули для визначення подачі РН (2.2), бачимо, що вона визначається величиною площі міжзубової западини - S_w і площею мінімального ЗО - S_{vmin} .

З отриманої нами залежності для визначення площі міжзубової западини - S_w для зачеплення з бічним зазором (2.17) бачимо, що ця величина не залежить від зміни МВ. І, навпаки, із залежностей (2.21) і (2.37) бачимо, що площа мінімального ЗО залежить від кута зачеплення передачі - α , що зв'язана функціональною залежністю (2.5) з МВ - A .

Значення пощади мінімального ЗО, що відповідає максимальному значенню МВ - A_{max} можна одержати, якщо в зазначені залежності підставити значення максимального кута зачеплення α_{max} :

В результаті одержимо для ЗЗ із бічним зазором:

$$S_{vmin}^2 = 2 \left[\frac{\pi}{z} \left[r_0^2 \left(\operatorname{tg}^2 \alpha_{max} + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - R_i^2 \right] - \frac{r_0^2 \cdot \operatorname{tg}^3 \gamma_e}{3} + R_e^2 \left(m_e \cos \gamma_e - \frac{\Delta s}{4R_e} \right) + \right. \\ \left. + R_i^2 \cdot \left(m_e \cos \gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e - \frac{\Delta s}{4r_0} \right) \right] \quad (2.39)$$

Або після підстановки значення $\alpha_{\max}$ з залежності (2.39), одержимо:

$$S_{v \min}^2 = 2 \left[\frac{\pi}{z} \left[r_0^2 \left(\left(\frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0}{A_0 \cdot \cos \alpha_0} \right)^2 + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - R_i^2 \right] - \frac{r_0^2 \cdot \operatorname{tg}^3 \gamma_e}{3} + \right. \\ \left. + R_e^2 \left(m_e \cos \gamma_e - \frac{\Delta s}{4R_e} \right) + R_i^2 \cdot \left(m_e \cos \gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e - \frac{\Delta s}{4r_0} \right) \right] \quad (2.40)$$

На рис. 2.6 представлені графічні залежності площі мінімального ЗО для номінальної S_v та S_{v1} і максимальної МВ - S_{v2} та S_{v3} від КПЗ для беззазорного ЗЗ S_v та S_{v2} і ЗЗ із бічним зазором S_{v1} та S_{v3} .

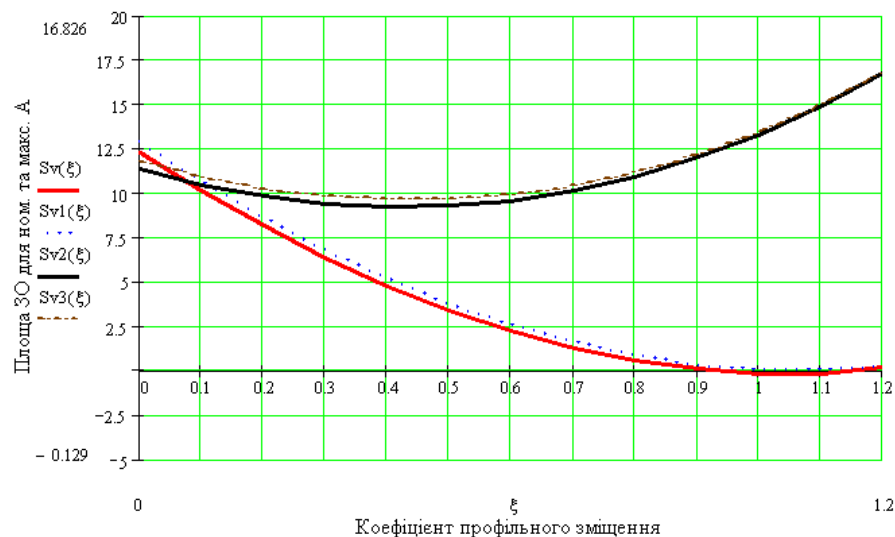


Рисунок 2.6. Графіки залежностей площі мінімального ЗО для номінального S_v та S_{v1} і максимального значення МВ S_{v2} та S_{v3} для ЗЗ із бічним - S_v та S_{v2} зазором і без нього - S_{v1} та S_{v3}

Аналіз графічних залежностей, представлених на рис. 2.6 дозволяє зробити висновок про те, що:

- графіки залежностей площі мінімального ЗО - S_v від КПЗ - ξ має вигляд параболи, спрямованою вершиною вниз;
- графіки досліджуваних залежностей для номінальної міжцентрової відстані - A_n представлена на графіку рис. 2.8 лівою віткою параболи - S_v та S_{v1} , має спадаючий характер і для даного ЗЗ досягає мінімуму при $\xi = 1$;
- графіки досліджуваних залежностей для максимальної МВ - $A_{\max}$ представлена на графіку рис. 2.8 правою віткою параболи - S_{v2} та S_{v3} , має

зростаючий характер, для даного ЗЗ при $\xi = 0,5$ залежність має мінімальне значення - $S_v = 9,28 \text{ мм}^2$;

Розділивши подачу РН (2.2) на частоту обертання шестерень - n , в результаті одержимо РОН шестеренного насоса.

Підставимо в залежність значення вхідних в неї величин S_w і значення площі мінімального ЗО, після відповідних перетворень, одержимо наступну залежність РОН РН:

$$q = 2b\pi \left[R_e^2 - r_0^2 (\text{tg}^2 \alpha + 1) - \frac{r_0^2 \pi^2}{3z^2} \right] \quad (2.41)$$

Підставивши в залежність значення кута зачеплення α , виражене через МВ, одержимо:

$$q = 2 \cdot b \cdot \pi \left[R_e^2 - r_0^2 \left(\text{tg}^2 \left(\arccos \left(\frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{A} \right) \right) + 1 \right) - \frac{r_0^2 \pi^2}{3z^2} \right] \quad (2.42)$$

Або виразивши РОН через діаметри придбає вид:

$$q = 0,5 \cdot b \cdot \pi \left[D_e^2 - d_0^2 \left(\text{tg}^2 \left(\arccos \left(\frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{A} \right) \right) + 1 \right) - \frac{d_0^2 \pi^2}{3z^2} \right] \quad (2.43)$$

Після перетворень (2.43), одержимо залежність для визначення регуляторної характеристики РН:

$$q(A) = 0,5b\pi \left\{ D_e^2 - d_0^2 \left(\frac{A^2}{A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0} \right) - \frac{t_0^2}{3} \right\} \quad (2.44)$$

Аналіз залежності (2.44) показує, що РОН РН від МВ змінюється по параболічній залежності.

На рис. 2.7 представлена регуляторна характеристика РН – залежність РОН від МВ – А. З рис. 2.7 бачимо, що з ростом МВ РОН РН спадає, практично по лінійній залежності.

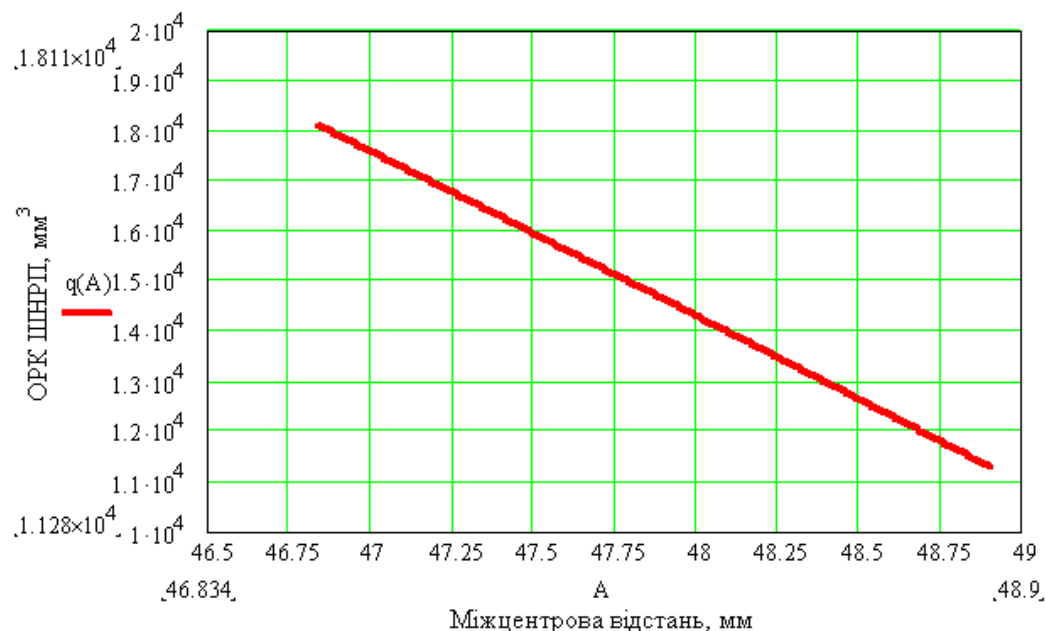


Рисунок 2.7. Регуляторна характеристика РН (залежність РОН від МВ - А)

Знайшовши першу похідну від функціональної залежності РОН q по A , одержимо залежність швидкості зміни (зменшення) подачі РН від збільшення МВ:

$$Vq(A) = -\pi \cdot b \cdot d_0^2 \frac{A}{A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0} \quad (2.45)$$

На рис. 2.8 представлена графічна залежність швидкості зменшенні подачі РН від збільшення МВ. З рис. 2.8 бачимо, що швидкість падіння подачі РН збільшується з ростом МВ і носить лінійний характер.

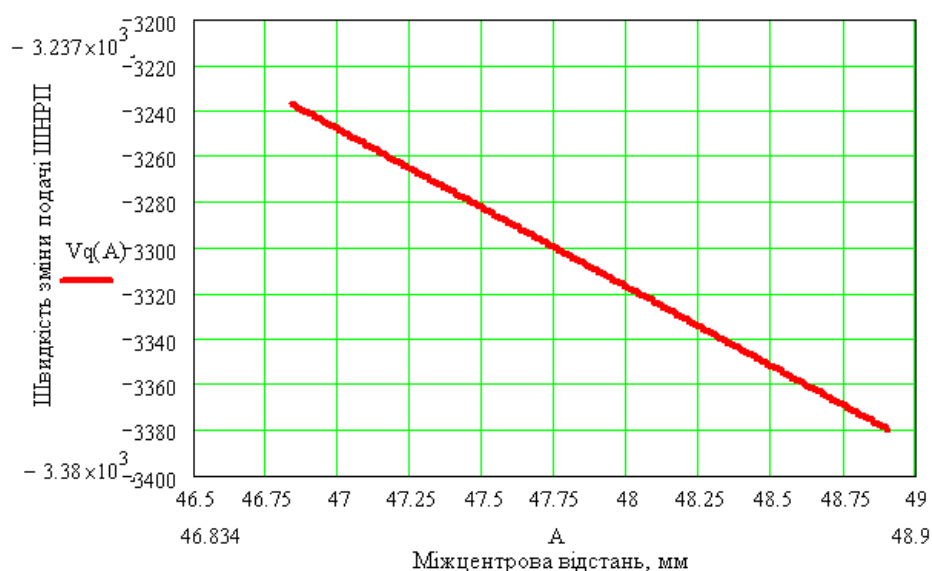


Рисунок 2.8. Графічна залежність швидкості зменшенні подачі РН в залежності від МВ – А

2.4 Параметри, що характеризують якість регулювання РН

Введемо такі поняття, як загальновідоме поняття діапазону регулювання (ДР), під яким будемо розуміти відношення номінальної подачі насоса до мінімальної його подачі або більш точно номінального РОН насоса до мінімального РОН насоса:

$$D = \frac{Q_n}{Q_{\min}} = \frac{q_n}{q_{\min}}, \quad (2.46)$$

де $Q_n, Q_{\max}$ - відповідно номінальна і мінімальна подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$q_n, q_{\max}$ - відповідно номінальний і мінімальний РОН насоса, м^3 .

При цьому, з (2.46) випливає, що якщо $q_n = q_{\min}$, то $D = 1$, в той же час, якщо $q_{\min} = 0$, то $D \rightarrow \infty$, що не зовсім зручно.

Під коефіцієнтом глибини регулювання (КГР) будемо розуміти відношення виду:

$$K_{\text{гр}} = \frac{Q_n - Q_{\min}}{Q_n} = \frac{q_n - q_{\min}}{q_n}, \quad (2.47)$$

При цьому, з випливає, що якщо $q_n = q_{\min}$, то $K_{\text{гр}} = 0$, в той же час, якщо $q_{\min} = 0$, то $K_{\text{гр}} = 1$, що, на нашу думку, набагато зручніше для розрахунків.

На рис. 2.12 представлена залежність КГР - K_r від КПЗ - ξ . З рис. 2.12 бачимо, що залежність КГР - K_r від КПЗ - ξ носить криволінійний (параболічний) зростаючий характер. Максимальне значення КГР для досліджуваного ЗЗ досягає значення $K_r = 0,335$ при $\xi = 0,9$.

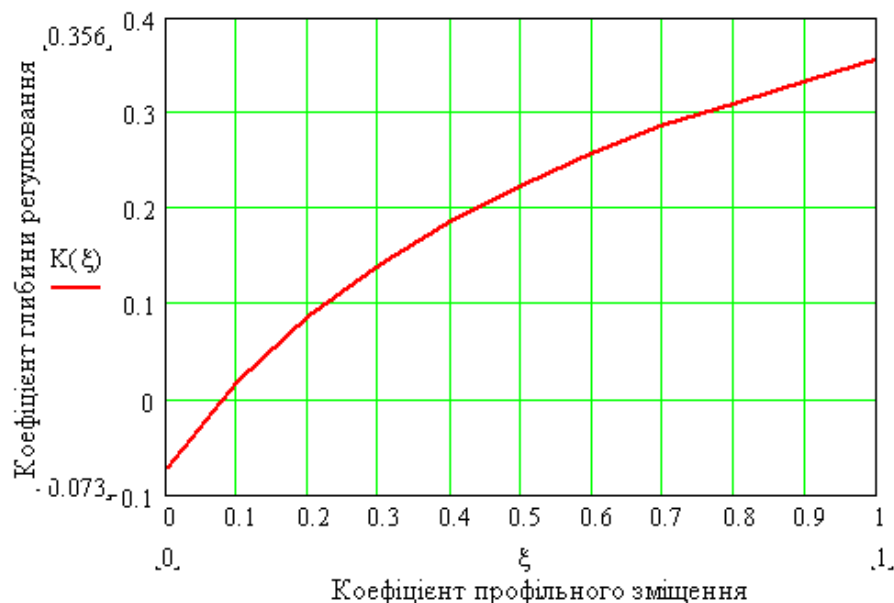


Рисунок 2.9. Графік залежності КГР - K_T від КПЗ - ξ

2.5 Обмеження способу регулювання РН шляхом зміни МВ його ЗЗ

Нами отриманий ряд аналітичних залежностей, що описують різні сторони процесу регулювання шестеренного насоса:

- регуляторна характеристика - залежність подачі РН від МВ;
- регуляторна характеристика - швидкості зміни подачі РН від МВ;
- ДР РН – залежність (2.46);
- КГР – залежність (2.47)

Для завершення побудови моделей процесу регулювання необхідно виявити й описати фактори, що накладають обмеження на параметри ЗЗ РН.

До першої групи факторів варто віднести фактори, що накладають обмеження на область існування ЗЗ.

До таких факторів варто віднести такі фактори, як, загострення зубів на вершинах, зменшення КПЗЗ до значень $\varepsilon < 1$, інтерференція зубів шестерень, як при зборці, так і при нарізанні шестерень, число зубів шестірень.

2.5.1 Загострення зубів шестерень

При використанні позитивних передач можливо загострення зубів шестерень на її вершинах. З рис. 2.20, бачимо, що товщина зубів шестерень на

вершині зуба зменшується з ростом КПЗ - ξ , досягаючи нульового значення в даному випадку при $\xi \approx 0,92$.

Оскільки при виготовленні шестерень допуск на діаметр вершин зубів йде в «мінус», те граничним значенням товщини зуба на вершині будемо вважати наступну умову:

$$S_e = 0 \quad (2.48)$$

2.5.2 Інтерференція зубів шестерень

При неузгодженості параметрів ЗЗ, можливо таке явище, як інтерференція – явище, що полягає в тому, що при розгляді картини ЗЗ частина простору виявляється одночасно зайнятою двома взаємодіючими зубами, наприклад зубом колеса й інструмента. В теорії ЗЗ розроблені умови, при виконанні яких інтерференція зубів спостерігатися не буде.

Коефіцієнт найменшого зміщення шестерень, нарізаних інструментом рейкового типу вибирається з умови:

$$\xi > \xi_{\min}, \quad (2.49)$$

де величину $\xi_{\min}$ знаходять з умови:

$$\xi_{\min} = \frac{(\text{inv}\alpha_{\text{ин min}} - \text{inv}\alpha) \cdot (z + z_{\text{ин}})}{2\text{tg}\alpha} - \xi_{\text{ин}}, \quad (2.50)$$

де $\alpha_{\text{ин min}}$ - мінімальний кут зачеплення інструмента;

$z_{\text{ин}}$ - число зубів інструмента;

$\xi_{\text{ин}}$ - коефіцієнт зміщення інструмента.

Виконання умови (2.50) забезпечує відсутність підрізання зуба.

Відсутність інтерференції головки зуба ведучої шестерні з перехідною поверхнею веденої шестерні забезпечується при виконанні нерівності:

$$\rho_{L1} = 0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha_0 - \frac{h_{L1}^* - h_{a1}^* - \xi_1}{\sin \alpha_0} m \leq \rho_{P1} = A \sin \alpha - 0,5 \cdot d_{02} \cdot \text{tg} \gamma_{e2} \quad (2.51)$$

А відсутність інтерференції головки зуба веденої шестерні з перехідною поверхнею ведучої шестерні забезпечується при виконанні нерівності:

$$\rho_{L2} = 0,5 \cdot d \cdot \sin \alpha_0 - \frac{h_{L2}^* - h_{a2}^* - \xi_2}{\sin \alpha_0} m \leq \rho_{P2} = A \sin \alpha - 0,5 \cdot d_{01} \cdot \text{tg} \gamma_{e1}, \quad (2.52)$$

де h_L^* - коефіцієнт висоти головки граничної висоти вихідного контуру;

h_a^* - коефіцієнт висоти головки зуба вихідного контуру.

2.5.3 Інтервал зміни числа зубів шестерень

Число зубів шестерень є одним з найважливіших параметрів ЗЗ. Зі збільшенням кількості зубів зростають ряд якісних показників ЗЗ. До таких показників варто віднести КПЗЗ - ε , що є гарантією збільшення ДР і КГР.

З іншої сторони збільшення кількості зубів приводить до росту габаритів РН, зниженню питомих показників РН по подачі. Пошукові дослідження показують, що кількість зубів шестерень для РН лежить в межах:

$$8 < z < 60 \quad (2.53)$$

2.5.4 Інтервал зміни коефіцієнта перекриття ЗЗ

Коефіцієнта перекриття ЗЗ - ε є одним з найважливіших показників працездатності ЗЗ. Як відзначено вище, чим більше КПЗЗ - ε , тим кращими регуляторними характеристиками володіє шестеренний насос. При цьому граничним значенням КПЗЗ ε є величина $\varepsilon = 1$, що є лімітованим чинником подальшого збільшення МВ, а значить і ДР РН. Таким чином, КПЗЗ, як правило, лежить в межах:

$$1 \leq \varepsilon < 2. \quad (2.54)$$

При цьому з метою збільшення параметрів регулювання шестеренного насоса, таких як, ДР і КГР бажано мати КПЗЗ $\varepsilon \rightarrow 2$, але це як правило зв'язано зі збільшенням числа зубів шестерні.

РОЗДІЛ 3

3.1. Особливості конструкції РН

Мета магістерської роботи досягається шляхом створення і дослідження працездатності РН, принцип роботи якого ґрунтується на зміні ОРК, що здійснюється зміною МВ ЗЗ насоса.

Аналіз відомих способів регулювання і конструкцій РН, що їх реалізують показали, що на цей час не існує працездатної конструкції РН.

3.2. Принцип роботи шестеренного насоса з регульованою подачею

Базуючись на теоретичних (див. розділ 2) та пошукових експериментальних дослідженнях (див. розділ 1) була розроблена конструкція РН.

В якості базового насоса використовували шестеренний насос НШ – 25Т. Вибір цього насоса виправдано простотою конструкції, що є передумовою мінімального впливу конструктивних особливостей на результати експерименту та особливостями конструкції, яка полягає в наявності верхньої та нижньої кришок, що є необхідною умовою для реалізації конструктивного задуму РН.

Використання базової конструкції серійного насоса дає нам ряд переваг:

- по-перше, для виготовлення експериментального насоса можна використовувати корпусні деталі, що дасть можливість не менш чим на порядок скоротити витрати на виготовлення експериментального насоса;
- по-друге, використання серійного насоса для виготовлення експериментального насоса дає відповідні підстави порівнювати технічні характеристики експериментального насоса із серійним;
- по-третє, такий підхід дає можливість при мінімальних конструктивних доробках і мінімальних витратах на освоєння виробництва впровадити запропоновану конструкцію шестеренного насоса у виробництво.

Однією з проблем, що вирішувалась при конструюванні РН полягала в тому, щоб можливо було використати існуючі корпусні деталі без суттєвих переробок. Тобто „вписати” конструкцію спроектованого шестеренного насоса в існуючий корпус. Для цього потрібно було на першому етапі спроектувати таке ЗЗ, щоб

отримати максимально можливий КГР (діапазон регулювання) і забезпечити габаритні розміри качаючого вузла, що відповідають існуючим конструктивним розмірам при максимально можливому ОРК насоса.

В процесі теоретичних досліджень була побудована геометрична модель у вигляді поперечного перерізу 33 шестерень РН. При збільшені МВ відбувається збільшення мінімального ЗО, що не може бути витиснутий з міжзубової западини зубом спряженої шестерні тим самим ми зменшуємо ОРК РН. Програмне середовище, в якому відбувалось геометричне моделювання дозволяє вимірювати площу будь-якого замкнутого контуру, зокрема площу ЗО. Таке геометричне моделювання теж підтвердило наші сподівання на те, що пропонований спосіб регулювання подачі шестеренного насоса є дієвим і ефективним способом регулювання подачі НШ.

Базуючись на теоретичних та пошукових експериментальних дослідженнях нами був спроектований та виготовлений експериментальний РН.

На рис. 3.1 представлений поздовжній переріз, а на рис. 3.2 поперечний переріз РН.

Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення з регульованою подачею складається з корпусу 1 в циліндричних розточках 2 корпусу 1 з утворенням камери всмоктування (низького тиску) 3 і камери нагнітання 4 (високого тиску) знаходяться ведуча 5 і ведена 6 шестерні. Своїми цапфами ведуча 5 і ведена 6 шестерні спираються на підшипники ковзання 7 і 8. Підшипники ведучої шестерні 7 встановлені в циліндричних розточках 2 корпусу 1. Своїми дугоподібним виїмкам, виконаними на зовнішній радіальній поверхні 9, підшипники ведучої шестерні 7, сполучені з ексцентричним ущільнюючим елементом 10, в якому розміщені ведена шестерня 6 зі своїми підшипниками 8. Сам ущільнюючий елемент 10 встановлюють в корпус 1 з можливістю обертання навколо своєї осі. Провертання ущільнювального елемента навколо своєї осі здійснюють за допомогою вилки 12, хвостовик якої виведений назовні. Знизу і зверху РН закривається кришками 11. Експериментальний РН за своїм принципом роботи не набагато відрізняється від серійного. Принцип роботи РН полягає в наступному. При обертанні ведучої шестерні 5, ведена шестерня 6, що знаходиться з нею в зубчатому зачепленні теж буде обертатися, але в протилежну сторону. При цьому, оскільки в камері

всмоктування 3, зубці ведучої 5 і веденої шестерні 6 рухаються в протилежні сторони, то відбувається періодичне збільшення камери всмоктування, що, власне і створює в ній розрядження. Під впливом розрядження робоча рідина засмоктується через вхідний патрубок у насос і заповнює міжзубові западини.

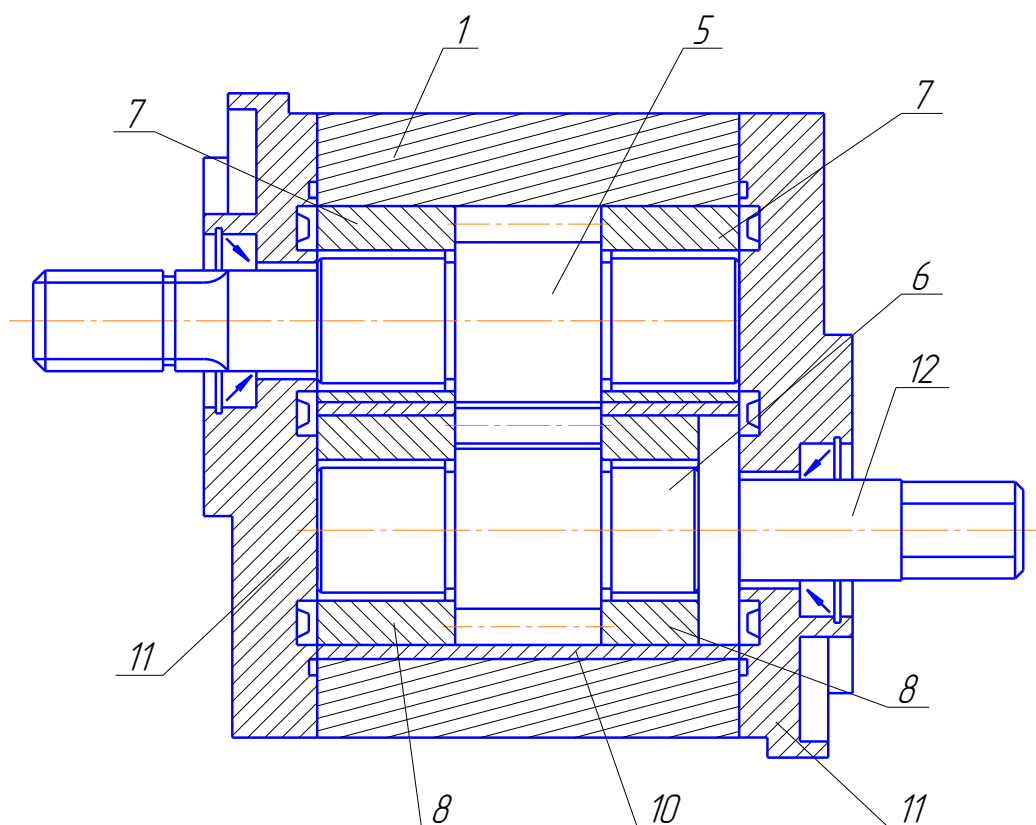


Рисунок 3.1. Поздовжній переріз РН, здійснюваною зміною МВ з ущільнюючим елементом

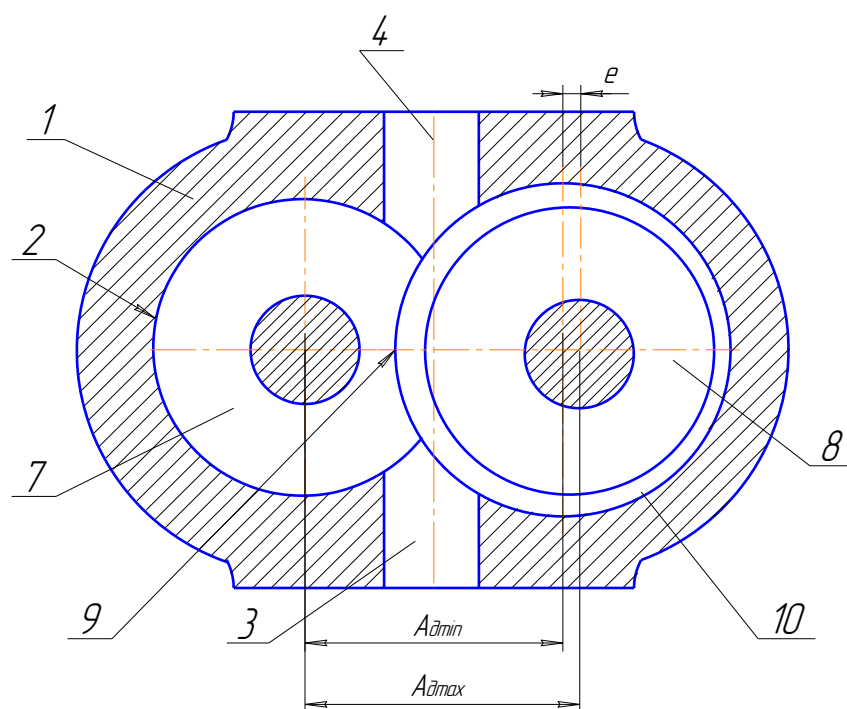


Рисунок 3.2. Поперечний переріз РН, здійснюваною зміною МВ з ущільнюючим елементом

Нагнітання робочої рідини відбувається в наступному порядку. Робоча рідина при обертанні шестерень переноситься з камери всмоктування 3 у камеру нагнітання 4 в міжзубових западинах. В камері нагнітання зубці шестерень 5 і 6 рухаються назустріч одна одній, а тому при обертанні шестерень відбувається періодичне зменшення камери нагнітання, що і призводить до нагнітання робочої рідини в магістраль високого тиску. Крім того, при подальшому обертанні шестерень відбувається витискання робочої рідини з міжзубової западини сполученими з нею зубом. Цей процес продовжується до моменту вступу в зачеплення другої пари зубців і деякий час продовжується після цього до моменту зменшення ЗО від максимального до мінімального значення.

З наведеного бачимо, що ОРК РН залежить від того яка частина зуба може зайти в міжзубову западину. Збільшуючи МВ ми тим самим зменшуємо ступінь заглиблення зуба в міжзубову западину чим і зменшуємо об'єм РР, яка витискається з міжзубової западини. Іншими словами ми зменшуємо ОРК РН. Зміна міжцентрової відстані може здійснюватись, наприклад, ексцентриковим механізмом.

Пропонована конструкція дозволяє здійснювати регулювання подачі НШ при незначному ускладненні конструкції насоса і збільшенні його маси всього на 10...15%.

Таблиця 3.1

Основні технічні характеристики експериментального шестеренного насоса з регульованою подачею в порівнянні з серійним

Найменування технічного параметра	Технічні параметри	
	Серійного насоса	Експериментального насоса
Марка шестеренного насоса	НШ-25Т	НШР-25Е
Кількість зубів шестерень, z	13	22
Модуль 33 , m , мм	3,5	2
КПС, ξ	0,4296	0,9
Міжцентрова відстань: мінімальна A , мм Максимальна A_{max}	48,4	47,2 48,646
Діаметр шестерень, D_e , мм	54,6	52,0
КПЗЗ, ϵ	1,11	1,513
Товщина вершини зуба шестерні, S_e , мм	1,98	0,242
Ширина шестерні, b , мм	26,0	32
Об'єм робочої камери, Q , cm^3 - номінальний - мінімальний	25,10 -	23,72 16,38
Частота обертання, n , об/с (об/хв) Мінімальна Номінальна Максимальна	8,3 (500) 40 (2400) 50 (3000)	8,3 (500) 40 (2400) 50 (3000)
Тиск робочої рідини. МПа Номінальний Максимальний	16,0 21,0	16,0 21,0
Коефіцієнт подачі - при номінальній подачі, $n = 40$ об/с - при мінімальній подачі, $n = 40$ об/с	0,94 -	0,90 0,90
Подача, при , $n = 40$ об/с, dm^3/hv - номінальна - мінімальна	56,63 -	54,0 35,91
Загальний ККД при номінальних технічних характеристиках	0,83	0,80
Коефіцієнт використання об'єму КВ, K_q	0,172	0,1415
Діапазон регулювання, D	-	1,477
Коефіцієнт глибини регулювання, K_{gr}	-	0,323
Коефіцієнт технічного рівня, K_t	0,087	0,278
Маса, кг	5,1	6,2

З табл. 3.1 бачимо, що основні геометричні параметри НШ, такі, як МВ, діаметр шестерень експериментального РН співпадає з відповідними геометричними параметрами базового НШ-25Т.

Окрім того, з табл. 3.1 бачимо, що основні технічні характеристики експериментального РН, зокрема КП, загальний ККД майже не поступається серійному. Коефіцієнт використання об'єму качаючого вузла - K_q серійного насоса в 1,22 разів перевершує КВОКВ РН.

Коефіцієнт технічного рівня - K_t РН в 3,2 рази перевершує КТР серійного НШ, що вдалося досягти завдяки можливості регулювання подачі насоса і оптимізації ЗЗ РН.

3.2.1. Результати визначення залежності потужності, яку розвиває експериментальний шестеренний насос в залежності від зміни МВ (ОРК насоса)

Однією з надзвичайно важливих технічних характеристик будь-якої машини є такий важливий показник, як питома потужність, тобто потужність, яку можна отримати з одиниці маси машини. Для цього необхідно знайти потужність, яку розвиває експериментальний РН від тиску для різних значень частоти обертання та міжцентрової відстані (ОРК насоса), що теж по суті є регуляторною характеристикою РН.

Потужність, яку розвиває шестеренний насос визначали за залежністю (2.15).

Результати дослідження залежності потужності, яку розвиває експериментальний шестеренний насос в залежності від зміни МВ (ОРК насоса), а також від тиску для різної частоти обертання наведені в додатках І.

На рис. 4.15 графічно відображена потужність, яку розвиває експериментальний РН в залежності від зміни МВ (ОРК насоса), для різної частоти обертання при номінальному тиску $P_{ном}=16$ МПа.

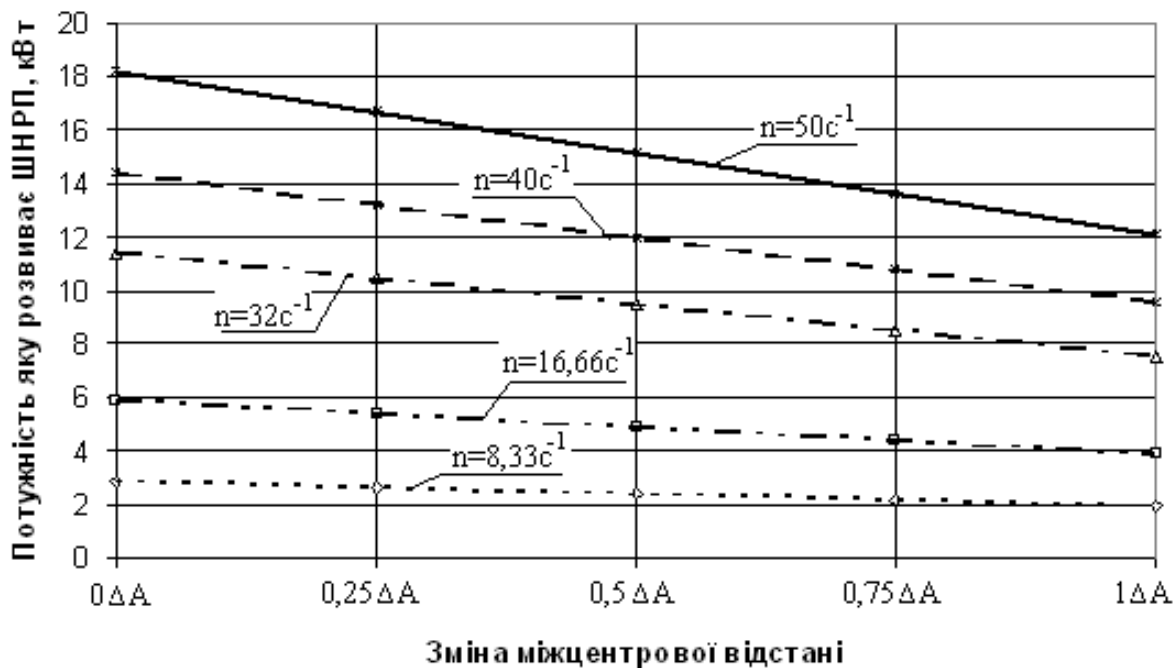


Рисунок 3.3. Графіки залежності потужності, яку розвиває експериментальний РН від зміни МВ (ОРК насоса) при номінальному тиску $P_{\text{ном}}=16$ МПа для різних значень частоти обертання

Аналізуючи графічні залежності потужності, яку розвиває експериментальний РН, що представлені на рис. 4.15 бачимо, що залежність потужності очікувано носить спадаючий лінійний характер від зміни МВ. З рис. 4.15 витікає, що із збільшенням частоти обертання РН швидкість зростання потужності збільшується, що відповідає збільшенню подачі РН. Оскільки потужність, яку при певному тиску розвиває РН залежить від подачі, то таку залежність можна вважати за регуляторну характеристику РН.

3.2.2 Результати визначення номінального тиску, який розвиває експериментальний РН

Номінальний тиск, який розвиває експериментальний РН визначали за методикою, наведеною в розділі 2.4.3. Дослідження розпочали з тиску 10 МПа, при температурі РР - 35°C при номінальній частоті обертання $n = 40\text{c}^{-1}$. Результати випробувань наведені в таблиці 4.3 та на рис. 4.5.

Таблиця 4.3

Результати визначення номінального тиску, що спроможній створювати експериментальний РН

Номер циклу	Тиск, при якому проводили випробування, МПа	Температура РР в кінці циклу випробування (тривалість циклу – 3хв.), °С
1	10,0	37,0
2	11,0	39,0
3	12,0	42,0
4	13,0	45,0
5	14,0	50,0
6	15,0	57,0
7	16,0	67,0
8	17,0	85,0

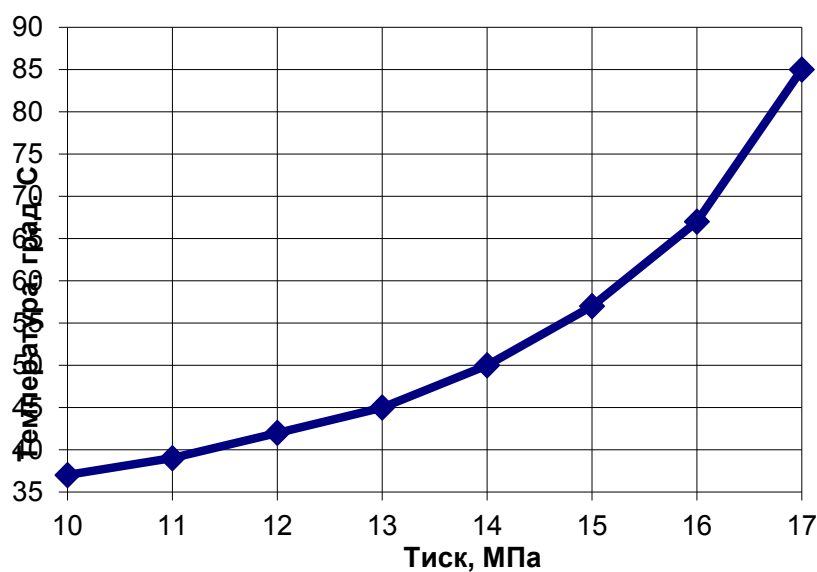


Рисунок 3.4. Результати дослідження РН на номінальний тиск, який він спроможній створити

З табл. 4.3 і рис. 4.5 бачимо, що температура РР поступово зростає, майже по лінійній залежності по мірі зростання тиску, а починаючи з тиску 15 МПа швидкість зростання різко збільшується і при 17 МПа досягає граничного значення. Отже за номінальний тиск слід прийняти тиск 17 МПа, але бажаючи створити певний запас надійності за номінальний вважаємо тиск 16 МПа, що відповідає номінальному тиску серійного НШ третього виконання.

3.2.3 Результати дослідження залежності КП експериментального РН від зміни МВ (ОРК насоса)

КП є одним з найбільш важливих показників досконалості конструкцій, як

гідромашини. Дослідження поведінки КП РН в залежності від зміни міжцентрової відстані проводили у відповідності до методики, наведеної в розділі 2.4.6. За цією методикою передбачається всебічне дослідження КП РН, відповідно з залежністю (2.9).

КП підраховують у відповідності з залежністю (2.10), в яку входять наступні величини $V_{м.б}$ - об'єм мірного баку, який становить $V_{м.б} = 39,960 \text{ дм}^3$, число обертів - n_i , за яке здійснюються заповнення мірного баку визначаємо по показниках електроімпульсного лічильника.

ОРК шестеренного насоса q_T тобто теоретичну подачу насоса за один оберт визначаємо проливанням насоса, методику якого наведено в розділі 2.4.5.

При визначенні ОРК за методикою, наведеною в розділі 2.4.6 були отримані наступні результати мірний бак об'ємом $V_{м.б} = 39,960 \text{ дм}^3$ був заповнений за 96289 циклів. Враховуючи те, що 60 циклів лічильника відповідає 1 оберту ведучої шестерні, число обертів приводу шестеренного насоса, за яке заповнюється мірний бак слід визначати за залежністю:

$$n_i = \frac{n_{\text{ліч}}}{60}. \quad (4.4)$$

Тоді ОРК експериментального РН знайдемо за залежністю:

$$q_T = \frac{60V_{б}}{n_{\text{ліч}}} = \frac{60 \cdot 39960}{96289} = 24,9 \text{ см}^3. \quad (4.5)$$

Розрахунки ОРК за результатами теоретичних досліджень за формулами (3.2) або (3.92) дали наступні результати $q_T = 25,0 \text{ мм}^3$.

Розрахунки КП РН по отриманим експериментальним даним проводили у відповідності з залежністю (2.10).

На першому етапі була досліджена залежність КП РН від тиску при номінальному значенні ОРК для різних значень частоти обертання РН. Результати дослідження наведені в додатках И. Відповідні графічні залежності представлені на рис. 4.7. При проведенні досліджень КП і побудові графічних залежностей КП від тиску для різної частоти обертів насосів використовували рекомендації, що наведені в ГСТУ 3-25-180-97 та ДСТУ 2192-93 [19, 68].

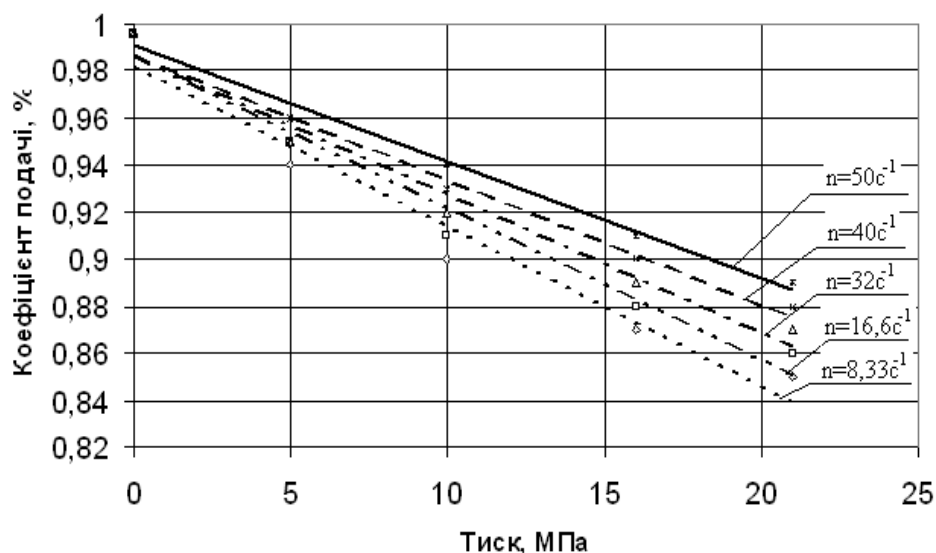


Рисунок 3.5. Графіки залежності КП експериментального РН при номінальному значенні ОРК від тиску - Р для різних значень частоти обертання - n

Характер поведінки отриманих залежностей цілком відповідають тим типовим залежностям КП від тиску для НШ [19], що характерні для серійних насосів і підтверджує відому закономірність, яка полягає в тому, що із ростом тиску КП РН знижується по лінійній залежності. Окрім того, слід відмітити, що із збільшенням частоти обертів насоса швидкість зниження КП зменшується.

Наступним етапом дослідження було з'ясування питання про характер поведінки КП РН в залежності від ОРК РН, яка під час випробувань змінювалась. Дослідження проводили при певному тиску.

Результати експериментальних досліджень КП РН від зміни МВ (ОРК РН) при різних частоті обертання при тиску $P = 5,0$ МПа, $P = 10,0$ МПа, $P = 16,0$ МПа і $P = 21,0$ МПа наведено в додатку И.

Для дослідження характеру поведінки кривих залежності КП РН від зміни МВ (ОРК насоса) по даним, наведеним в додатках И були побудовані графіки вищезгаданих залежностей (див. рис. 4.8). При проведенні досліджень КП і побудові графічних залежностей КП від зміни ОРК для різної частоти обертів насосів використовували рекомендації, що наведені в ГСТУ 3-25-180-97 та ДСТУ 2192-93 [19, 68].

Аналізуючи залежності наведені на рис. 4.4 бачимо, що досліджувані залежності відображаються прямими горизонтальними лініями, що свідчить про наступне.

3.2.4 Результати дослідження поведінки подачі експериментального РН від зміни міжцентрової відстані, регуляторна характеристика РН

Подача, є однією з основних технічних характеристик шестеренного насоса, яка визначає його типорозмір, від якої залежить потужність шестеренного насоса.

Суттєво більшу інформацію про технічний рівень РН несе залежить подачі від зміни МВ. Така залежність по суті є регуляторною характеристикою РН.

Об'ємну подачу визначали у відповідності з методикою, що наведена в розділі 2.4.7 за залежностями (2.11) і (2.12).

Для отримання залежності подачі насоса від зміни МВ (ОРК насоса) потрібно виміряти подачу шестеренного насоса для кожного значення ОРК (див. табл. 4.2) при номінальному тиску $P_{\text{ном}}=16$ МПа не менше ніж для трьох значень частоти обертання (мінімальна, номінальна та максимальна), що відповідає вимогам ДСТУ 2192-93. [68].

Результати дослідження залежності подачі шестеренного насоса від зміни МВ (ОРК насоса) для різних значень тиску і для різних значень частоти обертання представлені в додатку И.

Візуалізація отриманих експериментальних даних наведена на рис 4.11.

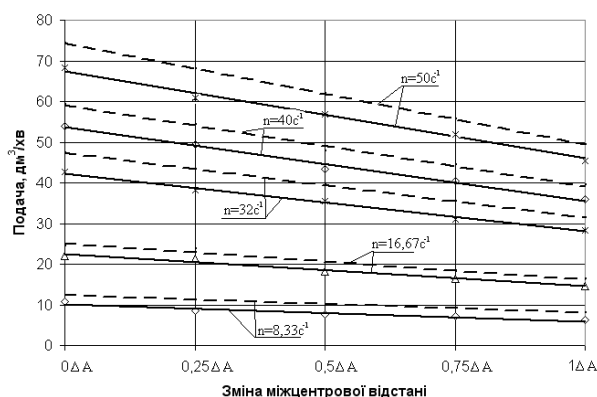


Рисунок 3.6. Залежність подачі РН від зміни МВ (ОРК насоса) при номінальному тиску $P_{\text{ном}}=16$ МПа для різних значень частоти обертання

З аналізу залежностей представлених на рис. 4.11 бачимо наступне.

Зменшення подачі експериментального РН носить лінійний характер і зменшується із ростом МВ, тобто регуляторна характеристика РН носить лінійний характер.

Різниця між результатами теоретичних і експериментальних досліджень відрізняється на певну величину, яка визначається КП насоса.

Кут нахилу графіків зменшується із зменшенням частоти обертання РН, тобто реакція РН на зміну МВ різна в залежності від частоти обертання РН.

Зі зменшенням частоти обертання реакція РН на керуючі впливи зменшується, що пояснюється зменшенням подачі РН і зниженням КП РН, який, як відносна величина залежить від подачі насоса (див. рис. 4.5).

З останнього випливає, що більш доцільним є експлуатація РН при максимальній частоті обертання насоса.

3.2.5. Результати визначення крутного моменту на керуючий вилці

Одним з важливих параметрів, характерних для регульованих насосів є такий параметр, як зусилля, яке необхідно прикласти до керованого елемента насоса. На рис. 4.16 зображена графічна залежність крутного моменту на керованому валу від тиску, що розвиває РН.

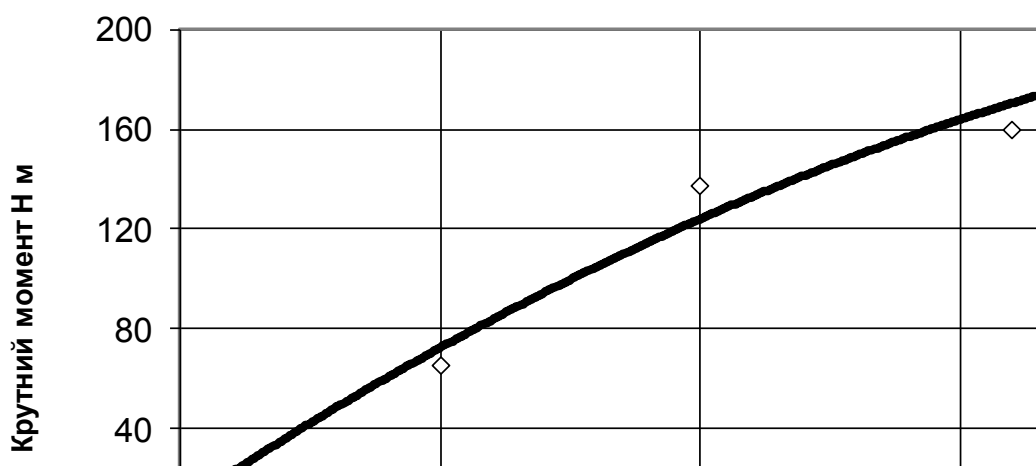


Рисунок 3.7. Графічна залежність крутного моменту на керованому валу від тиску

Аналізуючи графічну залежність крутного моменту на керованому валу від тиску, представленого на рис. 4.16 і, яка побудована за даними наведеними в додатках II бачимо, що крутний момент, який необхідно прикласти до керованого валу не залежить від частоти обертання та значень ОРК, поступово зростає із збільшенням тиску. Максимальне значення крутного моменту на керованому валу становить 200 Н м, тобто лежить в межах, які можуть бути здійснені існуючими звичайними механізмами.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній магістерській роботі на здобуття другого магістерського рівня вищої освіти зі спеціальності 208 «Агроінженерія» на тему «Дослідження особливостей роботи шестеренного насосу з регульованою подачею із розробкою технології його виготовлення у ТДВ «М'ясокомбінат «Ятрань» м. Кропивницький» розроблені питання зміни регулювання подачі шестеренного насоса шляхом зміни ступеня заглиблення зуба в міжзубову западину, що досягається зміною міжцентрової відстані зубчатого зачеплення насоса

Були поставлені і вирішені наступні задачі.

1. Сучасні тенденції розвитку ОГП направлені на подальше розширення використання регульованих насосів і гідромоторів, що викликане прагненням розробників гідрообладнання до підвищення ступеня керування і ККД об'ємного гідроприводу.

2. Одним з найбільш перспектив розвитку об'ємного гідроприводу в цьому напрямків є розробка РН, який відрізняється від об'ємних насосів інших типів рядом суттєвих переваг.

3. Із всього різноманіття виявлених схем регулювання кращою слід вважати спосіб зміни ОРК шестеренного насоса шляхом зміни ступеня заглиблення зуба в міжзубову западину, що досягається зміною міжцентрової відстані ЗЗ насоса.

4. Запропоновані параметри, що дозволяють оцінити функціональні параметри ШНРП: коефіцієнт глибини регулювання - $K_{гр}$, що показує на яку глибину від номінальної подачі може регулюватися досліджуваний РН, коефіцієнта використання об'єму качаючого вузла РН

5. Отримана математична модель РН дозволяє всебічно досліджувати математичними методами взаємозв'язки між параметрами ЗЗ і функціональними параметрами РН і включає аналітичні залежності подачі РН від параметрів ЗЗ – КПЗ - ξ , кута вихідного профілю - α_0 , числа зубів - z і модуля ЗЗ, подачі РН від міжцентрової відстані, швидкості зміни подачі від міжцентрової відстані (регуляторна характеристика РН), залежності функціональних параметрів РН таких, як діапазон регулювання, коефіцієнт глибини регулювання - $K_{гр}$, коефіцієнта використання об'єму качаючого вузла - K_q РН і коефіцієнт технічного рівня ШНРП

K_T від параметрів ЗЗ і залежності, що обмежують область існування ЗЗ РН від параметрів ЗЗ.

6. Досліджено можливість одержання оптимального ЗЗ, що дозволяє досягти максимальних значень функціональних параметрів ШНРП. Теоретичні дослідження дозволили встановити область параметрів ЗЗ ШНРП, при яких можуть бути досягнуті оптимальних значень технічних характеристик ШНРП: $z = 35 \dots 50$, $\alpha_0 = 10^\circ \dots 20^\circ$, $\xi \rightarrow \xi_{\max}$. В результаті можуть бути досягнуті при $z = 50$, $\alpha_0 = 15^\circ$, $\xi = 1,2$ і товщині зуба на колі верхівки $S_e = 0,373$ мм наступні функціональні параметри ШНРП: - коефіцієнт глибини регулювання - $K_r = 0,541$, діапазон регулювання $D = 2,18$, коефіцієнт використання об'єму качаючого вузла $K_q = 0,083$, коефіцієнт середньої швидкості зміни подачі - $K_v = 7.31 \cdot 10^3$ мм³ / мм і коефіцієнт технічного рівня ШНРП $K_T = 0,427$.

16. На основі попередніх пошукових дослідженнях, а також на наслідках наступних теоретичних і експериментальних досліджень була розроблена концепція ШНРП, яка полягає в зміні ОРК насоса шляхом зміни ступеню заглиблення зуба шестерні в міжзубову западину, спряженої з нею шестерні. Цей принцип реалізується шляхом

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Матеріали переддипломної практики на ТДВ «М'ясокомбінат Ятрань» м Кропивницький
2. Методичні вказівки для виконання випускної дипломної роботи для здобувачів освітньо-професійної програми «Технічний сервіс сільськогосподарської техніки» другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 – «Агроінженерія» денної та заочної форми навчання / уклад.: О.В. Бевз, С.О. Магопєць, І.В. Шепелєнко, М.В. Красота, Р.А. Осін, О.В. Дмитренко. М-во освіти і науки Укр., Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – 39 с.
3. Заявка DE 4303494 A1 Німеччина, F04C15/04 Verfahren zur Volumenstromregelung von Zahnradpumpen und Zahnradpumpenzur Durchfuehrung des Verfahrens: DE № 4303494 A1, F04C15/04 заявлен 06.02.1993г. опуб. 11.08.1994.
4. Патент 6283735 B1 США, F04C15/02 Variable-delivery external gear pump; патент 6283735 B1 США, F04C15/02 John J. Vrablik. заявлен 13.10.1999; опуб. 04.09.2001г.
5. Патент 4872536 США, F04C2/18 Hydraulic pumps or motors and hydrostatic transmitting systems: патент 4872536 США, F04C2/18 Zheng Yue. заявлен 23.09.1987; опуб. 10.10.1989г.
6. Патент 4932504 США, F04C2/18 Hydraulic pumps or motors and hydrostatic transmitting systems: патент 4932504 США, F04C2/18 Yue Zheng. заяв. 27.07.1989; опуб. 12.06.1990г.
7. Патент 2079375 США, Claims. (Cl. 103-120) Pumps: патент 2079375 США, Cl. 103-120 Andrew O. McCollum. заяв 09.06.1936; опуб 04.05.1937г.
8. Патент 2149326 США, Claims. (Cl. 103-120) Variable capacity gear pumps; патент 2149326 США, Cl. 103-120 George W. Wilkin. заявлен 27.04.1937; опуб 07.05.1939г.
9. Патент 2293126 США, Claims. (Cl. 103-120) Gear pumps or motor: патент 2293126 США, Cl. 103-120 Leif Fersing. заявлен 24.04.1939; опуб. 18.08.1942г.
10. Патент 2526830 США, Claims. (Cl. 103-120) Variable-delivery gear pumps; патент 2526830 США, Cl. 103-120 Howard M. Purcell. заявлен 22.06.1945; опуб. 24.10.1950г.

11. Патент 3669577 США, F04C15/04 Variable high speed gear pump: патент 3669577 США, F04C15/04 Swan G. Swanson. заяв 02.01.1970; опуб. 13.06.1972г.
12. Патент 4740142 США, F04C15/04 Variable capacity gear pumps with pressure balance for transverse forces: патент 4740142 США, F04C15/04 Hans-Gunther Rohs, Ulrich Rohs, Jochen Reimann, Dieter Voigt. заяв 11.08.1986; опуб. 26.04.1988г.
13. Григоров О.В, Гідравлічний привод підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин: Навч. посібник. – Харків: НТУ «ХПІ», 2005. -264с.
14. ДСТУ 3455.1-96 Гідроприводи об'ємні і пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни і визначення.
15. ДСТУ 3455.2-96 Гідроприводи об'ємні і пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини і пневмомашини. Терміни і визначення.
16. <https://www.hydrosila.com/products/gear-pumps/gear-pumps-zk/>
17. Гідравліка і нагнітачі : навч. посібник / О. М. Грабовський, О. М. Щабієв. – Київ : НМКВО, 1992. – 312 с.
18. ДСТУ 3004 - 95. Надійність в техніці. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними. Держстандарт України. Київ 1995 – 123 с.
19. Ю.В. Кулешков, О.В. Бевз Теоретичне обґрунтування усунення компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі з асиметричною лінією зачеплення. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск № 15 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин». Харків 2003. С.85–91.

ДОДАТКИ

Основні технічні характеристики шестеренного насоса з регульованою подачею НШР-25Е при різних значеннях його ОРК

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е при номінальному значенні ОРК ($0\Delta A$, $q=25,0\text{см}^3$)

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е									
Виміряні показники технічної характеристики насоса			Обчислені показники технічної характеристики насоса						
Р, МПа	$n_{\text{ліч}}$	М, Н·м	Q, м ³ /с, (1)	η_v , (5)	N _{сп} , Вт, (3)	N _н , Вт, (6)	$\eta_{\text{заг}}$, (7)	$\eta_{\text{мех}}$, (9)	F _{кр} Н·м
n = 8,33 об/с (n = 500 об/хв.)									
0,5	96289	2	$2,028 \cdot 10^{-4}$	0,996	104,67	-	-	-	10
5,0	105389	24	$1,895 \cdot 10^{-4}$	0,91	1256,1	947,91	0,754	0,829	60
10,0	106560	45	$1,875 \cdot 10^{-4}$	0,90	2344,2	1875,0	0,796	0,884	120
16,0	110234	71	$1,812 \cdot 10^{-4}$	0,87	2900,0	2833,3	0,780	0,897	170
21,0	112828	96	$1,77 \cdot 10^{-4}$	0,85	5025,0	3718,7	0,740	0,870	190
n = 16,667 об/с (n = 1000 об/хв.)									
0,5	96289	2	$4,150 \cdot 10^{-4}$	0,996	209,4	-	-	-	10
5,0	104243	24	$3,833 \cdot 10^{-4}$	0,92	2513,6	1916,6	0,763	0,829	60
10,0	105391	45	$3,791 \cdot 10^{-4}$	0,91	4712,7	3791,6	0,805	0,884	120
16,0	108982	71	$3,667 \cdot 10^{-4}$	0,88	7435,1	5866,6	0,789	0,897	170
21,0	111516	96	$3,583 \cdot 10^{-4}$	0,86	10053	7525	0,749	0,870	190
n = 32 об/с (n = 1920 об/хв.)									
0,5	96289	2	$7,968 \cdot 10^{-4}$	0,996	402,1	-	-	-	10
5,0	103123	24	$7,44 \cdot 10^{-4}$	0,93	4825,5	3720,0	0,771	0,829	65
10,0	104247	45	$7,36 \cdot 10^{-4}$	0,92	9047,8	7360,0	0,813	0,884	137
16,0	107757	71	$7,12 \cdot 10^{-4}$	0,89	14275	11392,2	0,798	0,897	160
21,0	110229	96	$6,96 \cdot 10^{-4}$	0,87	19302	14616,3	0,757	0,87	203
n = 40 об/с (n = 2400 об/хв.)									
0,5	96289	2	$9,96 \cdot 10^{-4}$	0,996	502,6	-	-	-	20
5,0	102026	24	$9,4 \cdot 10^{-4}$	0,94	6031,9	4700,0	0,779	0,829	60
10,0	103128	45	$9,3 \cdot 10^{-4}$	0,93	11310	9300,0	0,822	0,884	120
16,0	106553	71	$9,0 \cdot 10^{-4}$	0,90	17844	14400	0,807	0,897	172
21,0	108973	96	$8,8 \cdot 10^{-4}$	0,88	24127	18480	0,766	0,87	198
n = 50 об/с (n = 3000 об/хв.)									
0,5	96289	2	$12,45 \cdot 10^{-4}$	0,996	628,3	-	-	-	20
5,0	99900	24	$12,0 \cdot 10^{-4}$	0,96	7539,8	6000	0,796	0,829	60
10,0	102031	45	$11,75 \cdot 10^{-4}$	0,94	14137	11750	0,831	0,884	120
16,0	105389	71	$11,37 \cdot 10^{-4}$	0,91	22305	18200	0,816	0,897	172
21,0	107746	96	$11,12 \cdot 10^{-4}$	0,89	30159	23362	0,775	0,870	198

Таблиця 2

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е при значенні ОРК (0,25ΔА, $q=22,9\text{ см}^3$)

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е									
Виміряні показники технічної характеристики насоса			Обчислені показники технічної характеристики насоса						
Р, МПа	$n_{ліч}$	М, Н·м	Q, м ³ /с, (1)	η_v , (5)	N _{сп} , Вт, (3)	N _н , Вт, (6)	$\eta_{заг}$, (7)	$\eta_{мех}$, (9)	F _{кр} Н·м
n = 8,33 об/с (n = 500 об/хв.)									
0,5	105093	2	$1,90 \cdot 10^{-4}$	0,996	104,72	-	-	-	10
5,0	115022	21	$1,737 \cdot 10^{-4}$	0,91	1099,6	868,52	0,79	0,868	60
10,0	116300	41	$1,718 \cdot 10^{-4}$	0,90	2146,8	1717,9	0,80	0,889	120
16,0	120310	65	$1,66 \cdot 10^{-4}$	0,87	3403,4	2657,1	0,781	0,897	170
21,0	123141	86	$1,622 \cdot 10^{-4}$	0,85	4502,9	3407,3	0,757	0,89	190
n = 16,667 об/с (n = 1000 об/хв.)									
0,5	105090	2	$3,802 \cdot 10^{-4}$	0,996	209,44	-	-	-	10
5,0	113772	21	$3,512 \cdot 10^{-4}$	0,92	2199,1	1756,1	0,799	0,868	60
10,0	115022	41	$3,474 \cdot 10^{-4}$	0,91	4293,5	3474,1	0,809	0,889	120
16,0	118943	65	$3,359 \cdot 10^{-4}$	0,88	6806,8	5375,3	0,79	0,897	170
21,0	121709	86	$3,283 \cdot 10^{-4}$	0,86	9005,9	6894,7	0,766	0,89	190
n = 32 об/с (n = 1920 об/хв.)									
0,5	105083	2	$7,30 \cdot 10^{-4}$	0,996	402,12	-	-	-	10
5,0	112546	21	$6,816 \cdot 10^{-4}$	0,93	4222,3	3408,4	0,807	0,868	65
10,0	113769	41	$6,743 \cdot 10^{-4}$	0,92	8243,5	6743,6	0,818	0,889	137
16,0	117607	65	$6,522 \cdot 10^{-4}$	0,89	13069	10437,9	0,799	0,897	160
21,0	120226	86	$6,377 \cdot 10^{-4}$	0,87	17291	13391,9	0,774	0,89	203
n = 40 об/с (n = 2400 об/хв.)									
0,5	105106	2	$9,12 \cdot 10^{-4}$	0,996	502,65	-	-	-	20
5,0	111351	21	$8,16 \cdot 10^{-4}$	0,94	5277,9	4306,37	0,816	0,868	60
10,0	112557	41	$8,521 \cdot 10^{-4}$	0,93	10304	8521,1	0,827	0,889	120
16,0	116289	65	$8,246 \cdot 10^{-4}$	0,90	16336	13194	0,808	0,897	172
21,0	118939	86	$8,063 \cdot 10^{-4}$	0,88	21614	16932,2	0,783	0,89	198
n = 50 об/с (n = 3000 об/хв.)									
0,5	105081	2	$11,4 \cdot 10^{-4}$	0,996	628,32	-	-	-	20
5,0	109031	21	$10,99 \cdot 10^{-4}$	0,96	6597,3	5497,5	0,833	0,868	60
10,0	111362	41	$10,766 \cdot 10^{-4}$	0,94	21881	10765,9	0,836	0,889	120
16,0	115063	65	$10,41 \cdot 10^{-4}$	0,91	20420	16675	0,817	0,897	172
21,0	117627	86	$10,19 \cdot 10^{-4}$	0,89	27018	21405	0,71	0,89	198

Таблиця 3

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е при значенні ОРК (0,5ΔА, $q = 20,8 \text{ см}^3$)

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е									
Виміряні показники технічної характеристики насоса			Обчислені показники технічної характеристики насоса						
Р, МПа	$n_{ліч}$	М, Н·м	Q, м ³ /с, (1)	η_v , (5)	N _{сп} , Вт, (3)	N _н , Вт, (6)	$\eta_{заг}$, (7)	$\eta_{мех}$, (9)	F _{кр} Н·м
n = 8,33 об/с (n = 500 об/хв.)									
0,5	115663	2	$1,727 \cdot 10^{-4}$	0,996	104,72	-	-	-	10
5,0	126593	19	$1,578 \cdot 10^{-4}$	0,91	904,83	789,14	0,793	0,872	60
10,0	128012	37	$1,560 \cdot 10^{-4}$	0,90	1937,3	1560,9	0,806	0,895	120
16,0	132414	59	$1,508 \cdot 10^{-4}$	0,87	3089,2	2444,2	0,782	0,898	170
21,0	135529	79	$1,474 \cdot 10^{-4}$	0,85	4136,4	3095,8	0,748	0,881	190
n = 16,667 об/с (n = 1000 об/хв.)									
0,5	115671	2	$3,455 \cdot 10^{-4}$	0,996	209,44	-	-	-	10
5,0	125217	19	$3,191 \cdot 10^{-4}$	0,92	1989,7	1595,6	0,802	0,872	60
10,0	126593	37	$3,156 \cdot 10^{-4}$	0,91	3874,6	3156,5	0,815	0,895	120
16,0	130909	59	$3,052 \cdot 10^{-4}$	0,88	6178,5	4884,0	0,790	0,898	170
21,0	133953	79	$2,983 \cdot 10^{-4}$	0,86	8272,9	6264,5	0,757	0,881	190
n = 32 об/с (n = 1920 об/хв.)									
0,5	115661	2	$6,633 \cdot 10^{-4}$	0,996	402,12	-	-	-	10
5,0	123871	19	$6,193 \cdot 10^{-4}$	0,93	3820,2	3096,9	0,811	0,872	65
10,0	125231	37	$6,127 \cdot 10^{-4}$	0,92	7439,2	6127,2	0,824	0,895	137
16,0	129438	59	$5,927 \cdot 10^{-4}$	0,89	11863	9483,8	0,799	0,898	160
21,0	132422	79	$5,794 \cdot 10^{-4}$	0,87	15884	12167,8	0,766	0,881	203
n = 40 об/с (n = 2400 об/хв.)									
0,5	115659	2	$8,291 \cdot 10^{-4}$	0,996	502,65	-	-	-	20
5,0	122553	19	$7,825 \cdot 10^{-4}$	0,94	4775,2	3912,7	0,819	0,872	60
10,0	123882	37	$7,74 \cdot 10^{-4}$	0,93	9299,1	7742,25	0,833	0,895	120
16,0	128015	59	$7,492 \cdot 10^{-4}$	0,90	14828	11988	0,808	0,898	172
21,0	130896	79	$7,325 \cdot 10^{-4}$	0,88	19855	15384	0,775	0,881	198
n = 50 об/с (n = 3000 об/хв.)									
0,5	115655	2	$10,365 \cdot 10^{-4}$	0,996	628,32	-	-	-	20
5,0	119987	19	$9,99 \cdot 10^{-4}$	0,96	5969,0	4995,0	0,837	0,872	60
10,0	122547	37	$9,782 \cdot 10^{-4}$	0,94	11624	9781,8	0,842	0,895	120
16,0	126584	59	$9,469 \cdot 10^{-4}$	0,91	18535	15151,5	0,817	0,898	172
21,0	129427	79	$9,26 \cdot 10^{-4}$	0,89	24819	19449,3	0,72	0,884	198

Таблиця 4

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е при значенні ОРК (0,75ΔА, $q = 18,7 \text{ см}^3$)

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е									
Виміряні показники технічної характеристики насоса			Обчислені показники технічної характеристики насоса						
Р, МПа	$n_{\text{ліч}}$	М, Н·м	Q, м ³ /с, (1)	η_v , (5)	N _{сп} , Вт, (3)	N _н , Вт, (6)	$\eta_{\text{заг}}$, (7)	$\eta_{\text{мех}}$, (9)	F _{кр} Н·м
n = 8,33 об/с (n = 500 об/хв.)									
0,5	128617	2	$1,553 \cdot 10^{-4}$	0,996	104,72	-	-	-	10
5,0	140753	17	$1,419 \cdot 10^{-4}$	0,91	890,11	709,75	0,797	0,876	60
10,0	142317	33	$1,404 \cdot 10^{-4}$	0,90	1727,9	1403,9	0,813	0,903	120
16,0	147225	52	$1,357 \cdot 10^{-4}$	0,87	2722,7	2171,3	0,798	0,917	170
21,0	150689	71	$1,325 \cdot 10^{-4}$	0,85	3717,6	2784,4	0,749	0,881	190
n = 16,667 об/с (n = 1000 об/хв.)									
0,5	128602	2	$3,107 \cdot 10^{-4}$	0,996	209,44	-	-	-	10
5,0	139223	17	$2,87 \cdot 10^{-4}$	0,92	1780,2	1435,1	0,806	0,876	60
10,0	140753	33	$2,839 \cdot 10^{-4}$	0,91	3455,8	2839,01	0,822	0,903	120
16,0	145552	52	$2,745 \cdot 10^{-4}$	0,88	5445,4	4392,6	0,807	0,917	170
21,0	148937	71	$2,683 \cdot 10^{-4}$	0,86	7435,1	5634,3	0,758	0,881	190
n = 32 об/с (n = 1920 об/хв.)									
0,5	128603	2	$5,956 \cdot 10^{-4}$	0,996	402,12	-	-	-	10
5,0	137726	17	$5,571 \cdot 10^{-4}$	0,93	3418,1	2785,3	0,815	0,876	65
10,0	139217	33	$5,511 \cdot 10^{-4}$	0,92	6635	5510,8	0,831	0,903	137
16,0	143916	52	$5,331 \cdot 10^{-4}$	0,89	10455	8529,76	0,816	0,917	160
21,0	147218	71	$5,211 \cdot 10^{-4}$	0,87	14275	10943,7	0,767	0,881	203
n = 40 об/с (n = 2400 об/хв.)									
0,5	128608	2	$7,457 \cdot 10^{-4}$	0,996	502,65	-	-	-	20
5,0	136261	17	$7,038 \cdot 10^{-4}$	0,94	4272,6	3519,1	0,824	0,876	60
10,0	137711	33	$6,963 \cdot 10^{-4}$	0,93	8293,8	6963,3	0,84	0,903	120
16,0	142309	52	$6,738 \cdot 10^{-4}$	0,90	13069	10782	0,825	0,917	172
21,0	145544	71	$6,589 \cdot 10^{-4}$	0,88	17844	13836,9	0,775	0,881	198
n = 50 об/с (n = 3000 об/хв.)									
0,5	128595	2	$9,322 \cdot 10^{-4}$	0,996	628,32	-	-	-	20
5,0	133422	17	$8,985 \cdot 10^{-4}$	0,96	5340,7	4492,5	0,841	0,876	60
10,0	136254	33	$8,797 \cdot 10^{-4}$	0,94	10367	8797,8	0,849	0,903	120
16,0	140739	52	$8,51 \cdot 10^{-4}$	0,91	16336	13627	0,834	0,917	172
21,0	143907	71	$8,33 \cdot 10^{-4}$	0,89	22305	17492	0,784	0,881	198

Таблиця 5

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е при значенні ОРК ($0,75\Delta A$, $q=16,6\text{м}^3$)

Технічна характеристика експериментального шестеренного насоса НШР-25Е									
Виміряні показники технічної характеристики насоса			Обчислені показники технічної характеристики насоса						
Р, МПа	n _{ліч}	М, Н·м	Q, м ³ /с, (1)	η _v , (5)	N _{сп} , Вт, (3)	N _н , Вт, (6)	η _{заг} , (7)	η _{мех} , (9)	F _{кр} Н·м
n = 8,33 об/с (n = 500 об/хв.)									
0,5	144806	2	1,379 10 ⁻⁴	0,996	104,71	-	-	-	10
5,0	158480	15	1,26 10 ⁻⁴	0,91	785,39	630,36	0,803	0,882	60
10,0	160241	29	1,246 10 ⁻⁴	0,90	1518,4	1246,8	0,821	0,912	120
16,0	165766	46	1,205 10 ⁻⁴	0,87	2408,6	1928,5	0,801	0,92	170
21,0	169667	62	1,177 10 ⁻⁴	0,85	3246,3	2472,9	0,762	0,896	190
n = 16,667 об/с (n = 1000 об/хв.)									
0,5	144799	2	2,759 10 ⁻⁴	0,996	209,43	-	-	-	1
5,0	156757	15	2,549 10 ⁻⁴	0,92	1570,8	1274,5	0,811	0,882	6
10,0	158480	29	2,521 10 ⁻⁴	0,91	3036,9	2521,4	0,83	0,912	12
16,0	163882	46	2,438 10 ⁻⁴	0,88	4817,1	3901,3	0,81	0,92	17
21,0	167694	62	2,382 10 ⁻⁴	0,86	6492,6	5004,1	0,771	0,896	19
n = 32 об/с (n = 1920 об/хв.)									
0,5	144793	2	5,298 10 ⁻⁴	0,996	402,12	-	-	-	10
5,0	155072	15	4,947 10 ⁻⁴	0,93	3015,9	2473,8	0,82	0,882	65
10,0	156748	29	4,894 10 ⁻⁴	0,92	5830,8	4894,4	0,839	0,912	137
16,0	162041	46	4,735 10 ⁻⁴	0,89	9248,8	7575,6	0,819	0,92	160
21,0	165753	62	4,628 10 ⁻⁴	0,87	12466	9719,6	0,78	0,896	203
n = 40 об/с (n = 2400 об/хв.)									
0,5	144791	2	6,623 10 ⁻⁴	0,996	502,65	-	-	-	20
5,0	153422	15	6,251 10 ⁻⁴	0,94	3769,9	3125,1	0,829	0,882	60
10,0	155047	29	6,184 10 ⁻⁴	0,93	7288,5	6184,5	0,849	0,912	120
16,0	160239	46	5,985 10 ⁻⁴	0,90	11561	9576,2	0,828	0,92	172
21,0	163871	62	5,852 10 ⁻⁴	0,88	15582	12289,2	0,789	0,896	198
n = 50 об/с (n = 3000 об/хв.)									
0,5	144796	2	8,279 10 ⁻⁴	0,996	628,32	-	-	-	20
5,0	150226	15	7,98 10 ⁻⁴	0,96	4712,4	3990	0,847	0,882	60
10,0	153422	29	7,813 10 ⁻⁴	0,94	9110,6	7813,7	0,858	0,912	120
16,0	158473	46	7,564 10 ⁻⁴	0,91	14451	12103	0,838	0,92	172
21,0	162031	62	7,398 10 ⁻⁴	0,89	19478	15536	0,798	0,896	198