

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

ВОЛОШИНА АНЖЕЛА АНАТОЛІЇВНА



УДК 621.225.001.1

**ТЕОРІЯ І РОБОЧІ ПРОЦЕСИ
ГІДРАВЛІЧНИХ ОБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі мобільних енергетичних засобів Таврійського державного агротехнологічного університету Міністерства аграрної політики та продовольства України, м. Мелітополь.

Науковий консультант

доктор технічних наук, професор
Панченко Анатолій Іванович,
Таврійський державний агротехнологічний
університет, завідувач кафедри мобільних
енергетичних засобів

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Лур'є Зиновій Якович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри гідравлічних машин

доктор технічних наук, професор
Зайончковський Геннадій Йосипович,
Національний авіаційний університет,
завідувач кафедри гідрогазових систем

доктор технічних наук, професор
Кононенко Анатолій Петрович,
Донецький національний технічний університет,
завідувач кафедри енергомеханічних систем

Захист відбудеться « 27 » червня 2013р. о 11⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий « 20 » травня 2013 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Перспективи застосування гідросистем приводу активних робочих органів мобільної техніки пояснюються специфікою вимог до приводів, обмеженою номенклатурою гідромашин та гідроагрегатів, незадовільними їхніми вихідними характеристиками та ін.

Нині до гідромашин обертальної дії, що використовуються у приводах активних робочих органів мобільної техніки, висуваються нові вимоги: великий (більше $5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$) крутний момент та низька (до 10 об/хв) частота обертання при збереженні існуючих масогабаритних показників. Таким вимогам задовольняють гідравлічні обертачі планетарного типу, які відкривають перспективний напрям у розвитку високомоментних планетарних гідромашин обертальної дії. Однак, існує ряд особливостей, урахування яких, дозволяє значно поліпшити вихідні характеристики існуючих планетарних гідрообертачів та розробити нові, а саме: відповідне заповнення робочою рідиною робочих камер планетарного гідрообертача, утворених елементами його витискувальної системи, при формуванні обертового гідравлічного поля; математичний опис втрат при плинні робочої рідини в проточних частинах розподільної системи планетарного гідрообертача, при визначенні його геометричних параметрів і вихідних характеристик; підвищення точності розрахунків гідравлічних, механічних і об'ємних втрат у планетарному гідрообертачі; визначення геометричних параметрів елементів розподільної системи безпосереднього типу для планетарних гідравлічних обертачів; визначення геометричних параметрів елементів витискувальної системи, які визначають формування обертового гідравлічного поля для гідрообертачів планетарного типу; дослідження робочих процесів витискувальної та розподільної систем на базі вдосконалення математичної моделі гідрообертача планетарного типу у складі гідроагрегату, що включає функціональні залежності, обмеження і критерії, які описують робочі процеси і функціонування вузлів планетарного гідрообертача та їх взаємодію з робочою рідиною як єдине ціле.

Таким чином, вдосконалення теорії розрахунку та проектування робочих поверхонь витискувальної та розподільної систем гідрообертачів планетарного типу на базі дослідження їх робочих процесів є актуальною науково-практичною проблемою, вирішення якої є особливо важливим для розвитку високомоментних планетарних гідромашин обертальної дії, що визначило напрям дисертаційного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі мобільних енергетичних засобів Таврійського державного агротехнологічного університету. Результати, отримані в процесі виконання дисертації, є складовою частиною комплексу досліджень, проведених в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт Міністерства аграрної політики та продовольства України: “Удосконалювання і розробка наукових основ підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки” (ДР № 0107U008961, 2007-2010 р.р.), (ДР № 0111U002558, 2011-2015 р.р.), де здобувач була відповідальним виконавцем, “Розробка і впровадження Мелітопольської технології та технічних засобів збирання зернових культур обчосуванням рослин на корені” (ДР № 0111U002550, 2011-2015 р.р.), де здобувач була виконавцем окремих етапів.

У дисертаційній роботі використані результати, отримані при участі здобувача у виконанні окремих етапів науково-дослідних робіт Міністерства промислової політики України “Розробка сімейств уніфікованих високомоментних гідромоторів” (ДР №0104U007459).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є поліпшення вихідних характеристик гідравлічних обертачів планетарного типу, які працюють у складі гідроагрегатів мобільної техніки, шляхом дослідження робочих процесів їх витискувальних і розподільних систем на основі вдосконалення математичних моделей.

Для досягнення мети поставлені наступні задачі:

- проаналізувати конструктивні особливості витискувальної і розподільної систем гідравлічних обертачів планетарного типу;
- розробити математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному обертачі планетарного типу у складі гідроагрегату, з урахуванням конструктивних особливостей його елементів;
- провести параметричні дослідження гідравлічних обертачів планетарного типу, обумовлені впливом геометрії елементів витискувальної системи та форми проточних частин розподільної системи на їхні вихідні характеристики;
- зробити дослідження динаміки серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу у складі гідроагрегату;
- провести експериментальні дослідження гідравлічних обертачів планетарного типу і зробити оцінку адекватності математичної моделі робочих процесів гідравлічного обертача планетарного типу реальному об'єкту;
- розробити практичні рекомендації для розрахунку і проектування гідравлічних обертачів планетарного типу та їх елементів.

Об'єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні і механічні процеси взаємодії потоку робочої рідини з елементами витискувальних і розподільних систем гідрообертачів планетарного типу у складі гідроагрегатів приводу мобільної техніки.

Предмет дослідження – функціональні залежності, які описують робочі процеси витискувальної і розподільної систем гідрообертача планетарного типу, що працює у складі гідроагрегату.

Методи досліджень. Теоретичні аспекти дисертації базуються на методах механіки рідини і газу, що сприяють визначенню зміни тисків робочої рідини у проточних частинах розподільної системи, та в зазорах між елементами витискувальної системи. Для дослідження робочих процесів, що відбуваються у витискувальній і розподільній системах гідравлічного обертача планетарного типу і зміни його вихідних характеристик використані методи теорії механізмів і машин, а також метод системного аналізу, які дозволили описати зміну вихідних характеристик гідравлічних обертачів планетарного типу в процесі експлуатації. Методи імітаційного моделювання для дослідження закономірностей зміни вихідних характеристик гідравлічних обертачів планетарного типу в експлуатаційних умовах при перехідних процесах досліджувалися з використанням пакета імітаційного моделювання “Vissim” і універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу “Ansys”. Для визначення вихідних характеристик серійного та модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу при їхніх порівняльних випробуваннях застосовувався метод експериментальних досліджень. Експериментальна перевірка теоретичних досліджень

проводилася в реальних умовах з обробкою отриманих результатів з використанням методів математичної статистики і теорії імовірності. Вирішення задач з поліпшення параметрів витискувальних і розподільних систем здійснювалося шляхом вдосконалення теорії розрахунку, розробки практичних рекомендацій і конструкторської документації для проектування уніфікованого ряду гідравлічних обертачів планетарного типу.

Наукова новизна отриманих результатів, полягає в тому, що:

- вперше обґрунтовано, досліджено та визначено гідравлічні втрати в проточних частинах розподільних систем гідрообертачів планетарного типу, отримано нові математичні залежності, які описують ці втрати, що дозволяє проектувати проточні частини розподільних систем безпосереднього типу із заданими характеристиками;

- вперше досліджено вплив геометричних параметрів елементів проточних частин розподільної системи гідравлічного обертача планетарного типу на зміну гідравлічних втрат, що дозволяє підвищити точність визначення гідравлічного і загального ККД гідрообертача в цілому;

- вперше визначено вплив геометричних параметрів елементів витискувальної системи гідрообертача планетарного типу на заповнюваність його робочих камер робочою рідиною, що дозволяє зменшити гідравлічні втрати гідрообертача на стадії проектування;

- дістали подальшого розвитку математичні моделі робочих процесів, які відбуваються у витискувальній і розподільній системах планетарного гідрообертача, з урахуванням початкових та граничних умов, що дозволяє досліджувати вплив геометричних параметрів елементів цих систем на вихідні характеристики планетарного гідрообертача в цілому;

- дістала подальшого розвитку концепція підвищення вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу за рахунок заповнення робочих камер, утворених елементами витискувальної системи та зменшення гідравлічних втрат у проточних частинах розподільної системи;

- вперше, на основі системного підходу, з урахуванням втрат у проточних частинах розподільної системи та зазорів між витискувальними елементами, які з'єднують робочі камери, виконано дослідження динамічних процесів, які відбуваються в елементах гідрообертача планетарного типу, працюючого у складі гідроагрегата при розгоні, що дозволяє забезпечити задані вихідні характеристики гідрообертача при проектуванні.

Практична значимість отриманих результатів в області проектування гідравлічних машин об'ємної дії полягає у розробці комплексу блоків моделювання робочих процесів гідрообертача планетарного типу (реалізованого за допомогою пакету імітаційного моделювання "Vissim") для розрахунків його статичних і динамічних характеристик у складі гідроагрегату, що дозволяють проводити дослідження зміни вихідних характеристик гідрообертача з урахуванням конструктивних особливостей його витискувальної і розподільної систем. Запропоновані практичні рекомендації із проектування елементів витискувальної і розподільної систем гідрообертачів планетарного типу дозволяють визначити кількісну характеристику зміни зазорів між витискувальними елементами, які з'єднують робочі камери, а також визначити

кількісну зміну площі прохідного перетину розподільної системи.

Розроблена методика розрахунку і проектування гідрообертачів планетарного типу дозволяє поліпшити їхні вихідні характеристики та підвищити потужність, при збереженні масогабаритних показників, ще на стадії проектування. Розроблена конструкторська документація дозволяє модернізувати уніфікований ряд високомоментних гідрообертачів планетарного типу з робочими об'ємами 4000, 5000, 6300 і 8000 $см^3$, відповідно.

Розроблений стенд для випробування уніфікованого ряду високомоментних гідрообертачів планетарного типу з робочими об'ємами 4000...8000 $см^3$ дозволяє провести експериментальні дослідження з метою визначення кількісного поліпшення вихідних характеристик модернізованих гідрообертачів.

Результати роботи сформульовані у вигляді рекомендацій для розрахунку і проектування гідравлічних обертачів планетарного типу. Розроблену конструкторську документацію модернізованих гідравлічних обертачів передано АТ «Гідроінпекс» (м. Сорока, Молдова) для виготовлення дослідної партії уніфікованих високомоментних гідрообертачів планетарного типу.

Теоретичні розробки з розрахунку, моделювання та проектування гідрообертачів планетарного типу, їх вузлів і деталей використовуються у навчальному процесі кафедри мобільних енергетичних засобів Таврійського державного агротехнологічного університету при вивченні дисциплін «Гідропривод сільськогосподарської техніки», «Гідравлічні системи сільськогосподарської техніки», а також при курсовому та дипломному проектуванні.

Особистий внесок здобувача. Всі основні положення і результати дисертаційної роботи, які виносяться на захист, отримано здобувачем особисто. У публікаціях, виконаних у співавторстві, особистий внесок здобувача представлений наступними положеннями: обґрунтовано використання гідравлічних машин планетарного типу для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки; запропановано розрахункові схеми і математичні моделі гідроагрегату і його елементів; обґрунтовано початкові умови і діапазон зміни геометричних і робочих параметрів об'ємного гідроприводу і його елементів; використано системний підхід при аналізі конструктивних особливостей і принципу дії гідромашин із циклоїдальною формою витискувачів, використано системний підхід при аналізі параметрів гідроагрегату і його елементів, що впливають на його вихідні характеристики; запропановано системний розгляд кінематики і динаміки роботи планетарних гідромашин із циклоїдальною формою витискувачів; розроблено методологію розрахунків і проектування гідрообертачів планетарного типу.

Формулювання проблеми і задач досліджень здійснювалося разом з науковим консультантом.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на: X ювілейній Міжнародній науково-практичній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Краматорськ, 2005р.); VI Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Львів, 2005 р.); XI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2006р.); VII Міжнародній науково-технічній

конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м.Вінниця, 2006 р.); XII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Луганськ, 2007р.); VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м.Мелітополь, 2007 р.); XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2008р.); IX Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м.Кременчук, 2008 р.); XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Чернівці, 2009р.); X Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м.Львів, 2009 р.); XV Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2010р.); XI Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м.Мелітополь, 2010 р.); XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2011р.); XII Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м.Донецьк, 2011 р.); XII Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка та технологія-2011» (м.Севастополь, 2011); XVII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Черкаси, 2012р.); XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м.Чернігів, 2012 р.); XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка та технологія-2012» (м.Севастополь, 2012); XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми геометричного моделювання» (м. Мелітополь, 2012р.); IX Міжнародному форумі «Інтердрайв-2012» (м.Москва, 2012 р.); технічних радах заводу-виготовлювача гідромашин планетарного типу «Гідроінпекс» (м. Сорока, Молдова, 2005-2012 р.); щорічних науково-технічних конференціях Таврійського державного агротехнологічного університету (м. Мелітополь, 2005-2012 р.).

Розроблені гідромашини для приводу активних робочих органів мобільної техніки експонувалися на Міжнародній виставці навчальних закладів «Сучасна освіта в Україні-2005» (м. Київ, 2005р.); Міжнародній агротехнічній виставці-ярмарку «Агро-2005» (м. Київ, 2005 р.); виставці «Агротаврія-2005» (м. Мелітополь, 2005 р.); Міжнародній спеціалізованій виставці «Комунтех-2005» (м.Київ, 2005 р.); Міжнародній агротехнічній виставці-ярмарку «Агро-2006» (м. Київ, 2006р.); IX Міжнародній виставці «Інтердрайв-2012» (м. Москва, 2012 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у 42 наукових працях, з них: 22 статті у наукових фахових виданнях України, 4 – матеріали міжнародних науково-практичних конференцій.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 447 сторінок, з них: 70 рисунків за текстом; 68 рисунків на 57 окремих сторінках; 11 таблиць за текстом; 5 таблиць на 3 окремих сторінках; список використаних джерел з 284 найменувань на 31 сторінці; 4 додатки на 39 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність та доцільність теми дисертації, сформульовано її мету і задачі, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, наукову новизну та практичну цінність роботи.

У **першому розділі** викладено аналітичний огляд основних напрямів гідрофікації мобільної техніки, аналіз конструкцій роторних гідромашин, конструктивних особливостей гідромашин із циклоїдальною формою витискувачів, обґрунтовано наукову проблему, визначено етапи і шляхи її рішення.

Великий внесок у розробку і дослідження об'ємних гідромашин, у тому числі високомоментних гідромоторів, зроблено відомими вченими Баштою Т.М., Бірюковим Б.Н., Єрасовим Ф.Н., Панченком А.І., Поповим Д.Н., Прокоф'євим В.Н., Шевцовим Є.Н. і ін. Аналіз проведених раніше досліджень, пов'язаних із проектуванням високомоментних гідромашин, дозволив зробити висновок, що вони виконувалися без належного урахування факторів, які визначають роботу системи безпосереднього розподілу робочої рідини, що не дозволяє розробити математичну модель, яка б відповідала реаліям планетарних гідравлічних обертачів, і як наслідок, ефективно використовувати сучасні математичні методи їх проектування і розрахунків.

Таким чином, науково-практична проблема – вдосконалення теорії розрахунку та проектування робочих поверхонь витискувальної та розподільної систем гідрообертачів планетарного типу на базі дослідження їх робочих процесів, може бути вирішена шляхом комплексних досліджень в області розрахунків, моделювання та проектування гідравлічних обертачів планетарного типу. Реалізація поставленої проблеми полягає у системному підході, коли конструкція основних вузлів, закони руху елементів витискувальної системи, плин рідини у проточних частинах розподільної системи, заповнення робочою рідиною робочих камер витискувальної системи, гідравлічні, гідродинамічні і механічні процеси досліджуються як єдине ціле.

У **другому розділі** наведено комплекс вдосконалених математичних моделей процесів, що відбуваються у нерегульованому шестеренному насосі із приводним двигуном, запобіжному клапані непрямої дії та планетарному гідрообертачі із пружно-інерційним навантаженням. Обґрунтовано їх використання для моделювання робочих процесів, що відбуваються у гідрообертачі планетарного типу, працюючого у складі гідроагрегату з урахуванням особливостей функціонування і взаємного впливу всіх його елементів, а також властивостей робочої рідини.

На підставі розроблених розрахункових схем насосної танції (рис. 1) з розімкнутою циркуляцією потоку з приводним двигуном і запобіжним клапаном та високомоментного гідравлічного обертача із пружно-інерційним навантаженням (рис. 2) наведено математичний опис кожного елемента гідроагрегату з урахуванням наступних припущень: довжина трубопроводів невелика; температура робочої рідини постійна та дорівнює середньому значенню (тобто постійними вважаються коефіцієнти кінематичної в'язкості); тиск у зливній, всмоктувальній і дренажній магістралях дорівнює нулю; робочі кромки гідроапаратів гострі; з'єднувальні канали великі по перетину і короткі по довжині.

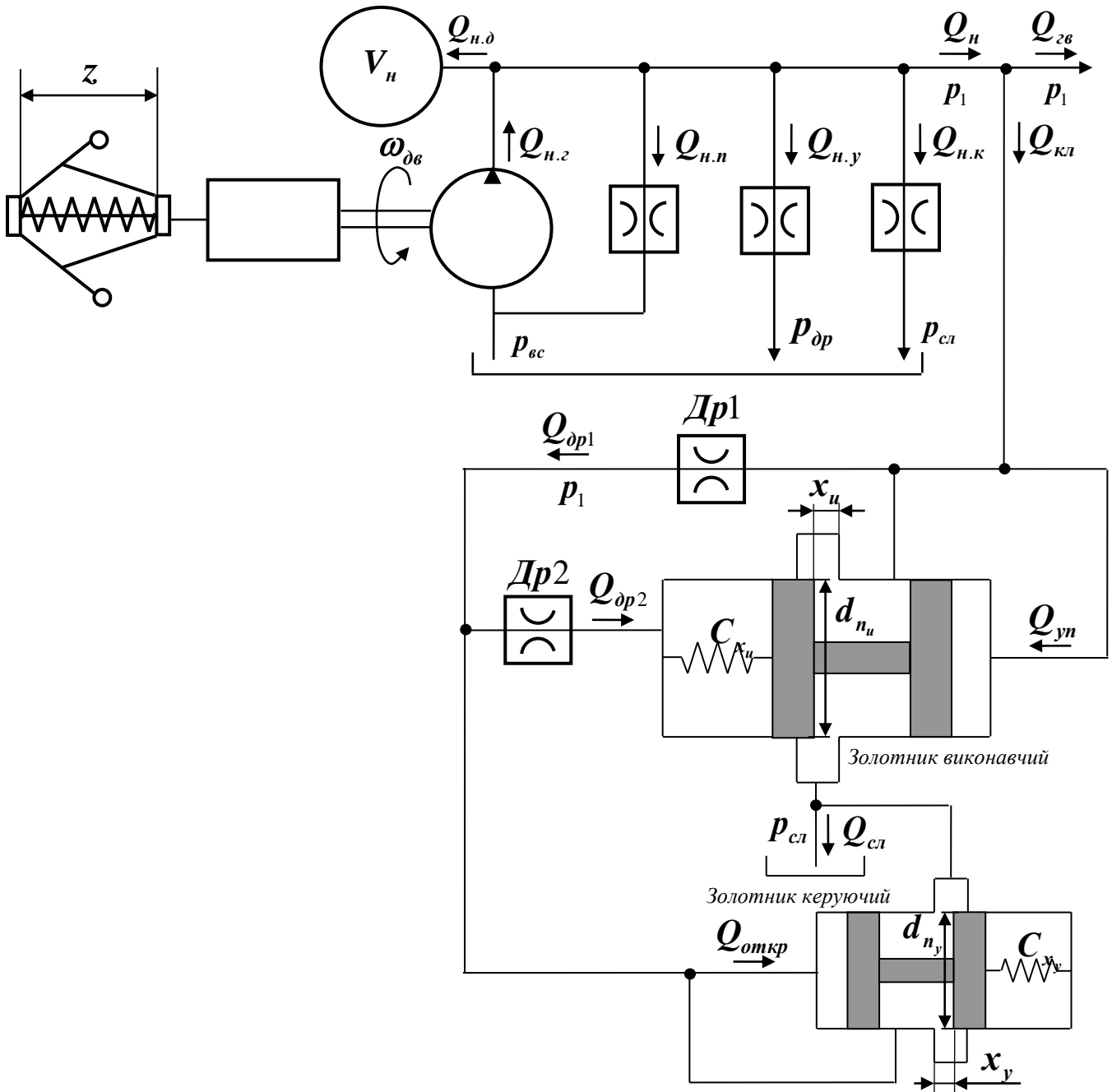


Рис. 1. Розрахункова схема насосної станції з розімкнутою циркуляцією потоку та приводним двигуном

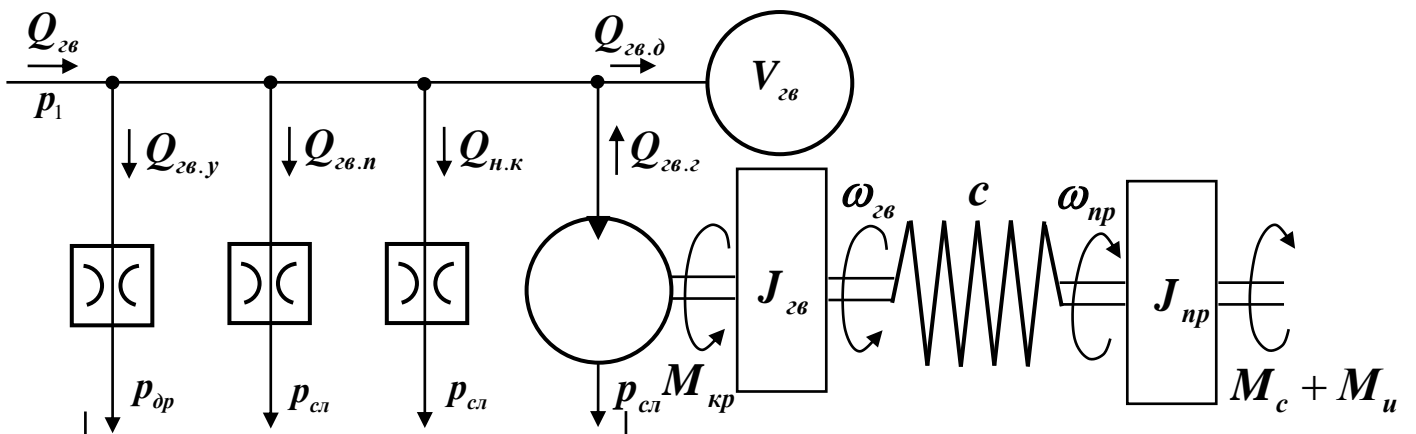


Рис. 2. Розрахункова схема гідрообертача з пружно-інерційним навантаженням

Приводний двигун внутрішнього згорання. Відповідно до розрахункової схеми (рис. 1), а також з урахуванням прийнятих вище припущень математичну модель процесів, що відбуваються в приводному дизельному двигуні з відцентровим регулятором для нерегульованого насоса, описано наступними залежностями:

$$M_{\omega_{\delta\delta}}(\omega_{\delta\delta}) + M_z = M_H(t) + J \cdot \frac{d\omega_{\delta\delta}(t)}{dt} + k_{\delta} \cdot z_i(t); \quad (1)$$

$$M_H(t) = \frac{V_H \cdot p_1(t)}{2\pi \cdot \eta_{H, мех} \cdot u_{\delta\delta}}; \quad (2)$$

$$J = k_1 \cdot \frac{m_{max} \cdot k_2 D_u^2}{4} + \frac{J_H}{u_{\delta\delta}^2}; \quad (3)$$

$$\frac{d\omega_{\delta\delta}(t)}{dt} = \frac{1}{J} [M_{\omega_{\delta\delta}}(\omega_{\delta\delta}) + M_z - M_H(t) - k_{\delta} \cdot z_i(t)]; \quad (4)$$

$$\dot{z}_i(t) = \nu^{-1} \cdot [(a + b \cdot z_i) \cdot \omega_{\delta\delta}^2(t) - C_z \cdot z_i(t) - F]; \quad (5)$$

де $M_{\omega_{\delta\delta}}(\omega_{\delta\delta}) + M_z$ – крутний момент двигуна за швидкісною характеристикою; $M_H(t)$ – навантажувальний момент двигуна з боку насосу; V_H – робочий об'єм нерегульованого шестеренного насосу; $p_1(t)$ – тиск у напірній магістралі гідроагрегату; $\eta_{H, мех}$ – механічний ККД нерегульованого шестеренного насосу; $u_{\delta\delta}$ – передаточне число редуктора між приводним двигуном і насосом; J – приведений момент інерції приводного двигуна; $\omega_{\delta\delta}(t)$ – кутова швидкість валу двигуна; k_{δ} – параметр настроювання відцентрового регулятора двигуна; $z_i(t)$ – поточне переміщення муфти регулятора; ν – коефіцієнт грузлого тертя, який можна ототожнити з величиною фактору гальмування регулятора \mathcal{G} , $\nu \approx \mathcal{G}$; a , b – постійні настроювання відцентрового регулятора двигуна; C_z і F – твердість і сила попереднього стиску пружини регулятора, відповідно.

Отримані залежності (1-5) описують динаміку зміни кутової швидкості валу приводного двигуна насосної установки з розімкнутою циркуляцією потоку.

Нерегульований шестеренний насос. У математичну модель процесів, що відбуваються у нерегульованому шестеренному насосі, входять залежності моментів на валу насосу і рівняння нерозривності потоку робочої рідини (витрат насосу)

$$Q_H(t) = Q_{H,z}(t) - Q_{H,y}(t) - Q_{H,n}(t) - Q_{H,k}(t) - Q_{H,\delta}(t), \quad (6)$$

де $Q_{H,z}(t)$ – геометрична подача насосу, $Q_{H,y}(t)$ – витoki нерегульованого шестеренного насосу; $Q_{H,n}(t)$ – перетічки нерегульованого шестеренного насосу; $Q_{H,k}(t)$ – витрата нерегульованого шестеренного насосу, викликана компресією і декомпресією робочої рідини; $Q_{H,\delta}(t)$ – деформаційна витрата, обумовлена стиском робочої рідини.

Моделлю торцевих радіально спрямованих витоків для нерегульованого шестеренного насосу є вираження для випадку двох кілець, що сполучаються своїми то-

рцями, одне з яких обертається з постійною кутовою швидкістю

$$\begin{aligned}
 Q_{н.з}(t) &= 0,25 \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) \cdot \omega_n(t); \\
 Q_{н.у}(t) &= \left[p_1(t) - p_{др} - \frac{3\rho \cdot \omega_{др}^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \cdot \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}}; \\
 Q_{н.н}(t) &= b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{вс}}{\Delta\tau} \cdot R_{\kappa}^2 - R_{\delta.ш}^2 - \frac{4R_{\kappa}^2 \cdot R_{\delta.ш}^2}{R_{\kappa}^2 - R_{\delta.ш}^2} \cdot \ln^2 \frac{R_{\kappa}}{R_{\delta.ш}} - \pi \cdot R_{ш}^2 \cdot \frac{2R_{\kappa}^2}{R_{\kappa}^2 - R_{\delta.ш}^2} \cdot \ln \frac{R_{\kappa}}{R_{\delta.ш}} - 1 \right); \\
 Q_{н.к}(t) &= C_n \cdot [p_1(t) - p_{сл}] \frac{\omega_n(t)}{E_{жс}}; \\
 Q_{н.д}(t) &= \frac{\left(0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) + V_{н.м} \right) dp_1(t)}{2 \cdot E_{жс} dt},
 \end{aligned} \tag{7}$$

где $p_1(t)$ – тиск нагнітання; $p_{др}$ – тиск у дренажній системі; ρ – густина робочої рідини; R – зовнішній радіус кільця; r – внутрішній радіус кільця; δ – величина радіального зазору; μ – динамічна в'язкість робочої рідини; $\Delta\tau$ – кут повороту ведучої шестірні; $R_{\delta.ш}$ – радіус ведучої шестірні; R_{κ} – радіус корпусу; $E_{жс}$ – об'ємний модуль пружності двухфазної робочої рідини.

Подача робочої рідини на виході з нерегульованого шестеренного насоса з урахуванням виражень усіх складових дорівнює

$$\begin{aligned}
 Q_n(t) &= \frac{0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right)}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \left[p_1(t) - p_{др} - \right. \\
 &\left. - \frac{3\rho \cdot \omega_{др}^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \times \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}} - b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{вс}}{\Delta\tau} \cdot R_{\kappa}^2 - R_{\delta.ш}^2 - \right. \\
 &\left. - \frac{4R_{\kappa}^2 \cdot R_{\delta.ш}^2}{R_{\kappa}^2 - R_{\delta.ш}^2} \cdot \ln^2 \frac{R_{\kappa}}{R_{\delta.ш}} - \pi \cdot R_{ш}^2 \cdot \frac{2R_{\kappa}^2}{R_{\kappa}^2 - R_{\delta.ш}^2} \cdot \ln \frac{R_{\kappa}}{R_{\delta.ш}} - 1 \right) - \\
 &\left. - C_n \cdot \frac{\omega_n(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \frac{\left(0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) + V_{н.м} \right) dp_1(t)}{2 \cdot E_{жс} dt}.
 \end{aligned} \tag{8}$$

Отримані залежності (6-8) описують динаміку зміни подачі нерегульованого шестеренного насоса насосної установки з розімкнутою циркуляцією потоку.

Запобіжний клапан непрямої дії. Представлена розрахункова схема запобіжного клапану непрямої дії (рис. 1) дозволяє розробити математичну модель процесів, що відбуваються у клапані. Досліджуваний клапан складається із двох золотників – виконавчого і керуючого. Для ідентифікації розрахункових елементів математичної моделі приймаємо, що обидва золотника плунжерного типу.

Нерозривність витрат на ділянці насос–клапан–гідрообертач при відкритому запобіжному клапані:

$$Q_n(t) = Q_{зв}(t) + Q_{кл}(t) + Q_{сж}(t) + Q_{yn_y}(t) + Q_{yn_u}(t), \quad (9)$$

де $Q_{сж}(t)$ – деформаційна витрата трубопроводів, на ділянці насос-клапан-гідрообертач, що залежить від стискальності робочої рідини, $Q_{yn_u}(t)$, $Q_{yn_y}(t)$ – витрата, необхідна для керування виконавчим та керуючим клапанами, відповідно.

Поточну витрату через відкритий запобіжний клапан визначають як суму поточних витрат через виконавчий і керуючий золотники

$$Q_{кл}(t) = Q_{кл_u}(t) + Q_{кл_y}(t), \quad (10)$$

де $Q_{кл_u}(t)$ – поточна витрата через виконавчий золотник; $Q_{кл_y}(t)$ – поточна витрата через керуючий золотник.

$$Q_{кл}(t) = \mu' \cdot \pi \cdot d_{n_u} \cdot x_u(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{сл}]} + \mu' \cdot \pi \cdot d_{n_y} \cdot x_y(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{оп1}(t) - p_{сл}]}, \quad (11)$$

де μ' – коефіцієнт витрати, залежний від форми виконавчого золотника; d_{n_u} , d_{n_y} – діаметр плунжеру виконавчого та керуючого золотників, відповідно; $x_u(t)$, $x_y(t)$ – поточне переміщення плунжеру від його закритого положення виконавчого та керуючого золотників, відповідно.

Отримані залежності (9-11) описують динаміку обмеження тиску в досліджуваному гідроагрегаті шляхом спрацьовування запобіжного клапану.

Високомоментний гідравлічний обертач. Для отримання математичної моделі процесів, що відбуваються у високомоментному гідрообертачі описано динаміку зміни вихідних характеристик залежно від типу навантаження.

Згідно зі схемою витрат (рис. 2) витрата досліджуваного високомоментного гідрообертача має вигляд

$$Q_{зв}(t) = Q_{зв.з}(t) + Q_{зв.у}(t) + Q_{зв.н}(t) + Q_{зв.к}(t) + Q_{зв.д}(t), \quad (12)$$

де $Q_{зв.з}(t)$ – геометрична витрата робочої рідини гідрообертача; $Q_{зв.у}(t)$ – витрата витоків гідрообертача; $Q_{зв.н}(t)$ – витрата перетічок гідрообертача; $Q_{зв.к}(t)$ – витрата, викликана компресією робочої рідини у гідрообертачі; $Q_{зв.д}(t)$ – деформаційна витрата гідрообертача.

$$Q_{зв.з}(t) = R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зв}(t);$$

$$Q_{zв.к}(t) = \frac{\left(\frac{V_{zв.м}}{4\pi} + R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \right) \cdot \omega_{zв}(t) \cdot [p_1(t) - p_{сл}]}{E_{жс}}; \quad (13)$$

$$Q_{zв.д}(t) = \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{zв.м}) dp_1(t)}{2 \cdot E_{жс} dt};$$

де R_n – радіус ділильної окружності напрямної гідрообертача; Z_n – число зубів напрямної; b – висота напрямної гідрообертача; e – міжцентрова відстань між витискувачами.

Витрата робочої рідини гідрообертача з урахуванням виражень усіх складових дорівнює

$$Q_{zв}(t) = R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{zв}(t) + C_{zв.у} \cdot p_1(t) + C_{zв.н} \cdot [p_1(t) - p_{сл}(t)] + \\ + C_{zв} \cdot \frac{\omega_{zв}(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] + \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{zв.м}) dp_1(t)}{2 \cdot E_{жс} dt}. \quad (14)$$

Оскільки в гідроагрегаті встановлено запобіжний клапан, то витрата робочої рідини, що підводиться до гідрообертача, визначається залежністю

$$Q_{зм}(t) = Q_n(t) - Q_{кл}(t),$$

а нерозривність витрат у гідроагрегаті з гідрообертачем описується співвідношенням

$$Q_{зм.г}(t) + Q_{зм.у}(t) + Q_{зм.н}(t) + Q_{зм.к}(t) + Q_{зм.д}(t) = \\ = Q_{н.г}(t) - Q_{н.у}(t) - Q_{н.н}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t) - Q_{кл}(t). \quad (15)$$

Тиск нагнітання $p_1(t)$ в системі з співвідношення (15) відносно похідної тиску $\frac{dp_1(t)}{dt}$ 3

підстановкою складових $Q_{н.д}(t)$, $Q_{zв.д}(t)$ і $Q_{сжс}(t)$, що містять цю похідну, після перетворень дорівнює

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{E_{жс}}{(V_{н.д} + V_{zв.д} + V_{мп})} \cdot \left\{ \frac{0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right)}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{zв}(t) - \right. \\ - \left[p_1(t) - p_{др} - \frac{3\rho \cdot \omega_{дв}^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \cdot \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}} - b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{вс}}{\Delta\tau} \cdot R_{к}^2 - R_{в.ш}^2 - \right. \\ - \left. \frac{4R_{к}^2 \cdot R_{в.ш}^2}{R_{к}^2 - R_{в.ш}^2} \cdot \ln^2 \frac{R_{к}}{R_{в.ш}} - \pi \cdot R_{ш}^2 \cdot \frac{2R_{к}^2}{R_{к}^2 - R_{в.ш}^2} \cdot \ln \frac{R_{к}}{R_{в.ш}} - 1 \right) - C_{zв.у} \cdot p_1(t) - C_{zв.н} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \\ \left. - \frac{1}{E_{жс}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{zв} \cdot \omega_{zв}(t)] \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{сл}]} - S_{нл} \frac{dx}{dt} \right\}. \quad (16)$$

Рівняння моментів на «валу» гідрообертача у загальному випадку має вигляд

$$M_{кр} - M_c = J \cdot \frac{d\omega_{зв}(t)}{dt}. \quad (17)$$

Крутний момент на «валу» гідрообертача визначається залежністю

$$M_{кр} = \frac{2\pi \cdot R_H \cdot Z_H \cdot b \cdot e}{2\pi} \cdot \eta_{з.м} \cdot [p_1(t) - p_{сл}]. \quad (18)$$

Кутова швидкість «валу» гідрообертача з урахуванням (17) і (18) дорівнює

$$\frac{d\omega_{зв}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{2\pi \cdot R_H \cdot Z_H \cdot b \cdot e}{2\pi} \cdot \eta_{з.м} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - M_c \right]. \quad (19)$$

Отримані залежності (16), (18) і (19) описують динаміку зміни крутного моменту і кутової швидкості «валу» гідрообертача, а також тиск у досліджуваному гідроагрегаті.

Пружно-інерційне навантаження. Приведений момент інерції J для приводу активних робочих органів мобільної техніки з великими інерційними навантаженнями змінюється у діапазоні $0,1 \leq J \leq 1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Для отримання достовірної математичної моделі описано динамічні властивості інерційного навантаження із пружними зв'язками (рис. 2).

Диференціальне рівняння руху маси з моментами J_{np} і $J_{зв}$ дорівнює

$$J_{np} = \frac{d^2\varphi_{np}}{dt^2} + (\varphi_{np} - \varphi_{зв}) \cdot c = M_c + M_u, \quad (20)$$

$$J_{зв} \frac{d^2\varphi_{np}}{dt^2} - (\varphi_{np} - \varphi_{зв}) \cdot c = -M_c - m \cdot g \cdot s. \quad (21)$$

Помноживши (20) на $J_{зв}$, а (21) на J_{np} , після перетворень отримуємо момент, який сприймає пружна ланка при пуску високомоментного гідрообертача

$$\begin{aligned} M_{кр} = & \frac{M_u \cdot c}{J_{np} \cdot \frac{(J_{зв} + J_{np}) \cdot c}{J_{зв} \cdot J_{np}}} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{(J_{зв} + J_{np}) \cdot c}{J_{зв} \cdot J_{np}}} t \right) + \\ & + \frac{M_u \cdot m \cdot g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{зв} + J_{np}} \right) \cdot c}{J_{зв} \cdot \left(\frac{(J_{зв} + J_{np}) \cdot c}{J_{зв} \cdot J_{np}} - g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{зв} + J_{np}} \right) \right)} \cdot (m + J_{зв} + J_{np}) \\ & \times \left(\frac{1}{\frac{(J_{зв} + J_{np}) \cdot c}{J_{зв} \cdot J_{np}}} \cdot \cos \sqrt{\frac{(J_{зв} + J_{np}) \cdot c}{J_{зв} \cdot J_{np}}} t - \frac{1}{g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{зв} + J_{np}} \right)} \cdot \cos \sqrt{g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{зв} + J_{np}} \right)} t \right) + \end{aligned} \quad (22)$$

$$+ \frac{M_u \cdot m \cdot c}{J_{z\phi} \cdot \frac{(J_{z\phi} + J_{np}) \cdot c}{J_{z\phi} \cdot J_{np}} \cdot (m + J_{z\phi} + J_{np})} + M_c,$$

де $J_{z\phi}$ – приведений момент інерції обертових частин гідрообертача; J_{np} – приведений момент інерції обертових частин привода активного робочого органу мобільної машини; $\varphi_{z\phi}$ – приведений кут повороту «вала» гідрообертача; φ_{np} – приведений кут повороту активного робочого органу мобільної машини; M_u – надлишковий (прискорювальний) обертаючий момент; M_c – момент статичного опору обертанню активного робочого органу мобільної машини; c – приведена кутова твердість елементів передач механізму обертання активного робочого органу мобільної машини.

Отримані математичні моделі процесів, що відбуваються у приводному двигуні, нерегульованому шестеренному насосі, запобіжному клапані непрямої дії, високомоментному гідрообертачі і пружно-інерційному навантаженні дозволяють використовувати їх для моделювання роботи гідроагрегату приводу активних робочих органів мобільної техніки. Вони описують динамічні і статичні процеси, що відбуваються в елементах гідроагрегату, враховують особливості функціонування та взаємний вплив усіх його елементів, а також ураховують властивості робочої рідини.

Виконаний математичний опис гідрообертача у складі гідроагрегату носить загальний характер. Тому для побудови загальної моделі гідрообертача планетарного типу враховують конструктивні та функціональні особливості його витискувальної і розподільної систем.

Гідрообертач планетарного типу. Для визначення геометричних параметрів елементів витискувальної системи, а також для вивчення їх впливу на зміну вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу виконано теоретичні дослідження зміни зазорів між витискувальними елементами, які з'єднують робочі камери витискувальної системи планетарного гідрообертача (рис. 3).

Радіус розташування центрів зубів шестірні R_{uu} дорівнює

$$R_{uu_{\max}} = \frac{r_n + r_{uu}}{\sin \frac{\pi}{Z_{uu}}}. \quad (23)$$

Радіус розташування центрів зубів напрямної R_n дорівнює

$$R_n = R_{uu} + \frac{r_{uu} + r_n + \sqrt{(r_n + r_{uu})^2 - \left(R_{uu} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{uu}}\right)^2} - R_{uu} \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_{uu}}\right)}{2}, \quad (24)$$

а міжцентрова відстань e (ексцентриситет) між витискувачами (напрямною і шестірнею)

$$e = R_n - R_{uu} - \sqrt{(r_n + r_{uu})^2 - \left(R_{uu} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{uu}}\right)^2} + R_{uu} \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_{uu}}\right). \quad (25)$$

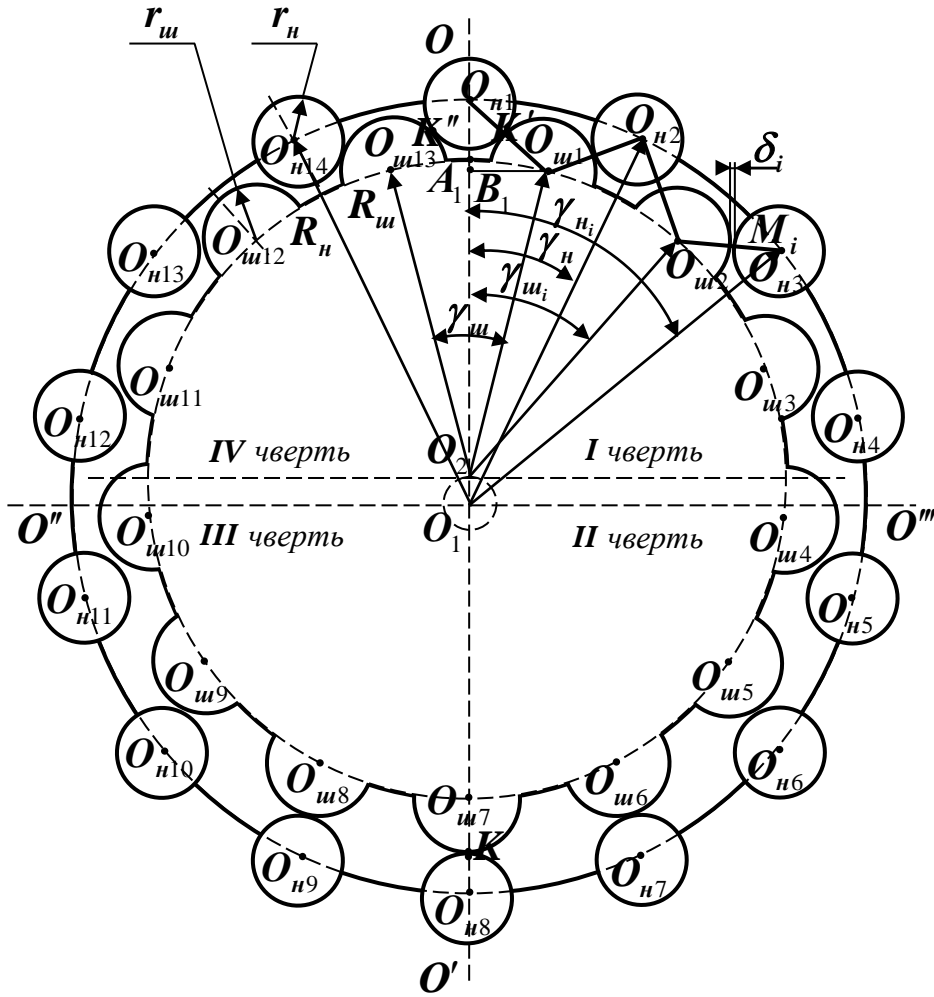


Рис. 3. Розрахункова схема визначення геометричних параметрів витискувальної системи (напрямної і шестірні) гідрообертача планетарного типу

Зазор δ між контактуючими зубами напрямної і шестірні дорівнює:

$$\delta_i = \sqrt{\left[R_n \cdot \cos \gamma_{н_i} \mp R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i} \mp e \right]^2 \pm \left[R_n \cdot \sin \gamma_{н_i} \mp R_{ш} \cdot \sin \gamma_{ш_i} \right]^2} - (r_n + r_{ш}). \quad (26)$$

Причому, якщо $\delta \leq 0$, то напрямна і шестірня сполучаються з натягом, а якщо $\delta > 0$ – із зазором.

Для визначення геометричних параметрів елементів розподільної системи, а також для вивчення їх впливу на зміну вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу виконано теоретичні дослідження системи розподілу робочої рідини безпосереднього типу (рис. 4).

Якщо радіус $R_{ш}^0$ розташування вікон розподільного пристрою відомий, то радіус $R_{кр}$ розташування вікон золотникового пристрою визначається залежністю

$$R_{кр} = \sqrt{R_{ш}^{02} - 2R_{ш}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2}. \quad (27)$$

Якщо радіус $R_{кр}$ розташування вікон золотникового пристрою відомий, то радіус $R_{ш}^0$ розташування вікон розподільного пристрою дорівнює

$$R_{ui}^0 = \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + \sqrt{\cos^2(\pi - \alpha_i) \cdot e^2 + R_{кр}^2 - e^2}. \quad (28)$$

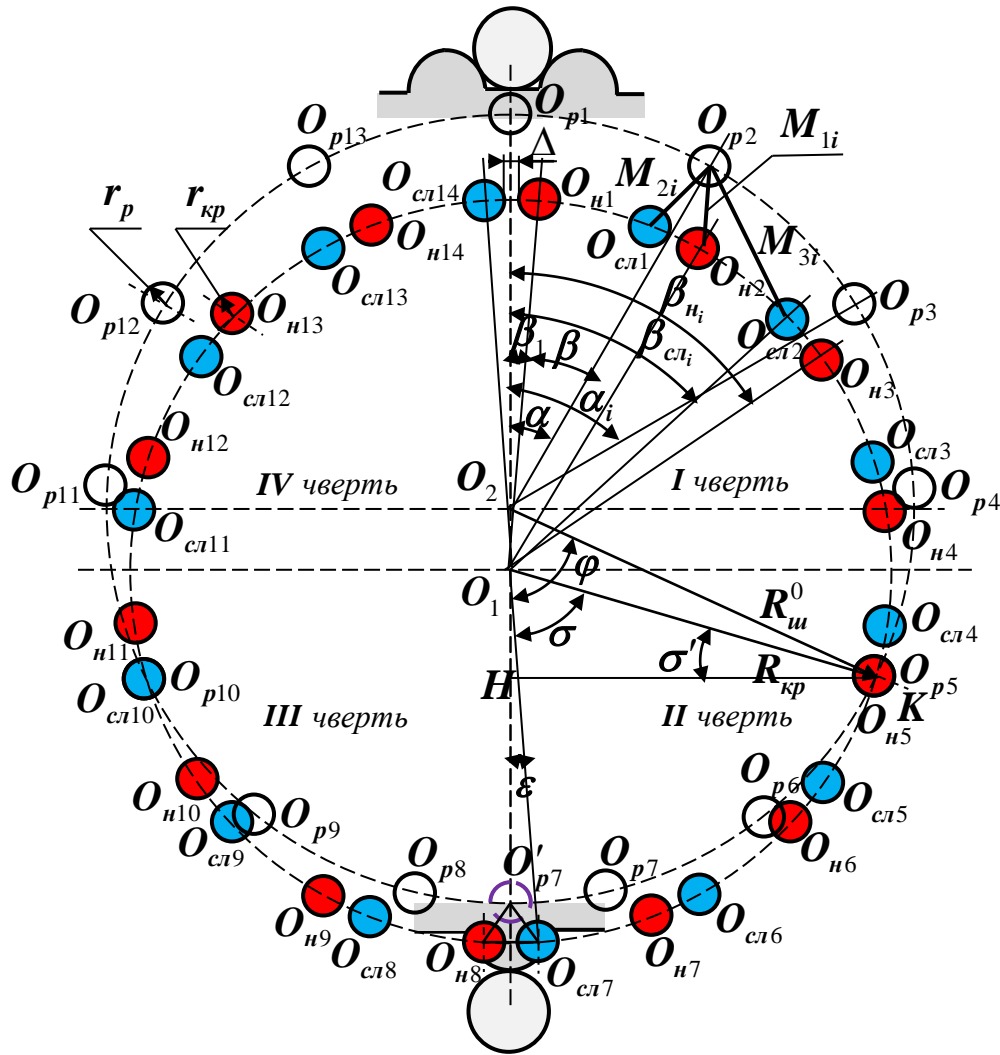


Рис. 4. Розрахункова схема визначення геометричних параметрів розподільної системи (кришек і шестірні) гідрообертача планетарного типу

Площа перекриття S_i розподільних вікон золотникового і розподільного пристроїв визначається залежностями:

$$S_i = \frac{r_p^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_{кр}^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}), \quad (29)$$

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos \left(\frac{M_i^2 + r_p^2 - r_{кр}^2}{2M_i \cdot r_p} \right), \quad (30)$$

$$\varphi_{2i} = 2 \arcsin \left(\frac{r_p}{r_{кр}} \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2} \right). \quad (31)$$

З аналізу конструкцій гідрообертачів планетарного типу встановлено, що в цих гідромашинах витискувальна і розподільна системи виконано так, що елементи витискувальної системи (шестірня і кришки) одночасно є елементами розподільної

системи. Враховуючи специфічну конструкцію гідрообертача планетарного типу визначено, що торцеві витоки у досліджуваній конструкції майже відсутні, тому в гідрообертачі відсутня і дренажна магістраль. Відзначимо, що шестірня не має ніяких твердих кінематичних зв'язків з напрямною і тому при роботі самовстановлюється. Отже, перетічки через радіальний зазор, утворений витискувальними елементами гідрообертача планетарного типу, відсутні.

Вважаємо, що плин у тонкій плівці зазору по кільцю (рис. 5), обмеженому внутрішнім радіусом R_n^0 напрямної і зовнішнім радіусом ущільнення R_{yn}^0 , є стаціонарним ламінарним плином нестисливої рідини.

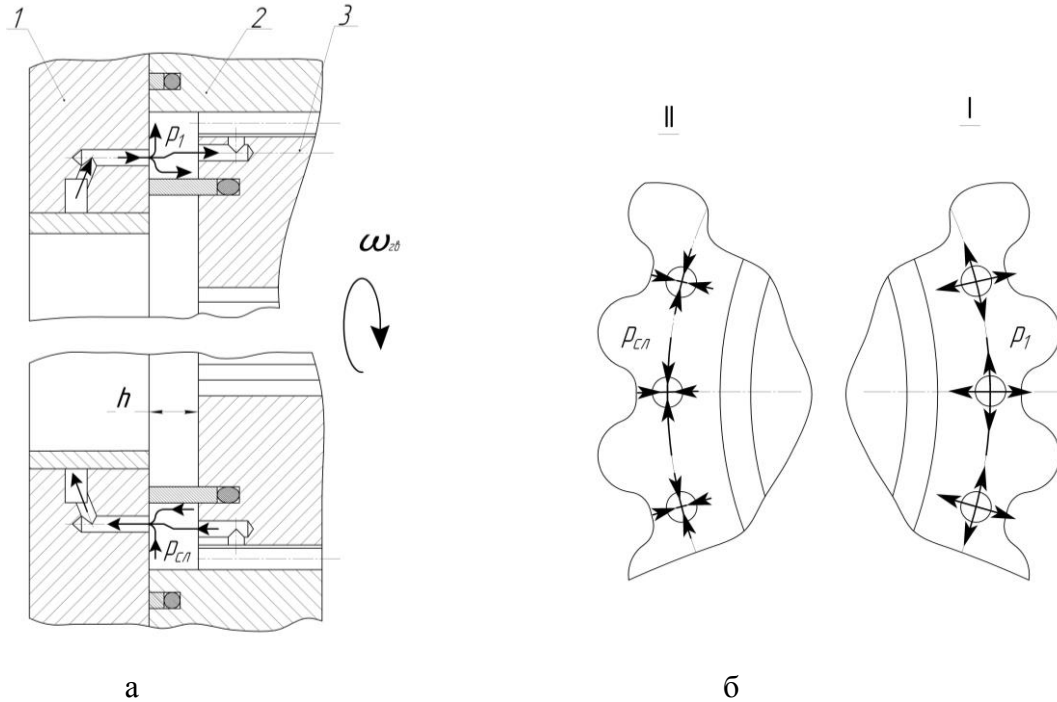


Рис. 5. Розрахункова схема визначення плину робочої рідини у зазорі, утвореному:
1 – кришками, 2 – напрямною і 3 – шестірнею

Приймаємо складову швидкості уздовж осі рівною $v_z = 0$, по окружності $-v_\varphi = 0$, у напрямку радіуса $-v_r = v(r, z, t)$.

Для розрахунків плинів робочої рідини у зазорах між торцевими поверхнями елементів витискувальної і розподільної систем гідрообертача використовуємо відомі рівняння руху нестисливої густої рідини, рівняння енергії та нерозривності.

З урахуванням прийнятих припущень перетічки робочої рідини у торцевому зазорі гідрообертача можна визначити за залежністю:

$$Q_{зв.н} = \frac{2\pi \cdot r}{\nu} \cdot \left\{ \pm \frac{r \cdot v}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} \cdot \left[-\frac{12h \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \right. \right.$$

$$\left. \begin{aligned} & \pm \frac{3h^2 \cdot (R_h^{02} - R_{yn}^{02})}{10} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2 \cdot h^2}{5} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4 \cdot h}{140} \cdot \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_h^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}}\right) + \\ & + \frac{3R_{cp}^2 \cdot h}{10} \cdot \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \cdot \ln \frac{R_h^0}{R_{yn}^0} - \frac{h^3 \cdot (p_1 - p_{cl})}{\rho} \mp 3\nu \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_h^{02} - R_{yn}^{02}) \end{aligned} \right\}. \quad (32)$$

Отримані вдосконалені математичні моделі робочих процесів, що відбуваються у гідрообертачі планетарного типу, який працює в складі гідроагрегату, описують динамічні процеси, які відбуваються в елементах гідроагрегату з урахуванням конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем та враховують їх взаємний вплив на зміну вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу.

У **третьому розділі** проведено параметричні дослідження витискувальної і розподільної систем гідрообертачів планетарного типу та встановлено взаємозв'язки між геометричними параметрами основних систем гідрообертача і його вихідними характеристиками.

Аналіз розподілу зазорів між витискувальними елементами, які з'єднують робочі камери (рис. 6, а) гідрообертача планетарного типу показує, що у серійному гідрообертачі максимальне значення зазору не перевищує 0,17мм, при цьому у другій і третій парях зубів існує натяг 0,04 мм і 0,02 мм, відповідно, що не тільки обмежує проходження робочої рідини до робочих камер, але й викликає заклинювання елементів витискувальної системи. Проведені дослідження пояснюють досить низьке значення гідромеханічного ККД серійного гідрообертача.

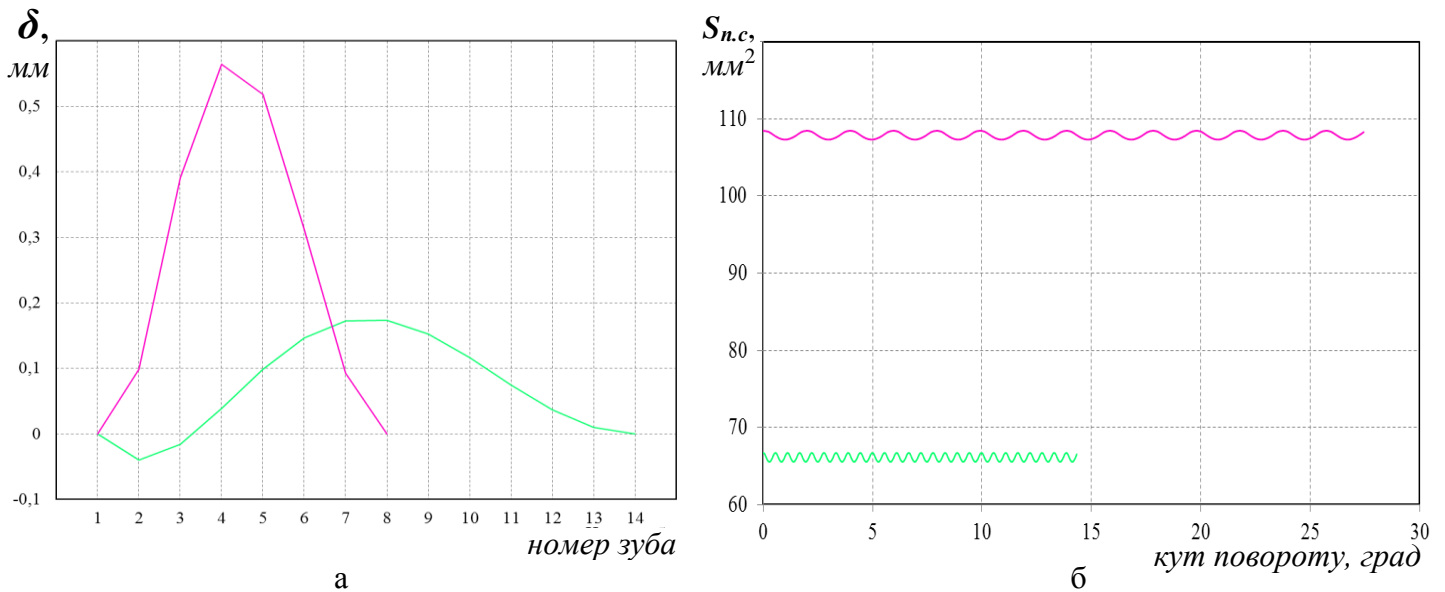


Рис. 6. Зміна геометричних параметрів витискувальної і розподільної систем гідрообертачів планетарного типу:

а – розподіл зазорів між витискувальними елементами, які з'єднують робочі камери витискувальної системи;

б – зміна площі прохідного перетину розподільної системи;

— серійний гідрообертач

— модернізований гідрообертач

Розподіл зазорів між зубами (рис. 6, а) у модернізованому гідрообертачі за розробленою методикою показує, що максимальне значення зазору у 3,36 рази вище, ніж у серійного, що дозволяє практично в стільки ж разів збільшити заповнюваність робочих камер модернізованого гідрообертача і, як наслідок, підвищити його корисну потужність і значення гідромеханічного ККД, не збільшуючи масогабаритні показники.

Зміна площі прохідного перетину (рис. 6, б) безпосередньої розподільної системи гідрообертачів планетарного типу показує, що у модернізованого гідрообертача площа прохідного перетину розподільної системи у 1,61 рази вища, ніж у серійного, що дозволяє на 38 % збільшити кількість робочої рідини, яка проходить крізь розподільну систему модернізованого гідрообертача.

На підставі результатів параметричних досліджень витискувальної і розподільної систем, було спроектовано елементи, що розподіляють робочу рідину в модернізованому гідрообертачі планетарного типу.

Аналіз моделювання плинину рідини у проточних частинах модернізованого гідрообертача (рис. 7) показує, що в «коротких» каналах втрати тиску у системі нагнітання при повністю відкритих вікнах розподільної системи (100%), становлять 1,3 МПа (рис. 7, а) і тиск знаходиться у межах 21,0...19,7 МПа. При 50-ти % відкритті вікон втрати становлять 1,6 МПа (рис. 7, в) і тиск знаходиться у межах 21,5... 19,9 МПа.

Для «довгих» каналів втрати тиску у системі нагнітання при повністю відкритих вікнах розподільної системи (100%), становлять 1,7 МПа (рис. 7, б) і тиск знаходиться у межах 21,5...19,8 МПа. При 50-ти % відкритті вікон втрати становлять 2,3 МПа (рис. 7, г) і тиск знаходиться у межах 22,0...19,7 МПа.

Аналіз моделювання плинину рідини у проточних частинах зливної магістралі модернізованого гідрообертача (рис. 7) показує, що в «коротких» каналах втрати тиску, при повністю відкритих вікнах розподільної системи (100%) становлять 0,05 МПа (рис. 7, д) і тиск знаходиться у межах 3,9...3,85 МПа. При 50-ти % відкритті вікон втрати тиску становлять 0,9 МПа (рис. 7, ж) і тиск знаходиться у межах 3,8...2,9 МПа. Для «довгих» каналів втрати тиску у системі зливу при повністю відкритих вікнах розподільної системи (100%) становлять 0,5 МПа (рис. 7, е) і тиск знаходиться у межах 3,5...3,0 МПа. При 50-ти % відкритті вікон втрати тиску становлять 0,7 МПа (рис. 7, з) і тиск знаходиться у межах 4,0...3,3 МПа.

Результати моделювання плинину рідини в проточних частинах розподільної системи серійного гідрообертача (рис. 8, а) показують, що при проходженні рідини по каналах системи нагнітання, їх заповнення, у кришці, з боку отвору, через який підводиться робоча рідина становить практично 100%. Зовсім інакше представлено плин рідини у протилежній частині розподільної системи, де рідина заповнює до 50% каналів, через які вона підводиться. При цьому гідравлічні втрати, виражені через тиск робочої рідини, становлять 4,9 МПа (рис. 8, а) і тиск знаходиться у межах 24,9...20,0 МПа.

Моделювання плинину рідини у магістралі, через яку зливається робоча рідина серійного гідрообертача (рис. 8, в) показує, що при 100% заповненні каналів, гідравлічні втрати, виражені через тиск робочої рідини, становлять 1,8 МПа і тиск знаходиться у межах 4,0...2,2 МПа.

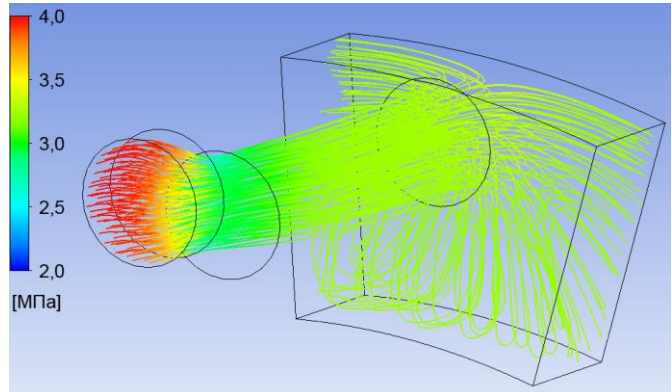
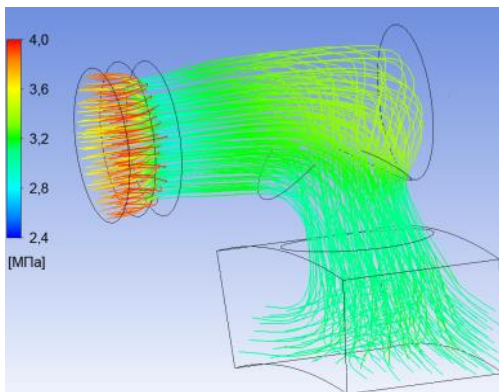
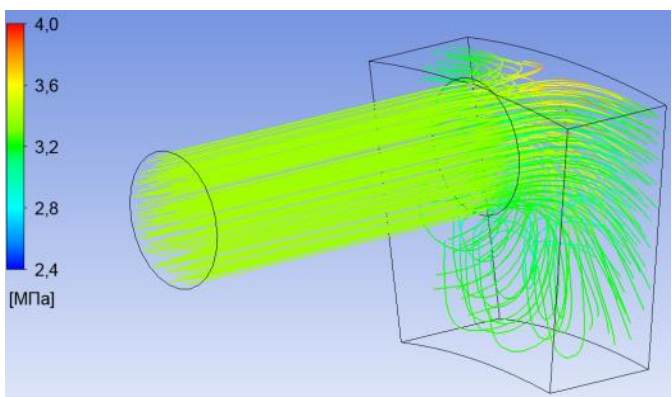
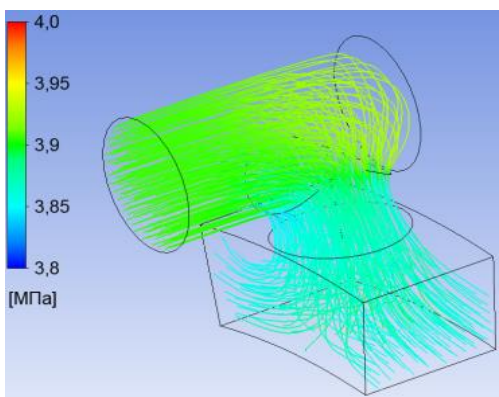
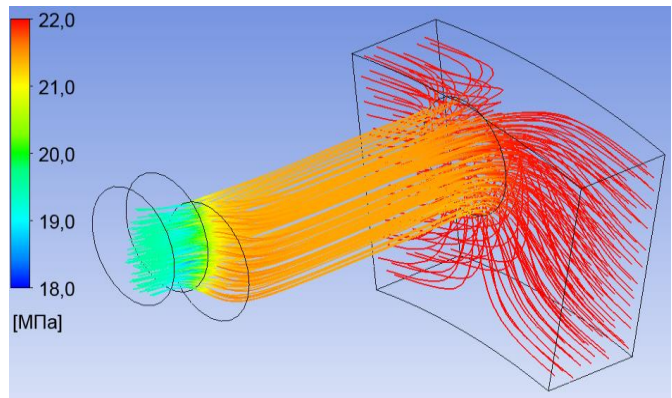
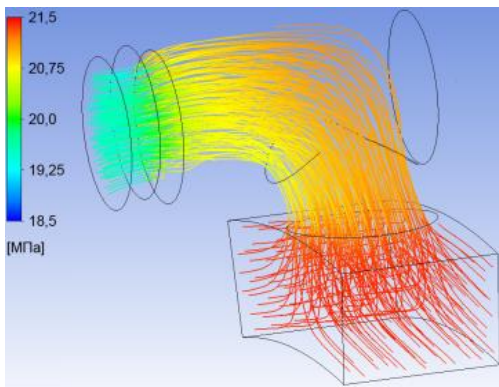
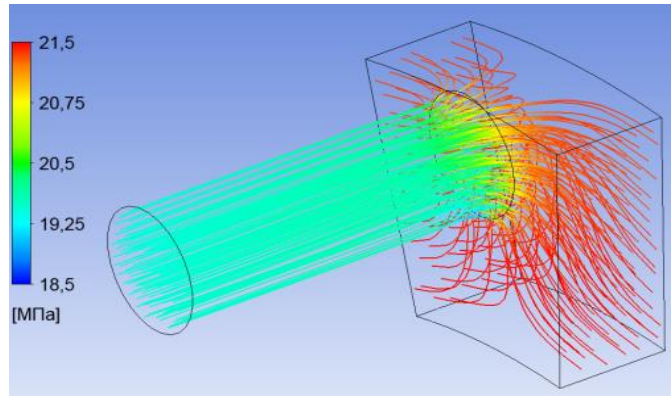
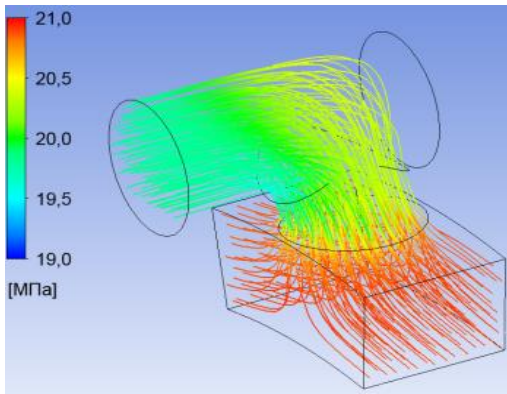


Рис. 7. Моделювання втрат у каналах проточних частин розподільної системи модернізованого гідрообертача

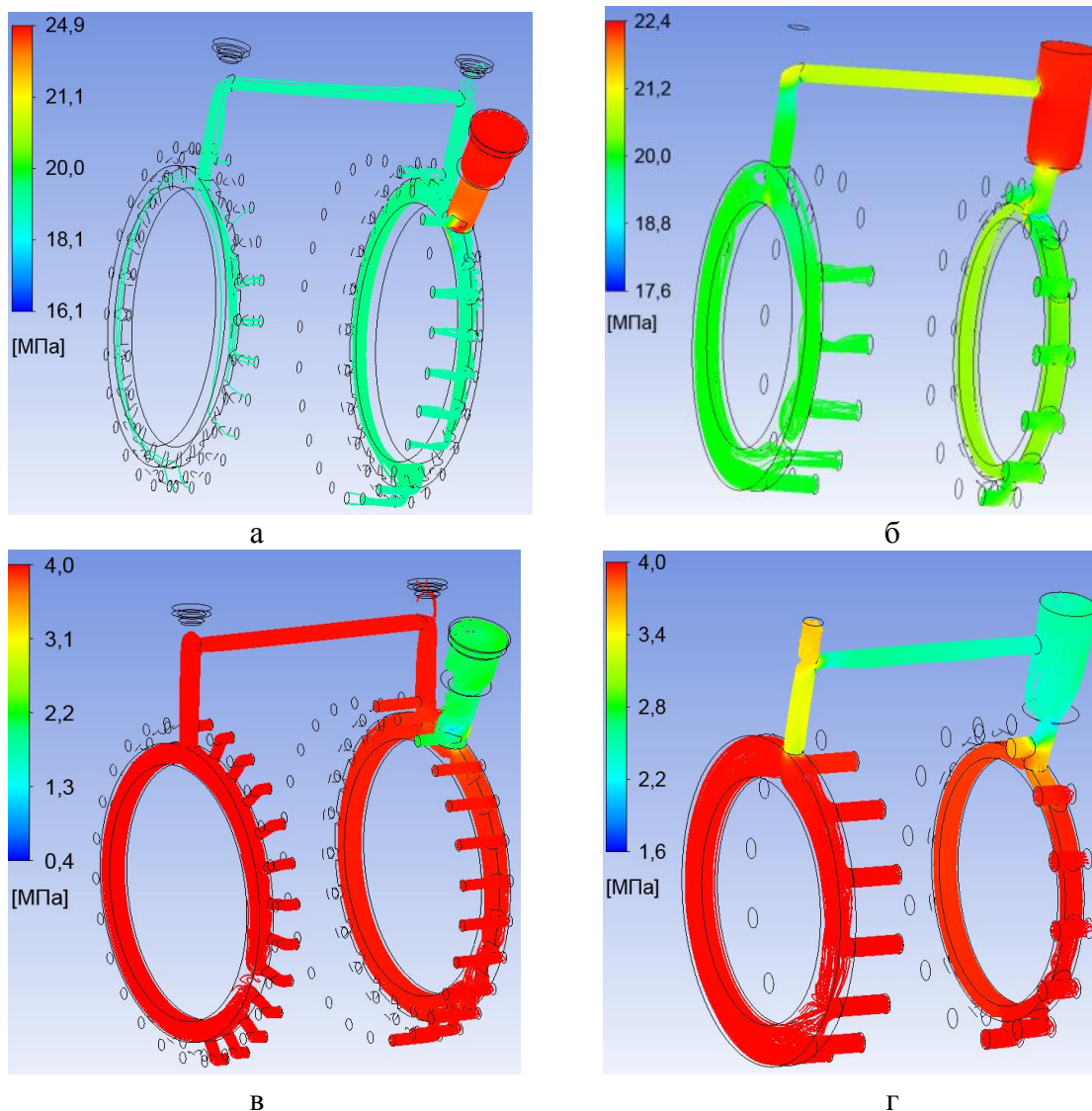


Рис. 8. Моделювання втрат у проточних частинах розподільних систем серійного і модернізованого гідрообертачів

Недоліки конструкції проточних частин існуючої системи розподілу було враховано при проектуванні модернізованого гідрообертача. Тому моделювання плинності рідини у проточних частинах розподільної системи модернізованого гідрообертача (рис. 8, б) показує, що при проходженні рідини по каналах системи нагнітання в кришці з боку отвору, через який підводиться робоча рідина, заповнення каналів становить 100%. При плинності рідини у частині розподільної системи, що врівноважує, рідиною заповнюється до 90% каналів, через які підводиться рідина. При цьому гідравлічні втрати, виражені через тиск робочої рідини, у всій системі нагнітання становлять 2,2 МПа і тиск знаходиться у межах 22,4...20,2 МПа.

При моделюванні плинності рідини у вливальній магістралі модернізованого гідрообертача (рис. 8, г) визначено, що при 100% заповненні каналів гідравлічні втрати, виражені через тиск робочої рідини становлять 1,4 МПа і тиск знаходиться у межах 4,0...2,6 МПа.

Результатом параметричних досліджень проточних частин розподільної системи гідрообертача планетарного типу є визначення гідравлічних втрат у її каналах

(рис. 9). Аналіз гідравлічних ККД у каналах проточних частин розподільних систем показує, що гідравлічний ККД модернізованого гідрообертача на 14% вище для «коротких» каналів (рис. 9, а) і на 19% – для «довгих» каналів (рис. 9, б) у порівнянні із серійним гідрообертачем.

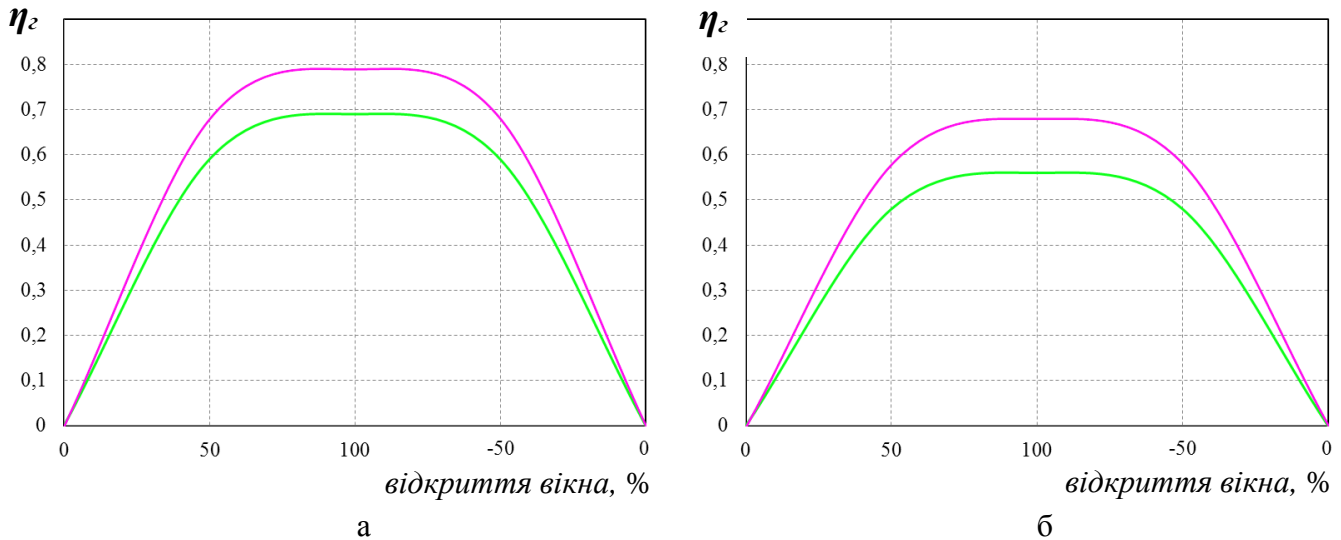


Рис. 9. Гідравлічні втрати в проточних частинах розподільних систем при відкритті і закритті розподільного вікна:
 а – в «коротких» каналах; б – в «довгих» каналах
 — серійний гідрообертач
 — модернізований гідрообертач

Параметричні дослідження дозволили визначити втрати у проточних частинах розподільних систем планетарних гідрообертачів, виражені через тиски робочої рідини, визначити зміни гідравлічного ККД у каналах проточних частин залежно від кута перекриття розподільних вікон і збільшити заповнюваність робочих камер шляхом збільшення зазорів між витискувальними елементами, які з'єднують робочі камери гідрообертача планетарного типу.

У четвертому розділі досліджувалася динаміка зміни вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу залежно від зміни його геометричних параметрів з урахуванням конструктивних особливостей елементів витискувальної системи і втрат у проточних частинах розподільної системи. Для дослідження характеру зміни вихідних характеристик змодельована робота серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу у складі гідроагрегату з приводним двигуном та пружно-інерційним навантаженням при розгоні.

Дослідженнями зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу при розгоні гідроагрегату із приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням (рис. 10) встановлено, що: номінальне значення тиску робочої рідини (рис. 10, а) у модернізованого гідрообертача на 22% вище, ніж у серійного, а амплітуда максимальних коливань у серійного на 29 % більше, ніж у модернізованого; номінальне значення частоти обертання (рис. 10, б) у модернізованого гідрообертача на 33% вище, ніж у серійного, а амплітуда максимальних коливань частоти обертання у серійного на 8 % більше, ніж у модернізованого; номінальне значення крутного моменту (рис. 10, в) модернізованого гідрообертача на

37% вище, ніж серійного, а амплітуда максимальних коливань крутного моменту у серійного на 10 % більша, ніж у модернізованого; амплітуда максимальних коливань інерційного моменту (рис. 10, г) у серійного та модернізованого гідрообертача майже однакові.

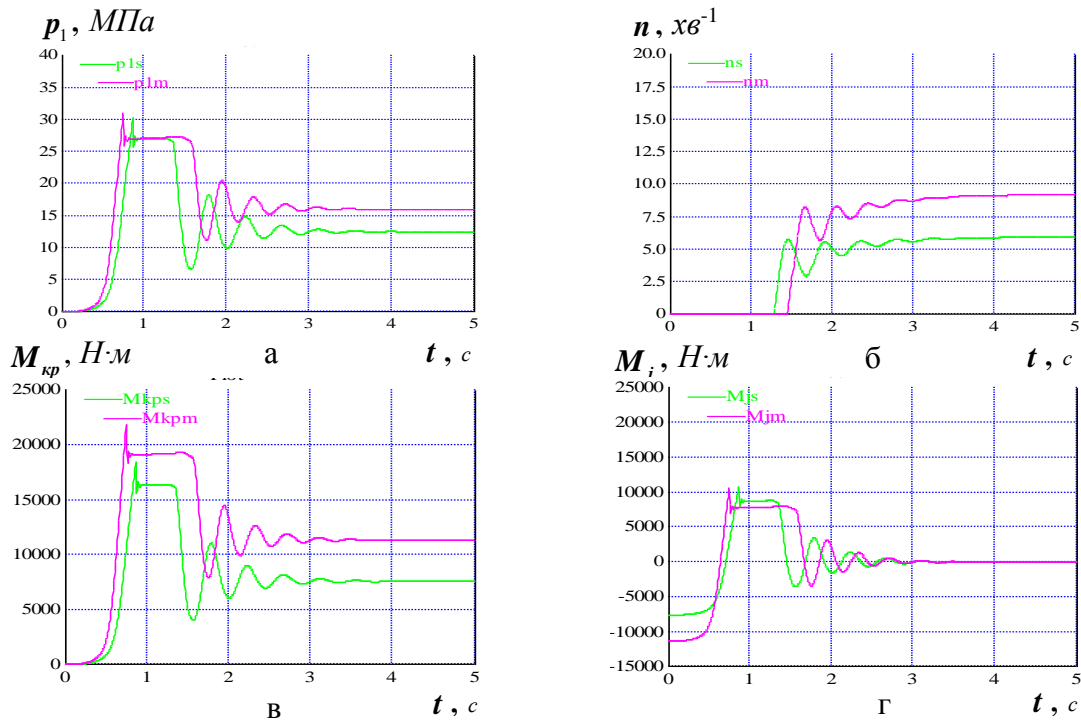


Рис. 10. Залежності зміни тиску, частоти обертання, інерційного і крутного моментів гідрообертачів, при розгоні гідроагрегату з приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням:

— серійний гідрообертач
— модернізований гідрообертач

Залежності зміни витрат серійного і модернізованого гідрообертачів при розгоні гідроагрегата із приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням (рис. 11) показують, що: подача насоса (рис. 11, а) для забезпечення роботи модернізованого гідрообертача на 21,5 % вище, ніж серійного; витрата робочої рідини (рис. 11, б), яка підводиться до модернізованого гідрообертача на 21% вище, ніж до серійного; номінальне значення кількості робочої рідини (рис. 11, в), яка надходить на злив з модернізованого гідрообертача на 24% вище, ніж із серійного; значення інерційного навантаження гідроагрегата не змінює характер роботи і значення параметрів запобіжного клапану (рис. 11, г).

Дослідженнями зміни ККД (рис. 12) серійного і модернізованого гідрообертачів при розгоні гідроагрегата із приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням встановлено, що: номінальне значення об'ємного ККД (рис. 12, а) модернізованого гідрообертача на 17% вище, ніж серійного; номінальне значення механічного ККД (рис. 12, б) модернізованого гідрообертача на 14% вище, ніж серійного; номінальне значення загального ККД (рис. 12, в) модернізованого гідрообертача на 29% вище, ніж серійного.

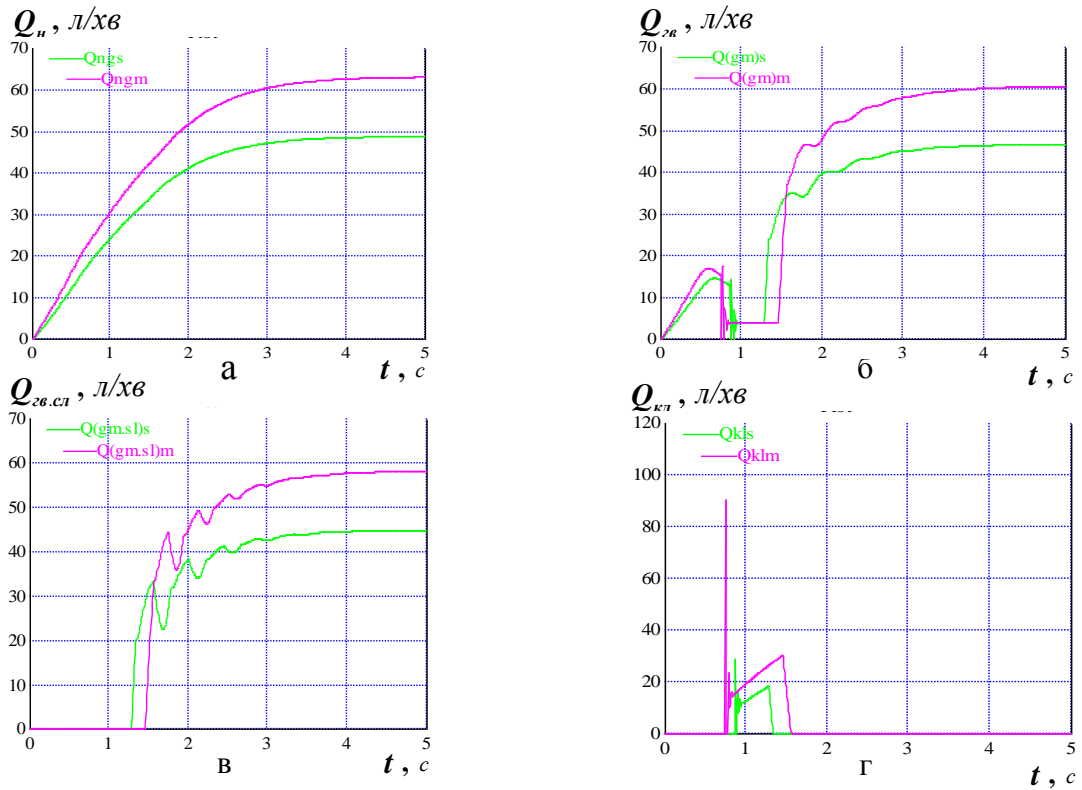


Рис. 11. Залежності зміни витрат гідрообертачів при розгоні гідроагрегату із приводним двигуном і інерційним навантаженням:

- серійний гідрообертач
- модернізований гідрообертач

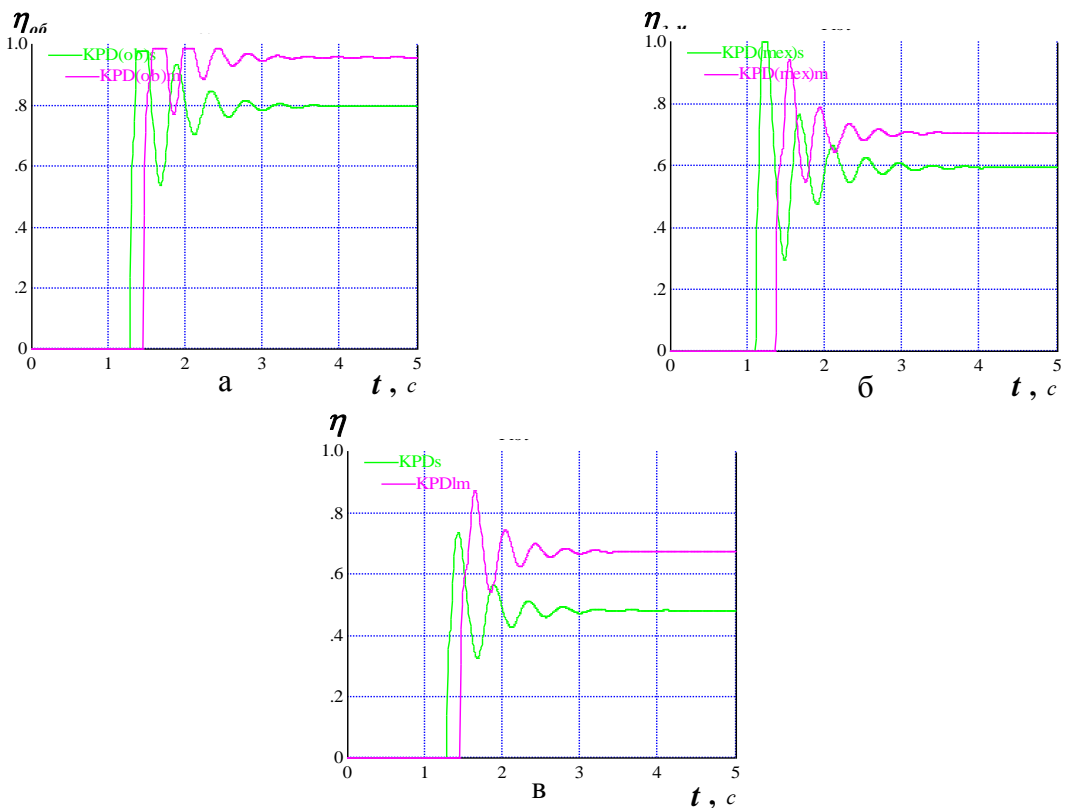


Рис. 12. Залежності зміни ККД гідрообертачів при розгоні гідроагрегату із приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням:

- серійний гідрообертач
- модернізований гідрообертач

Залежності зміни затрачуваної і корисної потужностей серійного і модернізованого гідрообертачів (рис. 13) при розгоні гідроагрегату із приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням показують, що: номінальне значення затрачуваної потужності (рис. 13, а) модернізованого гідрообертача на 37% вище, ніж серійного, а амплітуда максимальних коливань у серійного на 14 % менше, ніж у модернізованого; номінальне значення корисної потужності (рис. 13, б) модернізованого гідрообертача на 55% вище, ніж серійного, а амплітуда максимальних коливань у серійного на 17 % менше, ніж у модернізованого.

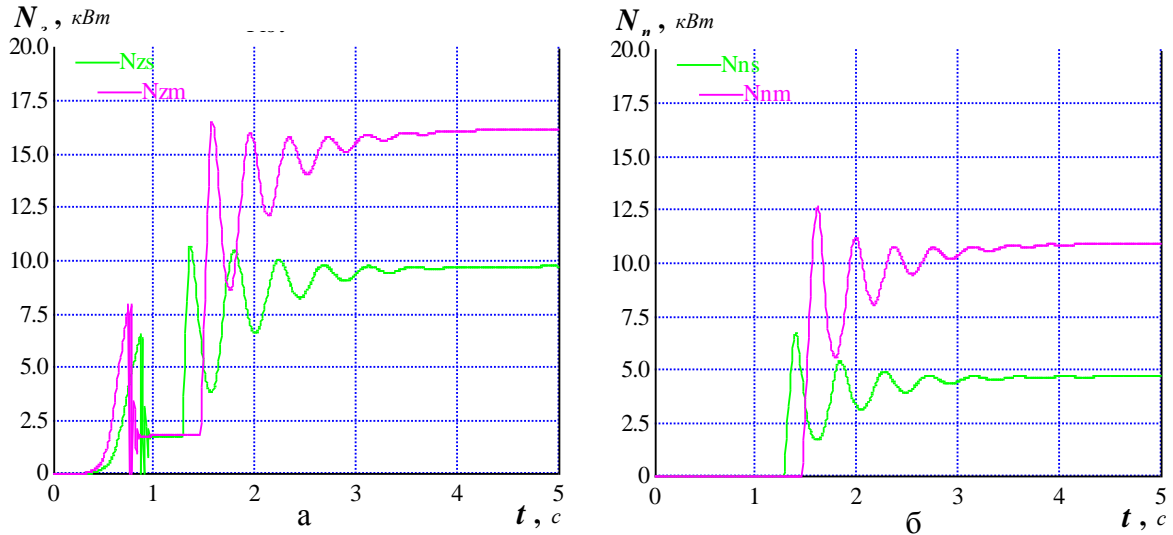


Рис. 13. Залежності зміни затрачуваної і корисної потужностей гідрообертачів при розгоні гідроагрегату із приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням:

— серійний гідрообертач
— модернізований гідрообертач

Шляхом порівняння отриманих вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу за розробленими математичними моделями з результатами експериментальних досліджень доведено їх адекватність.

У **п'ятому розділі** наведено результати порівняльних експериментальних досліджень для визначення кількісного поліпшення вихідних характеристик модернізованого гідрообертача відносно серійного.

Для випробування сімейства уніфікованого ряду високомоментних гідравлічних обертачів планетарного типу з робочими об'ємами 4000, 5000, 6300 і 8000 $см^3$ розроблено стенд для проведення випробувань, обґрунтовано вибір його елементів та розроблено методики проведення експериментальних досліджень.

Результати порівняльних випробувань серійного і модернізованою гідрообертачів планетарного типу показали, що потужність модернізованого гідрообертача на 55% вище, ніж серійного; гідромеханічний ККД на 14% вище, а об'ємний – на 12%.

Дослідженнями зміни загального ККД серійного і модернізованого гідрообертачів встановлено, що значення загального ККД залежно від перепаду тиску (рис.14) у модернізованого гідрообертача в середньому на 22% вище, ніж у серійного.

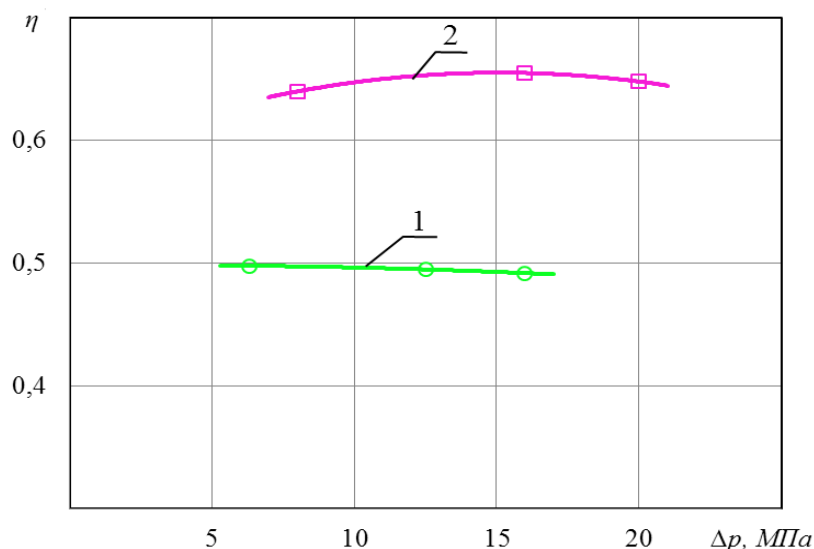


Рис. 14. Залежність загального ККД гідрообертача планетарного типу від перепаду тиску:

- 1 – серійний гідрообертач
- 2 – модернізований гідрообертач

У **шостому розділі** наведено розроблену методику та сформульовано практичні рекомендації щодо проектування елементів витискувальної і розподільної систем гідрообертачів планетарного типу та проектування уніфікованого ряду високомоментних гідрообертачів планетарного типу з робочими об'ємами 4000, 5000, 6300 і 8000 $см^3$.

У результаті виконаних досліджень розроблено: методику, що дозволяє визначити кількісну характеристику зміни зазорів між зубами витискувачів (шестірні і напрямної) гідрообертача планетарного типу на підставі зміни геометричних параметрів елементів його витискувальної системи; методику, яка дозволяє визначити кількісну зміну площі прохідного перетину розподільної системи гідрообертача планетарного типу з урахуванням геометричних параметрів елементів його розподільної системи; методику орієнтовного розрахунку елементів витискувальної і розподільної систем гідрообертача планетарного типу, що дозволяє проектувати елементи його витискувальної і розподільної систем з урахуванням конструктивних особливостей.

На підставі комплексних досліджень в області розрахунків, проектування та виготовлення гідромашин обертальної дії розроблено уніфікований ряд планетарних гідрообертачів (рис. 15) з робочими об'ємами 4000, 5000, 6300 і 8000 $см^3$. Розроблені гідрообертачі та стенд для їх випробувань впроваджено на АТ «Гідроінпекс» (м. Сорока, Молдова) і серійно випускаються з маркуванням GPR-F-M.

Розроблені гідравлічні обертачі планетарного типу мають досить високий і стабільний ККД у широкому діапазоні зміни вихідних характеристик.

Використання розроблених гідрообертачів у гідроагрегатах приводів активних робочих органів мобільної техніки дозволить зменшити її металоємність і витрати палива як нової, так і модернізованої мобільної техніки, а також скоротити час на її проектування.

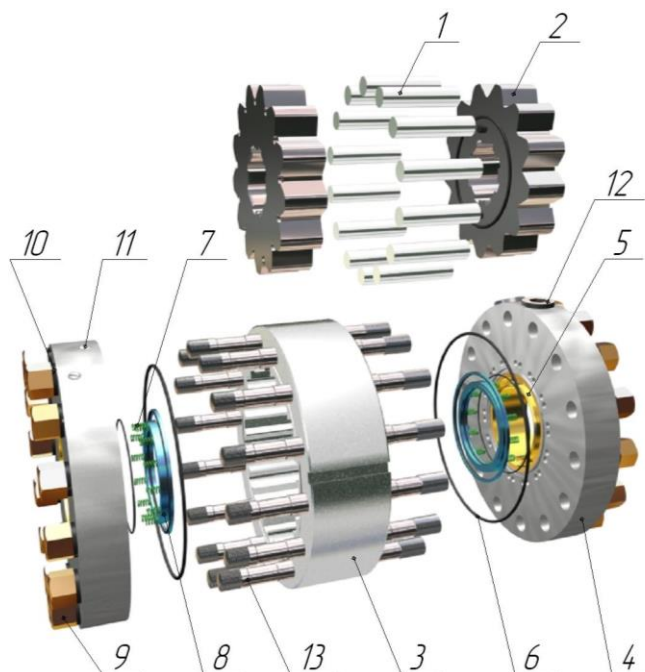


Рис. 15. Гідрообертач планетарного типу:
 1 – ролики; 2 – ротор; 3 – напрямна; 4, 11 – кришки; 5 – втулка;
 6 – ущільнювальне кільце; 7 – пружини; 8 – втулка; 9 – гайки;
 10 – шайби; 12 – пробки; 13 – стяжні болти

В результаті проведених комплексних досліджень в області розрахунків і проектування гідромашин об'ємної дії із циклоїдальною формою витискувачів розроблено класифікацію гідромашин планетарного типу з урахуванням теорії, робочих процесів і їх конструктивних особливостей.

ВИСНОВКИ

У результаті виконання дисертаційної роботи вирішено науково-практичну проблему – вдосконалення теорії розрахунку та проектування робочих поверхонь витискувальної та розподільної систем гід्रोобертачів планетарного типу на базі дослідження їх робочих процесів. Основні наукові результати і висновки полягають у наступному:

1. Аналіз розглянутих гідравлічних приводів активних робочих органів мобільної техніки з гідравлічними обертачами планетарного типу показав, що до складу елементів гідроприводу, як правило, входять: приводний двигун, нерегульований шестеренний насос, запобіжний клапан непрямої дії і безпосередньо сам гідравлічний обертач із інерційним навантаженням. Вивчення робіт, присвячених аналізу математичних моделей робочих процесів планетарних гідрообертачів, що працюють у складі гідроагрегатів мобільної техніки, дозволило виявити ряд неврахованих факторів для вдосконалення математичної моделі з урахуванням впливу приводного двигуна і пружно-інерційного навантаження на зміну динамічних характеристик елементів гідроагрегату при розгоні; стиску робочої рідини (компресії і декомпресії) у робочих порожнинах гідравлічних елементів гідроагрегату; кінематики і ди-

наміки переміщень запірно-регулюючих елементів запобіжного клапану непрямої дії; впливу конструктивних особливостей витискувальних і розподільних систем на зміну вихідних характеристик гідрообертача.

2. Розроблено математичну модель робочих процесів, що відбуваються у гідрообертачі планетарного типу, який входить до складу гідроагрегату, і яка враховує роботу приводного двигуна і його пружно-інерційного навантаження, що включає рівняння витрат і нерозривності потоку та на основі системного підходу, коли гідроприспори (включаючи робочу рідину) розглядаються у взаємозв'язку як єдине ціле, що представляє собою систему диференціальних, алгебраїчних рівнянь і нерівностей, які враховують нелінійності, обмеження і погрішності модельованих елементів, і може бути використана для дослідження гідроагрегатів приводу активних робочих органів дорожньої, будівельної, сільськогосподарської і ін. мобільної техніки. Розроблена теорія, математичний апарат і алгоритм розрахунків для визначення взаємозв'язку геометричних параметрів і вихідних характеристик витискувальної і розподільної систем дозволяють досліджувати зміну вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу, який працює в складі гідроагрегату в процесі експлуатації приводів активних робочих органів мобільної техніки.

3. Проведені параметричні дослідження дозволяють зробити висновок, що значення максимального зазору між зубами елементів витискувальної системи, що забезпечує необхідну заповнюваність робочих камер гідрообертача планетарного типу, визначається кінематичною схемою витискувальної системи з кількістю зубів шестірні і напрямної рівними $Z_{ш} = 13$ і $Z_{напр} = 14$, відповідно. При цьому значення максимального зазору між витискувальними елементами, які з'єднують робочі камери, у модернізованого гідрообертача в 3,36 разів вище, ніж у серійного, що в стільки ж разів збільшує заповнюваність його робочих камер. Обґрунтована кінематична схема є найбільш оптимальною при проектуванні гідрообертачів планетарного типу, тому що забезпечує площу прохідного перетину безпосередньої розподільної системи модернізованого гідрообертача, яка дорівнює $107,8 \text{ мм}^2$, що в 1,61 рази більше, ніж у серійного, і на 38% збільшує кількість робочої рідини, що проходить через його розподільну систему. Вперше було встановлено і визначено зміну гідравлічного ККД у каналах проточних частин розподільних систем планетарних гідрообертачів, що виражено через втрати тиску робочої рідини, при цьому значення гідравлічного ККД модернізованого гідрообертача на 14...19% вище, ніж у серійного.

4. Дослідженнями динаміки зміни вихідних характеристик гідрообертачів планетарного типу у складі гідроагрегату при розгоні встановлено, що номінальне значення тиску робочої рідини у модернізованого гідрообертача на 22% більше, ніж у серійного, а коливання тиску робочої рідини на 29% менші; значення крутного моменту у модернізованого гідрообертача на 37% більше, ніж у серійного, а коливання крутного моменту на 10% менші; номінальне значення кількості робочої рідини, що підводиться до модернізованого гідрообертача, на 21% більше, ніж у серійного; номінальне значення частоти обертання у модернізованого гідрообертача на 33% більше, ніж у серійного, а коливання частоти обертання на 8% менші; номінальне значення затрачуваної потужності у модернізованого гідрообертача на 37% більше, ніж у серійного, а коливання затрачуваної потужності на 14% менші; номі-

нальне значення корисної потужності у модернізованого гідрообертача на 55% більше, ніж у серійного, а коливання корисної потужності на 17% більші; номінальне значення об'ємного ККД модернізованого гідрообертача на 17% більше, ніж у серійного, механічного ККД – на 14% і загального ККД – на 29% більше.

5. Розроблений стенд для проведення експериментальних досліджень дозволяє проводити випробування гідрообертачів планетарного типу з робочими об'ємами 4000...8000 $см^3$. Проведеними стендовими випробуваннями встановлено, що перепад тисків і зміна витрати робочої рідини не впливають на зміну частоти обертання «валу» гідрообертача, при цьому частота обертання «валу» модернізованого гідрообертача на 33% більша, ніж у серійного; значення крутного моменту модернізованого гідрообертача при номінальних обертах на 33% більше, ніж у серійного, при цьому відхилення крутного моменту модернізованого гідрообертача становлять 7...18%, а серійного – досягають 25%; значення корисної потужності модернізованого гідрообертача на 55% більше, ніж у серійного, при цьому відхилення корисної потужності модернізованого гідрообертача становлять 3%, а серійного – досягають 23%; значення затрачуваної потужності модернізованого гідрообертача на 41% більше, ніж серійного; значення гідромеханічного ККД модернізованого гідрообертача на 14% більше, ніж у серійного; об'ємного КПД – на 12% вище, загального ККД – на 22% більше, ніж у серійного.

6. У результаті виконаних експериментальних досліджень із використанням методики проведення повнофакторного експерименту, отримано рівняння регресії, що описують зміни вихідних характеристик серійного гідрообертача у діапазоні зміни перепаду тиску $\Delta p = 6,3...16 МПа$ і частоти обертання $n = 2...8 хв^{-1}$, а модернізованого – у діапазоні зміни перепаду тиску $\Delta p = 8...20 МПа$ і частоти обертання $n = 3...12 хв^{-1}$, а також зміни впливу конструктивних особливостей серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу на зміни їх вихідних характеристик у діапазоні зміни перепаду тиску $\Delta p = 6...16 МПа$ і частоти обертання $n = 2...8 хв^{-1}$; отримані математичні моделі адекватно описують взаємозв'язок функціональних і геометричних параметрів гідрообертача планетарного типу у складі гідроагрегату з імовірністю $\alpha = 0,95$.

7. На підставі комплексних досліджень в області розрахунків і проектування гідравлічних обертачів планетарного типу розроблено теорію, математичний апарат і методики визначення геометричних параметрів елементів витискувальної і розподільної систем гідрообертача планетарного типу, що дозволяють визначити кількісну характеристику зміни зазорів між зубами елементів витискувальної системи та площі прохідного перетину безпосередньої розподільної системи на підставі зміни геометричних параметрів елементів цих систем. Розроблені уніфікований ряд і конструкторська документація на виготовлення гідравлічних обертачів планетарного типу з робочими об'ємами 4000, 5000, 6300 і 8000 $см^3$, відповідно, які використовуються в гідроагрегатах приводу активних робочих органів мобільної техніки, із збереженням масогабаритних показників існуючих, дозволяють зменшити її металоємність, енергетичні витрати, а також скоротити час на її проектування. Розроблено класифікацію гідравлічних машин об'ємної дії із циклоїдальною формою витискувачів залежно від їхніх конструктивних і функціональних характеристик, застосування

якої дозволить здійснити вибір оптимальних схем планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів при проектуванні мобільної техніки. Розроблені методики розрахунків і проектування, конструкторська документація і стенд для випробувань гідравлічних обертачів планетарного типу впроваджені на спеціалізованих підприємствах по їх виготовленню, а також використовуються на кафедрі мобільних енергетичних засобів Таврійського державного агротехнологічного університету при вивченні дисциплін «Гідропривод сільськогосподарської техніки», «Гідравлічні системи сільськогосподарської техніки», а також при курсовому і дипломному проектуванні.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Волошина А.А. Підвищення ефективності використання мобільної сільськогосподарської техніки шляхом гідрофікації її активних робочих органів / А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, С.В. Кюрчев, А.А. Волошина // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2004. – Вип. 21. – с.150-157. *Здобувачем обгрунтовано використання планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки.*

2. Волошина А.А. Тенденции гидрофикации сельскохозяйственной техники / В.Н. Кюрчев, А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2005. – Вип. 29. – с.25-37. *Здобувачем обгрунтовано використання планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки.*

3. Волошина А.А. Обоснование технологического процесса регенерации отработанных масел // А.А. Волошина, А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, С.Д. Гуйва / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2005. – Вип. 30. – с.19-25. *Здобувачем обгрунтовано концепцію вторинного використання відпрацьованих моторних мастил в двигунах та гідроприводах сільськогосподарської техніки.*

4. Волошина А.А. Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 36. – с.165-169. *Здобувачем обгрунтовано розрахункові схеми і математичні моделі гідромашин та їх елементів.*

5. Волошина А.А. Дослідження впливу зміни пропускної здатності розподільних систем на вихідні характеристики планетарного гідромотора // А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.10-19. *Здобувачем обгрунтовано системний підхід при аналізі впливу пропускної здатності розподільних систем на вихідні характеристики планетарних гідромашин.*

6. Волошина А.А. Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 38. – с.45-55. *Здобувачем обгрунтовані фізична і математична моделі планетарної гідромашини, працюючої в структурі силового гідроприводу.*

7. Волошина А.А. Исследование влияния гидродинамической составляющей на выходные характеристики планетарных гидромоторов // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.1. – с.232-239. *Здобувачем запропановано методику визначення розподілу тиску в масляному кліні та несучої здатності масляного кліну (гідродинамічна складова).*

8. Волошина А.А. Влияние изменения геометрических и рабочих параметров планетарного гидромотора на его выходные характеристики // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.2. – с.106-112. *Здобувачем обґрунтовано початкові умови та діапазони зміни геометричних і робочих параметрів витискувальної і розподільної систем.*

9. Волошина А.А. Проектирование гидроагрегата с планетарным гидромотором с заданными выходными характеристиками // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Г.И. Иванов / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – с.9-23. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі параметрів гідроагрегата, які впливають на його вихідні характеристики.*

10. Волошина А.А. Вибір оптимальних параметрів об'ємного гідроприводу // А.І. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, Д.С. Тітов / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2008. – Вип. 8. – т.8. – с.21-27. *Здобувачем обґрунтовано вибір оптимальних параметрів об'ємного гідроприводу.*

11. Волошина А.А. Дослідження гідрооб'ємних трансмісій зернозбиральних комбайнів // А.І. Панченко, А.А. Волошина, П.В. Оберніхін, Д.С. Тітов / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2008. – Вип. 8. – т.9. – с.16-24. *Здобувачем обґрунтовано використання планетарних гідромашин для приводу ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки.*

12. Волошина А.А. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.68-74. *Здобувачем обґрунтовано розрахункові схеми елементів гідрообертачів планетарного типу.*

13. Волошина А.А. Динамика планетарного гидромотора в составе гидроагрегата // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Промислова гідравліка і пневматика. – 2010. – №3(29). – с. 70-83. *Здобувачем обґрунтовано системний розгляд динаміки гідромашин планетарного типу з урахуванням конструктивних особливостей витискувальної та розподільної систем.*

14. Волошина А.А. Методика определения геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Д.С. Титов / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2010. – Вип. 10. – т.9. – с.66-74. *Здобувачем запропонована методика визначення геометричних параметрів витискувачів з урахуванням їх конструктивних особливостей.*

15. Волошина А.А. Математическая модель гидропривода вращательного действия // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип.1. – т.1. – с.10-21. *Здобувачем обґрунтовано розрахункові схеми і математичні моделі гідроагрегата і його елементів.*

16. Волошина А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники // А.А. Волошина / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – с.67-85.

17. Волошина А.А. Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.М. Верещага, А.А. Зуев / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.6. – с.322-331. *Здобувачем обґрунтовано розрахункову схему і математичну модель розподільної системи з вікнами у вигляді паза.*

18. Волошина А.А. Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин // А.А. Волошина, В.М. Верещага, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецкий / Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип.1. – т.3. – с.177-185. *Здобувачем обґрунтовано розрахункову схему і математичну модель розподільної системи з різною формою розподільних вікон.*

19. Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.3. – с. 174-184. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі конструктивних особливостей та принципу дії гідравлічних обертачів планетарного типу.*

20. Волошина А.А. Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия // А.А. Волошина / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.4. – с. 230-239.

21. Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы героторных гидромашин // А.А. Волошина / Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 2. – т.5. – с. 220-226.

22. Волошина А.А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин // А.А. Волошина / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.5. – с. 3-9.

23. Волошина А.А. Методика измерения геометрических параметров деталей планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.20-29. *Здобувачем запропоновано методики вимірювання силового з'єднання та мікрообміру деталей розподільної системи планетарних гідромашин.*

24. Волошина А.А. Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.72-82. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі параметрів гідроагрегата, які впливають на його вихідні характеристики.*

25. Волошина А.А. Разработка стенда для испытаний семейства унифицированных рядов планетарных гидромоторов // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.2. – с.33-44. *Здобувачем обґрунтовано концепцію проектування елементів стенду для випробувань високомоментних гідромашин планетарного типу.*

26. Волошина А.А. Эксплуатационные характеристики гидроагрегата с планетарным гидромотором // А.И. Панченко, В.Т. Надькто, А.А. Волошина / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.2. – с.171-179. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі ККД насоса, який входе до складу гідроагрегата.*

27. Волошина А.А. Параметрические исследования распределительного блока планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, Г.И. Иванов, И.И. Милаева / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – с.24-42. *Здобувачем запропоновано методологію проведення параметричних досліджень розподільних систем планетарних гідромашин.*

28. Волошина А.А. Параметрические исследования вытеснительного блока планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – с.72-84. *Здобувачем запропоновано методологію проведення параметричних досліджень витискувальних систем планетарних гідромашин.*

29. Волошина А.А. Обґрунтування параметрів гідроприводів великої потужності для мобільної техніки // А.І. Панченко, А.А. Волошина, Г.І. Иванов, А.І. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.47-54. *Здобувачем обґрунтовано методу вибору шестеренних насосів для використання у складі гідроагрегату.*

30. Волошина А.А. Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.61-67. *Здобувачем обґрунтовано методологію розрахунку геометричних параметрів витискувачів, утворених циклоїдальними кривими.*

31. Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Промислова гідраліка і пневматика. – 2010. – №3(29). – с.57-69. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі конструктивних особливостей та принципу дії гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів.*

32. Волошина А.А. Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2010. – Вип. 10. – т.9. – с.42-49. *Здобувачем запропонована методика визначення робочого об'єму гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів.*

33. Волошина А.А. Влияние конструктивных параметров планетарных гидромашин на их выходные характеристики // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, П.В. Обернихин, И.А. Панченко / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2010. – Вип. 10. – т.9. – с.89-96. *Здобувачем обґрунтовано розрахункову схему та математичний апарат витискувачів з урахуванням їх конструктивних особливостей.*

34. Волошина А.А. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами // А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – с.11-22. *Здобувачем обґрунтовано розрахункову схему і математичну модель розподільної системи з циліндричними вікнами.*

35. Волошина А.А. Обоснование путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности // А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.А. Зуев, В.П. Кувачев / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.3. – с. 15-27. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі конструктивних особливостей та принципу дії планетарних гідромашин малої потужності.*

36. Волошина А.А. Обеспечение постоянной суммарной площади проходного сечения распределительной системы планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.М. Верещага, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.3. – с. 33-41. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі роботи розподільних системах гідромашин планетарного типу.*

37. Волошина А.А. Обґрунтування умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів // А.І. Панченко, А.А. Волошина, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецький / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.3. – с. 53-63. *Здобувачем обґрунтовано системний розгляд кінематики роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів.*

38. Волошина А.А. Методика визначення відцентрових сил діючих на витискувачі планетарних гідромашин // А.І. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачов, О.М. Леженкін / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.3. – с. 75-83. *Здобувачем запропоновано методику визначення відцентрових сил, діючих на витискувачі планетарних гідромашин.*

39. Волошина А.А. Гидромашины с циклоидальной формой вытеснителей, применяемые в силовых гидроприводах мобильной техники // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Интердрайв –2012: Офіційний каталог ІХ форуму і виставки (Москва, 27-30 березня 2012 року). – Москва. – 2012. – с.179-194. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі конструктивних особливостей та принципу дії гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів.*

40. Волошина А.А. Исследование КПД планетарных гидромашин // А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько / Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: Матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції (Черкаси, 17-20 квітня 2012 року). – Черкаси. – 2012. – с. 151. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі гідромеханічного ККД та розподіл його на дві складові: механічний ККД і гідравлічний ККД.*

41. Волошина А.А. Вирівнювання площ перекриття робочих вікон розподільних систем планетарних гідромашин // А.І. Панченко, А.А. Волошина, А.І. Засядько / Сучасні проблеми геометричного моделювання: Тези доповідей XIV Міжнародної науково-практичної конференції (Мелітополь, 5-8 червня 2012 року). – Мелітополь. – 2012. *Здобувачем обґрунтовано системний підхід при аналізі роботи розподільних системах гідромашин планетарного типу.*

42. Волошина А.А. Особливості проектування проточних частин розподільної системи планетарної гідромашини // А.І. Панченко, А.А. Волошина, А.І. Засядько / Промислова гідравліка і пневматика: Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції (Чернігів, 19-20 вересня 2012 року). – Чернігів. – 2012. – с.47. *Здобувачем обґрунтовано розрахунок і проектування проточних частин розподільної системи планетарної гідромашини.*

АНОТАЦІЇ

Волошина А.А. Теорія і робочі процеси гідравлічних обертачів планетарного типу. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2012 р.

Дисертацію присвячено вдосконаленню теорії розрахунку та проектування робочих поверхонь витискувальної та розподільної систем гідрообертачів планетарного типу на базі дослідження їх робочих процесів. Розроблено математичні моделі процесів, що відбуваються у планетарному гідрообертачі у складі гідроагрегата, що дозволяють досліджувати динамічні процеси в елементах гідроагрегату з урахуванням конструктивних особливостей витискувальної та розподільної систем планетарного гідрообертача. Математична модель планетарного гідрообертача у складі гідроагрегату із приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням, враховує рівняння витрат і нерозривності потоку на основі системного підходу, де гідроприсрої (включаючи робочу рідину) розглядаються у взаємозв'язку, як єдине ціле. Розроблено уніфікований ряд і конструкторська документація на виготовлення гідравлічних обертачів планетарного типу з робочими об'ємами 4000, 5000, 6300 і 8000 см³, відповідно, що використовуються в гідроприводах активних робочих органів мобільної техніки, із збереженням масогабаритних показників існуючих, дозволяють зменшити її металоємність, енергетичні витрати, а також скоротити час на її проектування. Розроблено класифікацію гідравлічних машин об'ємної дії із циклоїдальною формою витискувачів в залежності від їх конструктивних і функціональних характеристик, застосування якої дозволить здійснити вибір оптимальних схем планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів при проектуванні мобільної техніки.

Ключові слова: гідроагрегат, гідрообертач планетарного типу, витискувальна і розподільна системи, робочі процеси, робочий зазор, проточні частини, динаміка, механічний, гідравлічний, об'ємний і загальний ККД, уніфікований ряд.

Волошина А.А. Теория и рабочие процессы гидравлических вращателей планетарного типа. На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, 2012 г.

Диссертация посвящена усовершенствованию теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа на базе исследования их рабочих процессов. Разработаны научные положения, позволяющие формировать подходы и принципы математического моделирования, направленные на улучшение выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа в составе гидроагрегатов приводов мобильной техники путем разработки рекомендаций по расчету и проектированию их распределительных и вытеснительных систем.

Разработана математическая модель рабочих процессов, происходящих в гидровращателе планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата с нерегулируемым шестеренным насосом, предохранительным клапаном непрямого действия, с учетом работы гидроагрегата в режиме мобильной техники, т.е. с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой выходного звена. При описании модели гидровращателя были учтены конструктивные особенности его распределительной и вытеснительной систем, позволяющие исследовать динамические процессы, происходящие в элементах гидроагрегата активных рабочих органов мобильной техники. В основу полученной модели были заложены модели существующих элементов гидроагрегатов с учетом выявленных неточностей характерных для планетарных гидровращателей, которые учитывают влияние зазоров между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры, а также геометрию проточных частей распределительной системы на его выходные характеристики.

Проведены параметрические исследования влияния зазоров между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры, обуславливающие их заполнение рабочей жидкостью, а также параметрические исследования влияния геометрии проточных частей элементов распределительной системы на изменение выходных характеристик планетарного гидровращателя, которые позволили изучить влияние конструктивных особенностей серийного и модернизированного планетарных гидровращателей на их выходные характеристики. Проведенные сравнительные исследования динамики гидроагрегата с исследуемыми гидровращателями позволили определить влияние конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на изменение выходных характеристик моделируемого гидроагрегата при переходных процессах.

Разработан стенд для проведения экспериментальных исследований гидровращателей планетарного типа с рабочими объемами $4000 \dots 8000 \text{ см}^3$. С целью получения уравнений регрессии, описывающих изменение выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателя в заданном диапазоне изменения их геометрических и рабочих параметров, проведен полнофакторный эксперимент. С целью проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров гидравлического вращателя планетарного типа и его выходных характеристик, проведены сравнительные экспериментальные исследования серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа.

В результате экспериментальных исследований гидровращателей планетарного типа в составе гидроагрегата установлены наиболее целесообразные режимы эксплуатации шестеренного нерегулируемого насоса и планетарного гидровращателя, определен диапазон изменения параметров регулирования и перепада давлений рабочей жидкости, обеспечивающие наилучшее значение КПД.

На основании комплексных исследований в области расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа разработан математический аппарат и методики определения геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа, позволяющие определить количественную характеристику изменения зазоров между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры вытеснительной системы и площади проходного сечения непосредственной распределительной системы на основании

изменения геометрических параметров элементов этих систем. Разработанные унифицированный ряд и конструкторская документация на изготовление гидравлических вращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 $см^3$, соответственно, используемые в приводах активных рабочих органов мобильной техники, позволяют уменьшить ее металлоемкость, энергетические затраты, а также сократить время на ее проектирование. Разработана классификация гидравлических машин объемного действия с циклоидальной формой вытеснителей в зависимости от их конструктивных и функциональных характеристик, применение которой позволит осуществить выбор оптимальных схем планетарных гидромашин для привода активных рабочих органов при проектировании мобильной техники. Разработанные методики расчета и проектирования, конструкторская документация и стенд для испытаний гидравлических вращателей планетарного типа внедрены на специализированных предприятиях по их изготовлению.

Ключевые слова: гидроагрегат, гидровращатель планетарного типа, вытеснительная и распределительная системы, рабочие процессы, рабочий зазор, проточные части, динамика, механический, гидравлический, объемный и общий КПД, унифицированный ряд.

Voloshina A.A. Theory and working processes of hydraulic rotators of planetary type. As the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of technical sciences on a speciality 05.05.17 – hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units. – National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, 2012.

The dissertation is devoted to research of the working processes of displacing and distributing systems, output characteristics of hydraulic rotators of planetary type on the basis of their full mathematical models development. The developed mathematical model of a planetary hydraulic rotator as a part of the hydraulic unit allows to investigate dynamic processes which take place in its elements taking into account design features of displacing and distributing systems of a planetary hydraulic rotator. The developed mathematical model of the hydraulic unit with the planetary hydraulic rotator with the driving engine and elastic and inertial loading considers the equations of expenses and continuity of a stream on the basis of system approach where hydraulic units (including working liquid) are considered in interrelation as a whole. The developed unified rotators range and design documentation for production of hydraulic rotators of planetary type with working volumes of 4000, 5000, 6300 and 8000 $см^3$ applied in hydraulic drives of active working tools of mobile machinery allow to reduce its steel intensity, power expenses and also to reduce time for its designing. The developed classification of hydraulic machines of volumetric action with a cycloidal form of displacers depending on their constructive and functional characteristics will allow to make a choice of optimum schemes of planetary hydraulic machines for an active working tools drive while mobile machinery designing.

Keywords: the hydraulic unit, a hydraulic rotator of planetary type, displacing and distributing systems, working processes, an operating clearance, running parts, transients, dynamics, mechanical, hydraulic, volumetric and general efficiency, the unified range.



Підписано до друку 13.05.2013 р. Формат 148x210 (60x90/16)

Умов. друк. арк. 1,9. Друк офсетний. Тираж 100 прим. Зам. № 139.

Типографія Таврійського державного агротехнічного університету.
Адреса: 72312, Запорізька обл., м. Мелітополь, пр. Б.Хмельницького 18.