

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

Волошина Анжела Анатоліївна

УДК 621.225.001.1

**УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ
ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЇХ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ**

Спеціальність 05.05.17 – Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

**Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

Харків – 2004

Дисертацією є рукопис.

Дисертація виконана в Таврійській державній агротехнічній академії Міністерства аграрної політики України (м. Мелітополь).

Науковий керівник – кандидат технічних наук, доцент **Панченко Анатолій Іванович**, Таврійська державна агротехнічна академія, завідувач кафедри «Трактори і автомобілі»

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Лур'є Зиновій Якович**, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»

кандидат технічних наук, доцент **Неня Віктор Григорович**, Сумський державний університет, доцент кафедри «Основи проектування машин»

Провідна установа: Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», кафедра гідропневмоавтоматики і гідравліки, Міністерство освіти і науки України, м. Київ

Захист дисертації відбудеться « 17 » червня 2004 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою:

61002, м.Харків, вул. Фрунзе, 21.

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

Автореферат розісланий « 11 » травня 2004 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Потетенко О.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В даний час підвищення ефективності використання мобільної техніки в більшій мірі визначається гідрофікацією її активних робочих органів, що у свою чергу залежить від наявності середньо– і низькообертних гідромоторів.

Аналіз технічних характеристик об'ємних гідромашин показав, що планетарні гідромашини відрізняються універсальністю, високим питомим обсягом робочих камер, малою металоємністю і компактністю, добрими енергетичними характеристиками. Великою їх перевагою є можливість установки в приводний механізм, що особливо важливо для мобільної техніки.

Необхідно відзначити, що поряд із зазначеними перевагами ці гідромашини (у зв'язку з особливістю конструкції) мають досить складну систему розподілу робочої рідини (виконуючої роль водила планетарного редуктора). На сьогоднішній день, на жаль, відсутня чітка методика моделювання, розрахунку і проектування систем розподілу рідини для планетарних гідромашин. Тому рішення питань, пов'язаних з модернізацією конструкцій розподільних систем, є актуальною і одною з першочергових задач на шляху удосконалення конструкцій планетарних гідромоторів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до плану науково-дослідної роботи Таврійської державної агротехнічної академії на 2001-2005 р. з науково-технічної програми № 1, підпрограма 1.4 “Удосконалення і розробка наукових основ підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки” (держ. реєстр. номер № 0102U000678). У дисертаційній роботі використані результати, отримані при участі автора в ході виконання НДР, відповідно до Договору про науково-технічну співдружність з ВАТ “КБ Бердянськсільмаш” по розробці зернозбирального самохідного комплексу ЕЗС-80 і комплекту адаптерів (рішення № 1341 Кабінету Міністрів України від 1.12.1997 року), і Договору № 10/8 з Міністерством аграрної політики України на створення (передачу) науково-технічної продукції по темі “Розробка і впровадження гідропроводу ходових систем і адаптерів до самохідного енергозасобу” (держ. реєстр. номер № 0103U008758).

Мета і задачі досліджень. Метою дисертаційної роботи є удосконалення конструкцій планетарних гідромоторів (зниження пульсації потоку робочої рідини, кавітаційних явищ, підвищення пропускної здатності, потужності, коефіцієнту корисної дії (ККД), зниження трудомісткості виготовлення і металоємності планетарних гідромоторів) шляхом модернізації їх розподільних систем.

До головних розв'язаних задач дисертаційної роботи для досягнення поставленої мети належать:

- дослідження взаємозв'язку геометричних і функціональних параметрів торцевих розподільних систем і визначення їх впливу на вихідні характеристики планетарних гідромоторів;

- дослідження процесів, що відбуваються в планетарних гідромоторах при їх експлуатації;
- розробка фізичних і математичних моделей для дослідження процесів, що протікають у розподільних системах планетарних гідромоторів;
- розробка перспективних конструкцій розподільних систем планетарних гідромоторів, експериментальна перевірка результатів моделювання;
- розробка заходів, з удосконалення конструкцій планетарних гідромоторів; техніко-економічна оцінка результатів досліджень і впровадження їх у виробництво.

Об'єкт досліджень – фізико-механічні процеси, що протікають у розподільних системах планетарних гідромоторів при їх експлуатації.

Предмет досліджень – фізичні і математичні моделі функціонування розподільних систем планетарних гідромоторів і закономірності, що описують зміну їх вихідних характеристик.

Методи досліджень. Основними методами досліджень були: системний аналіз, що дозволив досліджувати процеси, які виникають у розподільних системах планетарних гідромоторів при їх нераціональному проектуванні; методи теорії механізмів і машин, що дозволили описати зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в процесі експлуатації; методи імітаційного моделювання, що дозволили досліджувати закономірності зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в експлуатаційних умовах. Рішення задач з поліпшення параметрів розподільних систем здійснювалося за допомогою спеціально розроблених методик з їх проектування. Експериментальний метод досліджень застосовувався для визначення вихідних характеристик планетарних гідромоторів при їх порівняльних випробуваннях. Найбільш важливою сферою експериментальних досліджень за допомогою ПЕОМ були: перевірка адекватності розроблених математичних моделей розподільних систем і планетарних гідромоторів у цілому та оцінка ефективності запропонованих методик.

Наукова новизна одержаних результатів. Дисертаційна робота відзначається науковою новизною:

- вперше теоретично та експериментально досліджено процеси, що відбуваються в розподільних системах планетарних гідромоторів, які розглядаються як квазістаціонарні, що дає можливість досліджувати вплив геометричних параметрів розподільних систем на пульсацію тиску робочої рідини планетарного гідромотора та проектувати гідромашини з заданими вихідними характеристиками;
- обґрунтовано і досліджено динамічні процеси, що виникають при роботі рухливих елементів торцевої розподільної системи, які дозволяють визначити об'ємні витрати і забезпечити працездатність усієї системи в цілому;
- обґрунтовано і досліджено вплив конструктивних особливостей розподільних систем на

зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів, що забезпечує проектованим гідромашинам задані потужність, витрати та гідромеханічний ККД;

– вперше розроблено математичні і функціональні моделі, що дозволяють зробити імітаційне моделювання зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від зміни геометричних і функціональних параметрів розподільної системи.

Практичне значення одержаних результатів. Практичну цінність роботи складають розроблені:

– комплекс програм для моделювання процесів, що відбуваються в розподільних системах планетарних гідромоторів і розрахунку раціональних параметрів розподільних систем;

– методика збільшення пропускної здатності розподільних систем планетарних гідромоторів;

– методика згладжування пульсації тиску робочої рідини в торцевих розподільних системах;

– рекомендації з проектування елементів розподільної системи;

– конструкція торцевого ущільнення вала гідромотора на основі елементів розподільної системи;

– якісно нові конструкції планетарних гідромоторів, що дозволяють розширити їх функціональні можливості (патент України № 37478 А).

Результати роботи сформульовані у формі рекомендацій для проектування вузлів і механізмів планетарного гідромотора серії ПРГ, а також для модернізації гідромотора мод. ГПР-Ф, що випускається серійно на АТ «Хідроінплекс» (м. Сорока, Молдова).

Розроблена розподільна система до уніфікованого ряду планетарних гідромоторів серії ГПР-Ф і розроблена технічна документація на уніфікований ряд планетарних гідромоторів серії ПРГ впроваджені на ВАТ «Ямпольський приладобудівний завод» (м. Ямпіль, Вінницька обл.) і АТ «Хідроінплекс» (м. Сорока, Молдова). На базі модернізованого планетарного гідромотора розроблено і прийнято до впровадження гідрооб'ємний вал відбору потужності для дослідного зразка самохідного енергозасобу ЕЗС-80 на ВАТ «КБ Бердянськсільмаш» (м. Бердянськ, Запорізької обл.), результати роботи також використовуються в навчальному процесі при вивченні дисципліни «Трактори і автомобілі» (гідросистеми самохідних енергозасобів).

Особистий внесок здобувача. Результати проведених досліджень отримано автором самостійно. Постановка мети і задач, їх аналіз виконано спільно з науковим керівником.

Дисертантом особисто:

– досліджено нестационарні процеси, що відбуваються в розподільних системах планетарних гідромоторів, які розглядаються як квазістационарні. Досліджено вплив конструктивних параметрів розподільних систем на пульсацію потоку робочої рідини;

– розроблено математичне забезпечення і комп'ютерні програми для проектування розподільних систем планетарних гідромоторів, що описують зміну їх вихідних характеристик ще на стадії проектування;

– розроблено методики проектування розподільних систем і методологічні рекомендації щодо підвищення вихідних характеристик планетарних гідромоторів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідались на наукових конференціях і семінарах, у тому числі на: конференції «Гідромеханіка в інженерній практиці» (травень 1996 року, м. Київ); міжнародній науково-практичній конференції «Екологічні аспекти механізації внесення добрив, захисту рослин, обробки ґрунту, збирання і переробки сільськогосподарської продукції», (2000 рік, м. Мелітополь); ювілейній міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 10-річчю створення Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики (листопад 2000 року, м. Кіровоград); міжнародній науково-технічній конференції «Землеробська механіка на рубежі сторіч» (травень 2001 року, м. Мелітополь); V Міжнародній конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики (жовтень 2002 року, м. Вінниця); Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (лютий 2004 року, м. Київ), щорічних науково-технічних конференціях Таврійської державної агротехнічної академії (м. Мелітополь, 1996-2004 р.).

Розроблені гідромашини для привода активних робочих органів і рушіїв мобільної сільськогосподарської техніки експонувалися на Міжнародному сільськогосподарському виставці-ярмарку «Агро-2002» (червень 2002 року, с. Чубинське, Київська обл.).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 12 друкованих праць, з них 10 статей у спеціальних виданнях, затверджених переліком ВАК України, 1 стаття в науково-технічному журналі і 1 деклараційний патент України.

Обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків та 10 додатків. Повний обсяг дисертації складає 205 сторінок, з них 17 ілюстрацій по тексту, 24 ілюстрації на 18 сторінках; 4 таблиці по тексту, 2 таблиці на 2 сторінках; 10 додатків на 51 сторінці, 111 найменувань використаних літературних джерел на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано мету і задачі досліджень, визначено основні положення, що мають наукову новизну і практичну цінність.

У першому розділі виконано аналіз публікацій, і літератури з питань теорії, розрахунку, проектування і конструювання гідромашин і їх елементів. Цими проблемами в різний час займалися Башта Т.М., Белозерова Т.В., Бірюков Б.Н., Єрасов Ф.Н., Зайченко І.І., Комаров А.А., Ловкіс

З.В., Лур'є З.Я., Немировський І.А., Пономаренко Ю.Ф., Прокоф'єв В.Н., Хаймович Є.М. та інші вчені.

Аналіз силових приводів мобільної техніки показав, що в цьому типі приводів найбільше застосування мають гідромашини планетарного типу з торцевою системою розподілу робочої рідини, що складається з рухливого елемента – розподільника і нерухомого – золотника, на контактуючих поверхнях яких виконані розподільні вікна. Основним недоліком зазначених розподільних систем є недосконалість конструкції, що викликає коливання швидкості потоку робочої рідини, перепади, пульсації тиску, а так само гідроудари, що приводять до небажаної вібрації, підвищеного шуму при роботі, передчасного зношення і руйнування ущільнень та інших елементів гідромашин, що у свою чергу супроводжується їх параметричними і функціональними відмовленнями.

Тому для поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромоторів необхідно розробити принципово нові методи розрахунку і проектування розподільних систем, які засновані на вивченні процесів, що протікають у цих системах і враховують вплив геометричних параметрів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів.

Одними зі шляхів рішення зазначеної проблеми можуть бути комплексні дослідження в області розробки методів розрахунку, проектування і виготовлення елементів розподільних систем планетарних гідромоторів.

У другому розділі досліджено вплив процесів, що відбуваються в розподільних системах планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики.

Для вивчення процесів, що відбуваються в планетарних гідромоторах, розглянемо роботу найпростішої гідросистеми (рис. 1). Гідронасос H передає необхідну гідравлічну енергію (подача рідини $Q_{нас.}$ при тиску $P_{нас.}$) до гідромотора $Гм$, вал якого зв'язаний з навантаженням $Нр$. Для захисту гідросистеми від можливих перевантажень, що виникають у процесі експлуатації, у схемі встановлений запобіжний клапан $Кл$, що спрацьовує від перевищення тиску в нагнітальній магістралі при перевантаженнях.

Функціональні параметри представленої гідросистеми можна оцінювати стабільністю вихідних параметрів гідромотора $Гм$ (кутовою швидкістю $\omega_{г.м.}$ і моментом $M_{г.м.}$), обумовлених відповідними параметрами навантаження ($\omega_{нр}$ і M_c). Допускаючи, що гідравлічна потужність насоса є постійною (тобто, $Q_{нас.}$ і $P_{нас.}$ – $const$), маємо, що відхилення вихідних параметрів гідромотора може бути викликано тільки пульсацією тиску в нагнітальній магістралі. Це можливо в двох випадках: при коливаннях моменту M_c навантаження, що характеризує умови роботи гідросистеми, і при недосконалості конструкції основних вузлів гідромотора $Гм$.

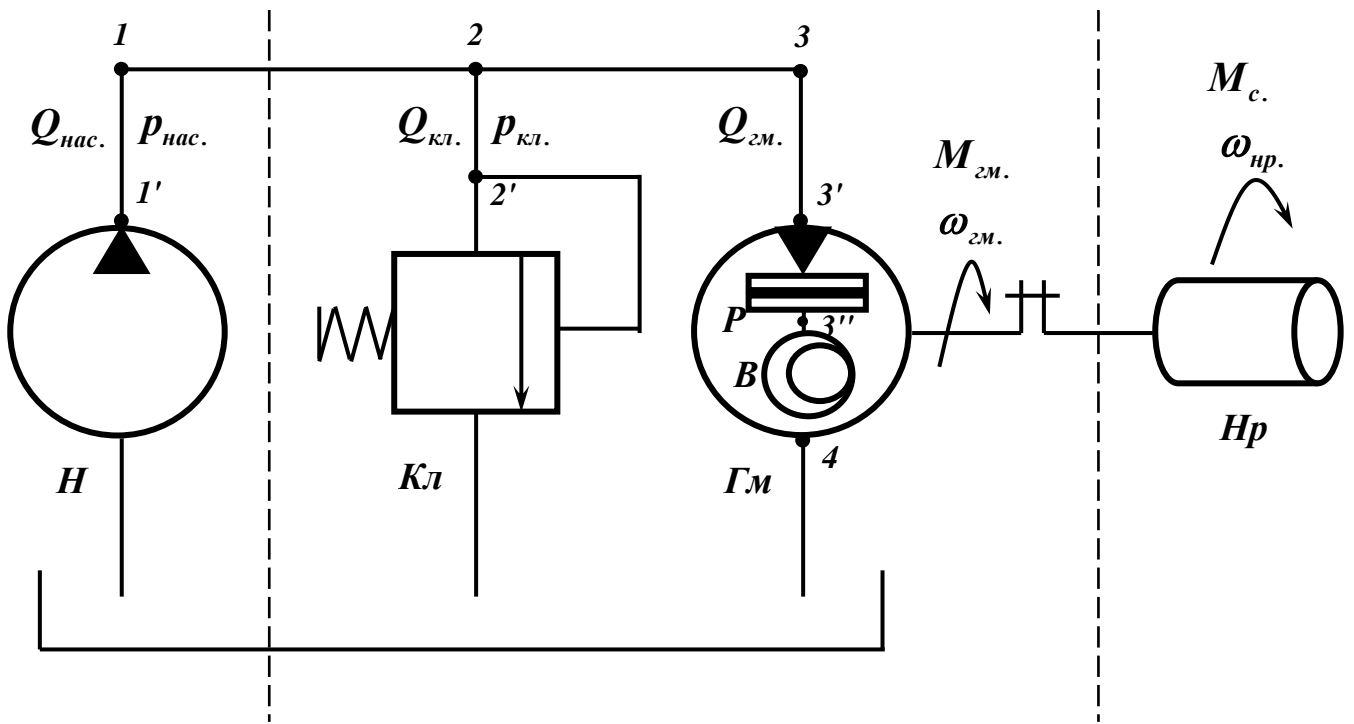


Рис.1. Схема роботи планетарного гідромотора в умовах експлуатації:

H – насос; $Кл$ – клапан; $Гм$ – гідромотор; P – розподільна система;

B – витискувальний блок; $Нр$ – навантаження

При дослідженні вихідних характеристик планетарного гідромотора $Гм$ прийнято наступні допущення: параметри навантаження незмінні ($\omega_{нр}$ і $M_c - const$), а пульсація тиску в розглянутих вузлах гідромотора $Гм$ обумовлена зміною площі прохідного перетину Q в каналах розподільної системи P , тому що коливання площі робочих камер при переміщенні витискувачів B – відсутні; тиск на виході з насоса дорівнює тискові на вході в гідромотор і запобіжний клапан, і дорівнює номінальному тискові $P_{вих.нас.} = P_{вих.г.м.} = P_{вих.кл.} = P_n$; тиск на виході з гідромотора і клапана дорівнює нулю $P_{вих.г.м.} = P_{вих.кл.} = 0$; потужність насоса постійна $N_{нас.} = const$; подача насоса постійна $Q_{нас.} = const$; витоків у клапані і гідромашинах немає; кількість рідини, що поступає до гідромотора визначається різницею подачі насоса $Q_{нас.}$ і витрати через запобіжний клапан $Q_{кл.}$.

Нестационарний процес, обумовлений зміною площі прохідного перетину, для спрощення математичного опису розглядаємо як квазістационарний.

Досліджуваний квазістационарний процес, обумовлений пульсацією тиску Π_p гідромотора через недосконалість конструкції його розподільної системи, викликає відхилення тиску від номі-

нального. Необхідно відзначити, що велика частота пульсації тиску Π_p (100...2000 Гц) не може бути згладжена від впливу інерційного моменту M_j навантаження, як це буває при аналогічній пульсації моменту M_c навантаження.

Відхилення тиску робочої рідини в гідромоторі від номінального p_n може відбуватися як у бік підвищення, так і зниження. За умови, що значення тиску робочої рідини гідромотора менші за номінальне $p_{z.m.} < p_n$, то витрата через клапан дорівнює нулю $Q_{кл.} = 0$, а через гідромотор – $Q_{z.m.} = Q_{нас.}$. У цьому випадку настає гальмування вала гідромотора Γ_m , унаслідок зменшення крутного моменту $M_{z.m.}$, що їм розвивається. Вал гідромотора приводиться в рух під дією інерційного моменту M_j навантаження, викликаючи зниження тиску і, як наслідок, розриви потоку рідини в гідромоторі, а також пов'язані з ним гідродинамічні явища.

Якщо ж величина значення тиску робочої рідини гідромотора більш за номінальне $p_{z.m.} > p_n$, то спрацьовує запобіжний клапан $Кл$ і перепускає частину робочої рідини $Q_{кл.}$ на злив ($Q_{кл.} \neq 0$), зменшуючи при цьому кількість рідини $Q_{z.m.}$, що підводиться до гідромотору Γ_m . Це приводить до зниження кутової швидкості обертання вала гідромотора $\omega_{z.m.}$ і вал гідромотора буде обертатися (як і в попередньому випадку) під дією інерційного моменту M_j .

Тому що інерційні процеси в розглянутій гідросистемі протікають з частотою значно меншою, ніж пульсація тиску Π_p в гідромоторі, то при роботі можуть виникати резонансні явища, що приводять до порушення працездатності гідромотора і гідросистеми в цілому.

Для дослідження процесів, що протікають при експлуатації планетарного гідромотора, складемо систему рівнянь, що описують ці процеси:

$$\begin{cases} \Pi_p = f(\Pi_s) \\ p_n = f(\Pi_p, M_{z.m.}) \\ Q_{кл.} = f(p_n), p_n > p_{кл.} \\ Q_{z.m.} = Q_{нас.} - Q_{кл.} \\ \omega_{z.m.} = f(Q_{z.m.}, p_n) \\ M_{z.m.} = M_c + M_j, \Pi_p = 0, M_j = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Аналіз отриманої системи (1) показує, що при наявності періодичної зміни площі прохідно-

го перетину Π_S , у нагнітальній магістралі виникає пульсація тиску Π_p , причому можна відзначити три випадки зміни поточного значення площі прохідного перетину:

1. Якщо поточне значення площі прохідного перетину перевищує середнє $S_i > S_{cp}$, то поточне значення тиску нижче номінального, тобто $p_i < p_n$; запобіжний клапан не спрацьовує; витрата через клапан дорівнює нулю, а витрата через гідромотор – подачі насоса, $Q_{г.м.} = Q_n$.

У цей період часу, крутний момент на валові гідромотора визначається рівнянням:

$$M_{кр.г.м.} = M_c + M_j, \quad (2)$$

де $M_{кр.г.м.}$ – крутний момент на валові гідромотора $M_{кр.г.м.} = \frac{p \cdot V}{2\pi} \eta_m$,

M_c – момент опору, $M_c = const$;

M_j – момент інерції, $M_j = J \frac{d\omega}{dt}$.

Підставивши до (2) рівняння для визначення крутного і інерційного моментів, одержимо:

$$\frac{p \cdot V}{2\pi} \eta_m = M_c + J \frac{d\omega}{dt}, \quad (3)$$

відкіля

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{p \cdot V}{J \cdot 2\pi} \eta_m - \frac{M_c}{J}. \quad (4)$$

Після інтегрування (4) кутова швидкість обертання валу гідромотора $\omega_{г.м.}$ буде визначатися системою:

$$\begin{cases} \omega_{г.м.} = \frac{p_i \cdot V}{J \cdot 2\pi} \cdot \eta_m \cdot t_{1,2} - \frac{M_c}{J} \cdot t_{1,2} + C, \\ p_i = f(S_i, t_i) \end{cases}, \quad (5)$$

де p_i – поточне значення тиску; $p_i = f(S_i, t_i)$, де S_i – поточне значення площі прохідного перетину, що відповідає часу t_i ; V – робочий об'єм гідромотора; J – момент інерції обертових мас; η_m – механічний ККД гідромотора; C – постійна інтегрування,

$$C = \omega_1 - \frac{p_n \cdot V}{J \cdot 2\pi} \eta_m \cdot t_1 + \frac{M_c}{J} t_1,$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання валу гідромотора, коли $p_i = p_n$; t_1 – час, коли $p_i = p_n$.

Відомо, що $\omega_{z.m.} = 2\pi n$, де n – частота обертання валу гідромотора, яка дорівнює $n = \frac{Q_{z.m.}}{V} \eta_{об.}$. Тоді кутова швидкість у цей період часу буде дорівнювати:

$$\omega_{z.m.} = \frac{2\pi \cdot Q_{z.m.} \cdot \eta_{об.}}{V}, \quad (6)$$

2. Якщо поточне значення площі прохідного перетину менше середнього $S_i < S_{cp.}$, то $p_i > p_{кл.}$ і може відбуватися спрацьовування запобіжного клапана; витрата через гідромотор буде визначатися різницею подачі насоса і витрати через запобіжний клапан $Q_{z.m.} = Q_n - Q_{кл.}$.

При спрацьовуванні запобіжного клапана знижується кількість рідини, що подається до гідромотора; знижується кутова швидкість обертання валу гідромотора $\omega_{z.m.}$; вал гідромотора обертається під дією інерційного моменту M_j ; усередині гідромотора сильно падає тиск p_i і виникає розрив потоку рідини.

Тиск у гідромоторі в цей період часу буде визначатися системою:

$$\begin{cases} p_{z.m.} = \omega \frac{J \cdot 2\pi}{V \cdot \eta_{об.} \cdot t_3} + M_c \frac{2\pi}{V \cdot \eta_{об.}} - C \frac{J \cdot 2\pi}{V \cdot \eta_{об.} \cdot t_3}, \\ \omega_{z.m.} = \frac{2\pi \cdot (Q_n - Q_{кл.})}{V} \eta_{об.} \end{cases}, \quad (7)$$

3. У випадку, коли поточне значення площі прохідного перетину дорівнює середньому значенню, тобто $S_i = S_{cp.}$, то значення тиску дорівнює номінальному $p_i = p_n$, а витрата через гідромотор дорівнює подачі насоса $Q_{z.m.} = Q_n$.

Дослідження процесу експлуатації планетарного гідромотора показує, що пульсація тиску в порожнині нагнітання, амплітуда якого може перевищувати значення спрацьовування запобіжних клапанів, приводить до пульсації потоку рідини і навіть до руйнування елементів гідросистеми, викликаючи функціональні відмовлення, небажану вібрацію і шум.

У зв'язку з цим необхідно досліджувати вплив конструктивних особливостей (форма, кількість і взаємне розташування вікон) розподільної системи планетарного гідромотора на його пропускну здатність, що у більшій мірі визначається площею прохідного перетину торцевої розподільної системи:

$$S_{n.c.} = (\gamma_1 + \gamma_2 + \dots + \gamma_i) \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}, \quad (8)$$

де $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_i$ - кути, що характеризують перекриття вікон розподільника і золотника; R_1, R_2 - внутрішній і зовнішній радіуси розташування розподільних вікон, відповідно.

Одним з основних параметрів, що характеризує технічний стан планетарного гідромотора, є об'ємні втрати. У розподільному механізмі планетарного гідромотора об'ємні втрати, в основному, визначаються витокami через зазор між торцевими поверхнями розподільника і золотника. Таким чином, об'ємний ККД дорівнює

$$\eta_{об.} = 1 - \frac{\frac{h^3}{12\mu'} \cdot \sum \varphi_i \left(p_{нагн.} \cdot \frac{\left(\ln \frac{R_1'}{R_1} - \ln \frac{R_2}{R_2'} \right)}{\ln \frac{R_1'}{R_1} \cdot \ln \frac{R_2}{R_2'}} - \frac{3\rho\omega_{z.m.}^2}{20} \cdot \left(\frac{(R_1^2 - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_2}{R_2'}} \right) \right)}{\mu \cdot S_{n.c.} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}},$$

де h - висота торцевого зазору; φ_i - кут розчину вікон, що знаходяться в перекритті по їх периметру; $p_{нагн.}$ - тиск нагнітання; R_1', R_2' - внутрішній і зовнішній радіуси розташування розподільних вікон з урахуванням пасків; $\omega_{z.m.}$ - кутова швидкість; ρ - густина робочої рідини; $S_{n.c.}$ - площа прохідного перетину розподільної системи; μ' - коефіцієнт динамічної в'язкості рідини; μ - коефіцієнт витрати робочої рідини; Δp - перепад тиску.

У результаті проведених досліджень розроблено математичний апарат, що дозволяє моделювати процеси, які протікають у розподільних системах при експлуатації планетарних гідромоторів і шляхом моделювання робочого процесу визначити сукупність геометричних параметрів розподільної системи, що забезпечує її працездатність (виконання умови прижиму золотника до розподільника).

У третьому розділі викладено задачі математичного моделювання, розроблено алгоритми і програми, проаналізовано результати математичного моделювання процесів, що відбуваються в розподільних системах, визначено вплив пульсації тиску на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

У результаті математичного моделювання встановлено, що закон зміни площі прохідного перетину в процесі роботи розподільної системи в залежності від кількості вікон можна представити чотирма варіантами кривих, що відповідають кількості вікон розподільника і повторюються по арифметичній прогресії з різницею 8 при початкових точках відліку 4, 6, 8 і 10 – відповідно.

У результаті моделювання зміни конструктивних параметрів розподільних систем (кількість робочих і додаткових розвантажувальних вікон розподільника, величина зазору між розподільними вікнами) нами встановлено, що розподільні системи з кількістю вікон розподільника рівною 12 і 20 з двома додатковими розвантажувальними вікнами, а також 8, 16 і 24 з чотирма додатковими розвантажувальними вікнами (при зазорі між вікнами $\Delta = 0$), в результаті зсуву вікон розподільника (за розробленою нами методикою), можна цілком усунути пульсацію тиску рідини.

Для гідромотора з розподільною системою при кількості вікон розподільника рівній $Z_1 = 12$ встановлено, що з використанням додаткових розвантажувальних вікон площа прохідного перетину зростає на 32%, 48%, 66%, при використанні двох, трьох та чотирьох додаткових розвантажувальних вікон, відповідно.

Також встановлено, що при зміні зазору між вікнами розподільника та золотника від $\Delta = 51'$ до $\Delta = 0$, площа прохідного перетину збільшується на 11...14%.

Шляхом зсуву додаткових розвантажувальних і робочих вікон розподільника можна домогтися зниження пульсації потоку робочої рідини на 10...40% в залежності від кількості додаткових розвантажувальних вікон.

Для моделювання процесів, що відбуваються в планетарному гідромоторі в умовах експлуатації, прийнято наступні допущення: тиск на виході з насоса дорівнює тискові на вході в гідромотор і запобіжний клапан, і дорівнює номінальному тискові, що розвивається насосом $P_{вих.н.} = P_{вх.г.м.} = P_{вх.кл.} = P_n = 16 \text{ МПа}$; тиск на виході з гідромотора і запобіжного клапана дорівнює нулеві, $P_{вих.г.м.} = P_{вих.кл.} = 0$; потужність насоса постійна $N_n = const$; витоків у клапані і гідромашині немає; подача насоса постійна і дорівнює $Q_n = 96 \text{ л/хв} = const$; навантаження постійне; витрати гідромотора (при підвищенні тиску в гідросистемі $P_i > P_n$) визначається різницею подачі насоса і витрати через клапан, тобто $Q_{г.м.} = Q_n - Q_{кл.}$; витрата через запобіжний клапан визначається з умови, що відкриття клапана відбувається при $P_i > P_n$, і при максимальному тиску в гідросистемі рівному $P_{max} = 1,25 P_n$, витрата через клапан дорівнює подачі насоса, тобто $Q_{кл.} = Q_n = 96 \text{ л/хв}$.

Аналіз моделювання процесів, що відбуваються в планетарному гідромоторі, дозволив підтвердити теоретичні дослідження та установити, що в процесі експлуатації планетарного гідромотора мають місце квазістаціонарні процеси, викликані нераціональністю конструкції розподільної системи, що відбуваються з періодичністю, чисельно рівною періоду зміни площі прохідного перетину.

Моделюванням квазістаціонарних процесів встановлено, що навіть при незначній зміні

площі прохідного перетину (до 4%) спостерігається пульсація тиску (рис.2,а) і в момент, коли тиск перевищує номінальний, у магістралі спрацьовує запобіжний клапан і відбувається відтік робочої рідини на злив, що викликає коливання кутової швидкості (до 80%), що приведе до функціональних відмовлень і викликають кавітаційні явища (розрідження тиску в нагнітальній магістралі) у розподільній системі серійного гідромотора. Оскільки при зміні робочого об'єму гідромотора у діапазоні від 160 до 250 $см^3$, значення пульсації тиску усередині гідромотора (рис. 2, в) складає від 100 до 40%, відповідно, то використання серійної розподільної системи в гідромоторах усіх типорозмірів приводить до зниження їх вихідних характеристик.

Моделювання процесів, що відбуваються в модернізованому гідромоторі, показує відсутність періодичної зміни площі прохідного перетину (рис.2,б) і, як наслідок, усунення пульсації тиску і кутової швидкості.

Таким чином, при проектуванні розподільних систем, необхідно використовувати додаткові розвантажувальні вікна розподільника, але не більш чотирьох, з кількістю вікон у розподільних системах рівною $Z_1 = 8, 12, 16, 20, 24$.

У четвертому розділі викладено задачі експериментальних досліджень, методику обробки результатів, розробку устаткування для досліджень і аналіз результатів експериментальних досліджень.

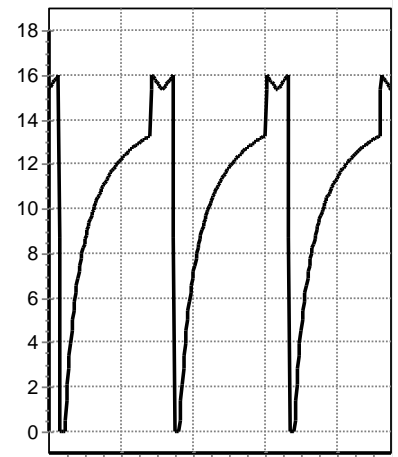
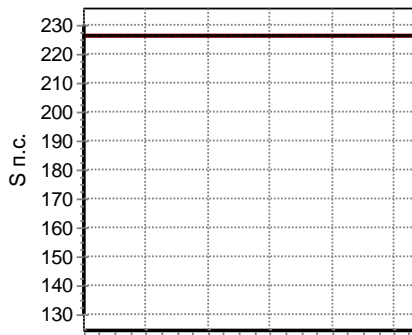
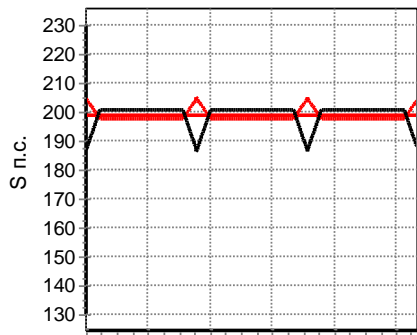
При експериментальних дослідженнях змінювалися тільки параметри розподільника, золотника і вала гідромотора, а інші деталі залишалися незмінними. Випробувалися гідромотори з кількістю вікон розподільника рівною $Z_1 = 12$ і золотника – $Z_2 = 14$, серійні гідромотори – із трьома додатковими розвантажувальними вікнами розподільника (при $\Delta = 51'$) і модернізовані – із двома (при $\Delta = 0$).

Випробування проводилися на спеціальному стенді, розробленому відповідно до ГОСТ 20719-83.

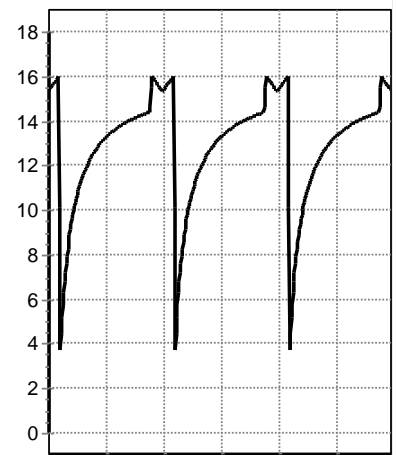
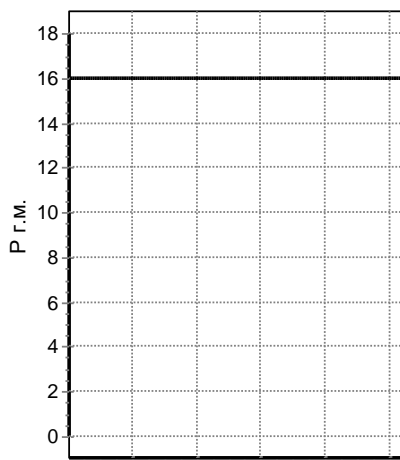
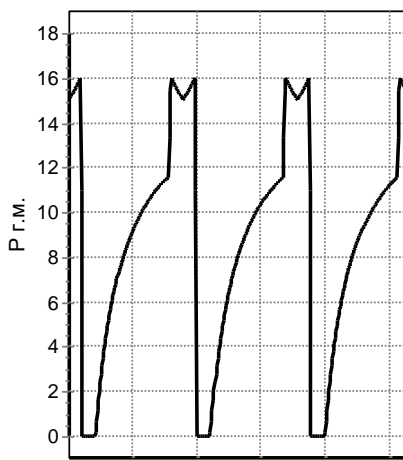
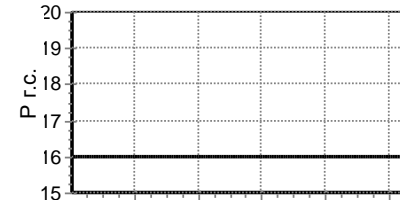
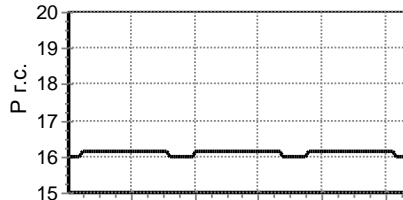
Результати експерименту оброблялися за допомогою ПЕОМ за програмами, розробленими на основі загальноприйнятих методик.

Основними факторами, що визначають технічний стан планетарного гідромотора, є: частота обертання – n , перепад тиску – Δp і зазор Δ між вікнами розподільника і золотника.

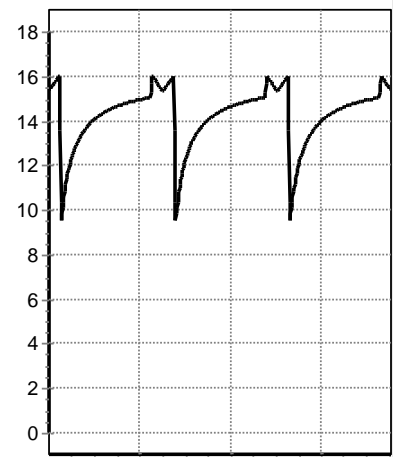
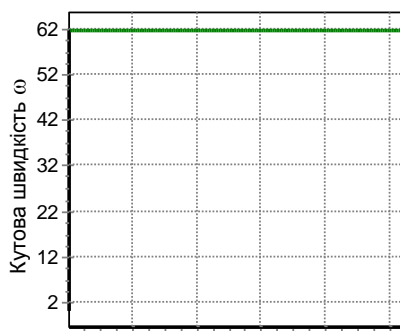
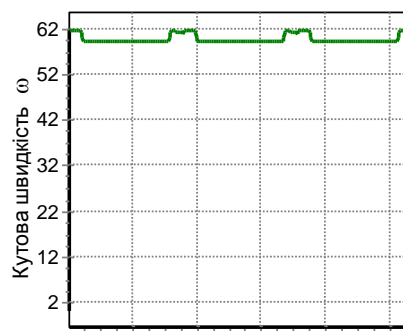
Для дослідження процесу зміни вихідних характеристик планетарних гідромоторів, у залежності від конструктивних особливостей розподільних систем, використане математичне планування факторного експерименту, де вхідними факторами X_i приймалися: перепад тисків $X_1 = \Delta p$ робочої рідини; частота обертання $X_2 = n$ валу гідромотора; зазор $X_3 = \Delta$ між вікнами розподільника і золотника, а як функції відгуків y_i вибиралися: дійсна витрата $y_1 = Q$ робочої



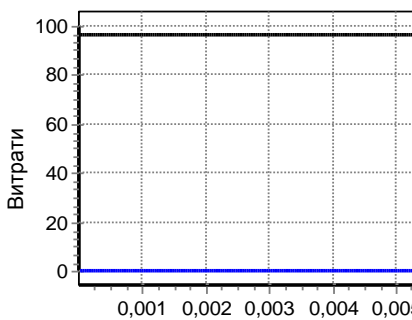
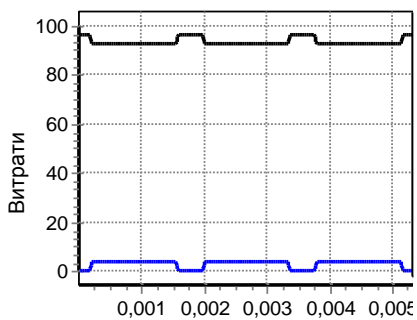
ГПР-Ф-160



ГПР-Ф-200



ГПР-Ф-250



а

б

в

Рис.2. Квазістаціонарні процеси в планетарному гідромоторі при різних конструктивних параметрах: а – серійний гідромотор; б – модернізований гідромотор; в – серійний гідромотор $V = 160...250 \text{ см}^3$.

рідини; крутний момент, $y_2 = M_{кр}$ на валові гідромотора; механічний $y_3 = \eta_m$, об'ємний $y_4 = \eta_{об}$ і загальний ККД $y_5 = \eta$ гідромотора, а також наявність вібрацій, що перевищують рівень «фону» $y_6 = B$.

У результаті експериментальних досліджень впливу частоти обертання n , перепаду тиску Δp і зазору Δ на момент $M_{кр}$ і рівень вібрації B отримано рівняння регресії:

$$M = 25,86 - n \cdot (0,05 - 0,003 \cdot \Delta p) - \Delta \cdot (263,16 + 205,26 \cdot \Delta p) + 20,9 \cdot \Delta p; \quad (9)$$

$$B = 95,15 + n \cdot (0,002 + 1,84 \cdot \Delta) + 88,82 \cdot \Delta. \quad (10)$$

Аналіз рівняння (9) підтверджує, що коливання крутного моменту $M_{кр}$ залежать від зазору і перепаду тиску, що вказує на наявність квазістаціонарних процесів. Це підтверджує результати математичного моделювання і свідчить про негативне явище впливу періодичної зміни площі прохідного перетину розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотору. Аналогічний висновок можна зробити й аналізуючи рівняння (10), тому що зміни частоти обертання і зазору приводять до підвищення рівня вібрації, що побічно свідчить про наявність квазістаціонарних процесів.

Побічно підтвердити наявність квазістаціонарних процесів в гідромоторі можна по збільшенню рівня вібрації в сталому режимі при його експлуатації.

Випробування проводилися за допомогою віброакустичної апаратури КСА-5. Віброакустичні властивості оцінювалися в такий спосіб: рівень шуму – суб'єктивно; рівень вібрації – датчиком вібрації Д12, встановленим вертикально на стрижні, закріпленому болтом (по місцю кріплення гідромотора).

Виміри рівня вібрації проводилися в діапазоні зміни частоти обертання ведучого валу від 150 до 750 *об/хв*. Окремо замірювали рівень вібрації самої установки і при роботі з робочою парою, що в обох випадках складало 80 *дБ*. Таким чином, робочу пару, як джерело механічного шуму, можна виключити, а збудниками вібрації при дослідженнях служать коливання потоку і тиску рідини в каналах розподільної системи.

Аналіз залежності зміни рівня вібрації для різних типорозмірів гідромоторів з робочими об'ємами від 160 до 630 *см³* показує (рис. 3,а), що «шумлять» серійні гідромотори з робочими об'ємами від 160 до 250 *см³* (при роботі на номінальних оборотах), що підтверджує результати теоретичних досліджень і математичного моделювання. Таким чином, розподільна система серійного гідромотора не може використовуватися для проектування усього типорозмірного ряду гідромашин ($V = 160 \dots 630 \text{ см}^3$).

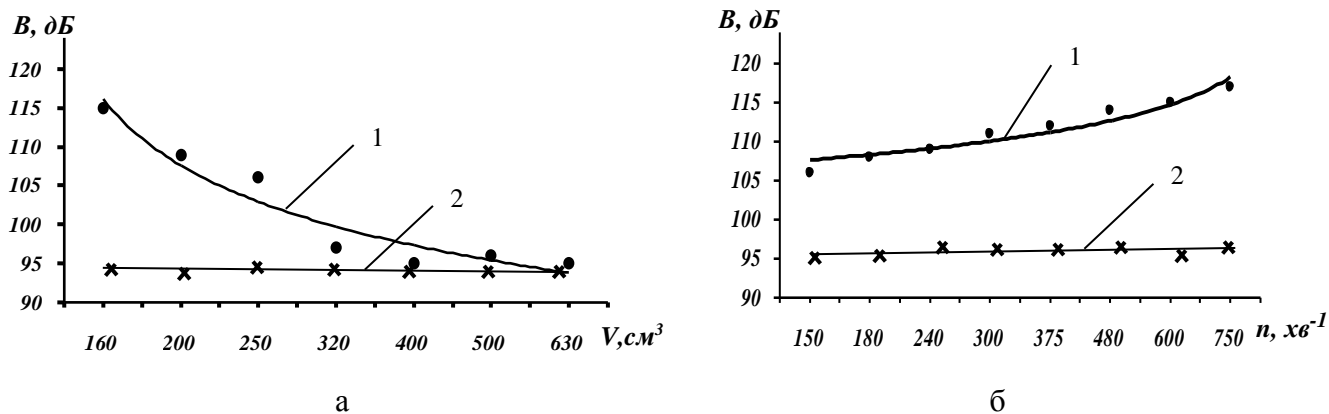


Рис. 3. Зміна кавітаційних процесів у залежності від:

а – робочого об’єму гідромотора;

б – від частоти обертання валу гідромотора ($V = 160 \text{ см}^3$);

1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор.

Аналіз залежності рівня вібрації від частоти обертання (рис. 3,б) підтверджує результати математичного моделювання, тому що робота серійного гідромотора при зміні частоти обертання від 150 до 750 *об/хв* супроводжується підвищеним шумом (наявністю вібрації).

Експериментальні дослідження гідромоторів з модернізованою розподільною системою (рис. 3, б, крива 2) показали, що рівень вібрації не перевищує 95 дБ , у всьому діапазоні (тобто квазістаціонарні процеси відсутні). Тому модернізована розподільна система може бути використана для проектування усього типорозмірного ряду планетарних гідромашин з робочими об’ємами від 160 до 630 см^3 .

У п'ятому розділі розроблено методики, що дозволяють згладити пульсації потоку робочої рідини, а також збільшити пропускну здатність розподільної системи і підвищити потужність гідромотора; наведено практичні рекомендації зі зниження пульсації тиску рідини і проектування торцевих розподільних систем планетарних гідромоторів; дана техніко-економічна оцінка результатів досліджень.

Методики проектування розподільних систем дозволили розробити золотник, використання якого дозволило підвищити вихідні характеристики планетарного гідромотора, у результаті застосування торцевої розподільної системи в якості торцевого ущільнення вихідного кінця валу.

Використання модернізованої розподільної системи дозволило розробити оригінальні конструкції планетарних гідромоторів серії ПРГ, що представляють уніфікований ряд планетарних гідромоторів з робочими об’ємами від 160 до 630 см^3 .

Впровадження результатів досліджень дозволяє знизити трудомісткість виготовлення на 11,25...12,85 *нормо-год* при зниженні металоємності на 11% на один гідромотор.

ВИСНОВКИ

Проведені в дисертаційній роботі дослідження дозволяють сформулювати наступні висновки:

1. Аналізом існуючих конструкцій планетарних гідромашин встановлено, що поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора залежить від взаємозв'язку геометричних і функціональних параметрів його розподільної системи, при цьому методики моделювання і розрахунку цієї системи практично відсутні.

2. Теоретичними дослідженнями встановлено, що різне розташування вікон розподільника і золотника може викликати періодичну зміну площі прохідного перетину розподільної системи і приводить до зниження вихідних характеристик планетарного гідромотора. Процеси, що виникають при зміні площі прохідного перетину, викликані несталим рухом в'язкої нестисливої рідини можна розглядати як квазістаціонарні.

3. Розроблений математичний апарат і функціональні моделі, а також алгоритми і програми, що їх реалізують, дозволяють робити імітаційне моделювання процесів, що відбуваються в планетарних гідромоторах і їх елементах в процесі експлуатації. Моделюванням впливу зміни геометричних параметрів розподільних систем на вихідні характеристики планетарних гідромоторів, встановлено, що для розподільних систем з кількістю вікон розподільника, рівною $Z_1 = 12,20$ при використанні двох додаткових вікон і $Z_1 = 8,16,24$ при використанні чотирьох додаткових розвантажувальних вікон і відповідному кутовому зсувенні вікон розподільника, можна усунути періодичну зміну площі прохідного перетину, і, як наслідок, – пульсацію тиску і кутової швидкості.

4. Імітаційним моделюванням робочого процесу серійних планетарних гідромоторів встановлено, що зі зміною робочого об'єму в діапазоні $V = 160...250 \text{ см}^3$ пульсація тиску змінюється від 100% до 40%, а при $V = 250...630 \text{ см}^3$ – від 40% до 7%. При зміні частоти обертання в гідромотора з $V = 160 \text{ см}^3$ у діапазоні $n = 150...750 \text{ хв}^{-1}$ пульсація тиску складає 36...100%, при цьому, при $n = 480...750 \text{ хв}^{-1}$ зміна тиску усередині гідромотора викликає кавітацію в розподільній системі.

5. Експериментальними дослідженнями підтверджена наявність процесів, що виникають в планетарних гідромоторах при зміні площі прохідного перетину, які розглянуто як квазістаціонарні, і усунення яких дозволяє підвищити вихідні характеристики планетарних гідромоторів.

6. Результати експериментальних досліджень впливу конструктивних параметрів розподільної системи планетарного гідромотора на його технічні характеристики підтверджують результати моделювання і теоретичні передумови і дозволяють установити, що рівень вібрації серійного гідромотора з робочими об'ємами від 160 до 250 см^3 на 12...13% вище загального рівню

«фона». При випробуваннях серійного гідромотора з робочим об'ємом 160 см^3 у діапазоні зміни частот обертання від 150 до 750 хв^{-1} рівень вібрації складає 12...19%.

7. Результати експериментальних досліджень планетарного гідромотора з модернізованою розподільною системою показують, що зазначені явища відсутні, у результаті згладжування періодичної зміни площі прохідного перетину. Тому для проектування всього уніфікованого ряду планетарних гідромоторів з робочими об'ємами від 160 до 630 см^3 необхідно застосовувати модернізовану розподільну систему.

8. Запропоновані методики проектування торцевої розподільної системи дозволили використовувати її елементи в якості торцевого ущільнення вихідного кінця вала планетарного гідромотора, підвищивши при цьому його вихідні характеристики (усунути витоки по валу, збільшити ресурс). Використання модернізованої розподільної системи дозволило розробити оригінальні конструкції планетарних гідромоторів серії ПРГ, що представляють уніфікований ряд планетарних гідромоторів з робочими об'ємами від 160 до 630 см^3 .

9. У результаті техніко-економічного обґрунтування встановлено, що в гідромоторі з модернізованою розподільною системою:

- знижено трудомісткість виготовлення на 11,05...12,85 *нормо год* на один гідромотор;
- знижено металоємність на 11%.

Основні наукові положення і результати, наведені в дисертаційній роботі, мають практичне значення при проектуванні і модернізації планетарних гідромоторів, а також використані у навчальному процесі при вивченні дисципліни «Трактори і автомобілі». Результати роботи впроваджені на ВАТ «Ямпольський приладобудівний завод» (м.Ямпіль), ВАТ «КБ Бердянськсільмаш» (м. Бердянськ), АТ «Хідроінплекс» (м.Сорока, Молдова) і використані відповідно планам виробництва.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В. Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашины. //Труды Таврической государственной агротехнической академии. – Мелитополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – с.61-65.

Здобувачем обґрунтовано розрахункову схему до визначення геометричних параметрів розподільної системи планетарного гідромотора).

2. Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Крутиков А.С. Увеличение пропускной способности распределительных систем. //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 1999. – Вип.2. – Т.9. – с.86-90.

Здобувачем обґрунтовано розрахункову схему переміщення робочої рідини в розподільній

системі планетарного гідромотора.

3. Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Грингауз Е.Б. Влияние потерь на функциональные характеристики планетарных гидромашин. //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 1999. – Вип.2. – Т.10. – с.75-80.

Здобувачем досліджено вплив перепаду тиску на швидкість проходження робочої рідини в каналах розподільної системи.

4. Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Кюрчев С.В. Моделирование изменения пропускной способности распределительных систем в процессе работы. //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 1999. – Вип.2. – Т.12. – с.70-77.

Здобувачем розроблено програмне забезпечення й обґрунтовані початкові умови моделювання.

5. Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Милаева И.И. Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин. //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 2000. – Вип.1. – Т.15. – с.31-39.

Здобувачем розроблено математичний апарат, що дозволяє робити узгодження робочих і розвантажувальних вікон розподільної системи.

6. Волошина А.А. Оптимізація параметрів торцевої розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами. //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 2001. – Вип.2. – Т.17. – с.88-94.

7. Кюрчев В.М., Волошина А.А., Милаева І.І., Кюрчев С.В., Журавель Д.П. Экспериментальне обґрунтування величин перекриття розподільних вікон. //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 2001. – Вип.2. – Т.19. – с.13-17.

Здобувачем розроблено методику проведення експериментальних досліджень та дано рекомендації зі зниження пульсації потоку робочої рідини.

8. Волошина А.А. Исследование процессов, происходящих в гидроприводах сельскохозяйственной техники. //Тракторная энергетика в растениеводстве. Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков. – 2002. – Вып.5. – с.241-247.

9. Панченко А.И., Федосов В.Н., Волошина А.А., Титов Д.С. К вопросу о проектировании распределительных систем планетарных гидромашин. //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 2003. – Вип.12. – с.34-40.

Здобувачем обґрунтовано вплив форми розподільних вікон на пропускну здатність розподільної системи планетарного гідромотора.

10. Кюрчев В.Н., Федосов В.Н., Волошина А.А., Милаева И.И. Повышение работоспособности планетарных гидромоторов, применяемых в приводах сельскохозяйственной техники.

//Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків. – 2003. – Вип.15. – с.169-173.

Здобувачем досліджено закономірності зміни геометричних параметрів розподільної системи планетарного гідромотора від величини робочого тиску і вплив перепаду тиску на зусилля притиснення торцевого розподільника.

11. Панченко А.І., Волошина А.А., Золотарьов О.Ю., Тітов Д.С. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки. //Промислова гідравліка та пневматика. – 2003. – №1. – с.71-74.

Здобувачем запропоновано конструкції розподільних систем, що дозволяють створити нові конструкції планетарних гідромоторів для мобільної сільськогосподарської техніки.

12. Деклараційний патент 37478А Україна F04C2/08. Планетарно-роторний гідромотор. /Панченко А.І, Кюрчев В.М., Волошина А.А., Оберніхін П.В., Бондар А.М. Заявл.05.02.1999; Опубл.15.05.2001, Бюл.№4.

Здобувачем запропоновано конструкцію елементів розподільної системи планетарного гідромотора.

АНОТАЦІЇ

Волошина А.А. Удосконалення конструкцій планетарних гідромоторів шляхом модернізації їх розподільних систем. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – Гідравлічні машини та гідропневоагрегати. – Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2004.

Дисертація присвячена теоретичним та експериментальним дослідженням, спрямованим на підвищення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом модернізації конструкції його розподільної системи.

В основу даної роботи закладено принцип дослідження процесів, що відбуваються в планетарних гідромоторах та їх елементах у процесі експлуатації.

В дисертації розроблено математичні і функціональні моделі, які описують процеси зміни технічного стану планетарного гідромотора і його елементів при зміні геометричних та функціональних параметрів розподільних систем, а також алгоритми і програми, які дозволяють моделювати за допомогою ПЕОМ процеси, що відбуваються в розподільних системах при експлуатації планетарних гідромоторів.

Сформульовані методи моделювання, розрахунку і проектування розподільних систем планетарних гідромоторів дозволили розробити якісно нові конструкції цих гідромоторів.

Ключові слова – планетарні гідромотори, розподільні системи, квазістаціонарні процеси,

прохідний перетин, пульсація тиску.

Волошина А.А. Совершенствование конструкций планетарных гидромоторов путем модернизации их распределительных систем.– Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2004.

Диссертация посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям, направленным на повышение выходных характеристик планетарного гидромотора путем модернизации конструкции его распределительной системы.

В основу исследований положены системный анализ, который позволил исследовать процессы, происходящие в распределительных системах планетарных гидромоторов, возникающие при их нерациональном проектировании; методы теории механизмов и машин, которые позволили описать изменение выходных характеристик планетарного гидромотора в процессе эксплуатации; методы имитационного моделирования, которые позволили исследовать закономерности изменения выходных характеристик планетарного гидромотора в эксплуатационных условиях. Решение задач по улучшению параметров распределительных систем осуществлялось с помощью специально разработанных частных методик по их проектированию.

В диссертационной работе впервые теоретически и экспериментально исследованы процессы, происходящие в распределительных системах планетарных гидромоторов, которые рассматриваются как квазистационарные, что дает возможность исследовать влияние геометрических параметров распределительных систем на пульсацию давления рабочей жидкости и выходные характеристики планетарного гидромотора; выявлены и исследованы динамические процессы, возникающие при работе подвижных элементов торцевой распределительной системы, позволяющие определить объемные потери и обеспечить работоспособность всей системы в целом; обосновано и исследовано влияние конструктивных особенностей распределительных систем на изменение выходных характеристик планетарных гидромоторов, обеспечивающее в проектируемых гидромашинах заданные мощность, расход и гидромеханический КПД.

Выполненные исследования позволили разработать математические и функциональные модели, описывающие процессы изменения технического состояния планетарного гидромотора и его элементов при изменении геометрических параметров распределительных систем, а также комплекс программ для моделирования процессов, происходящих в распределительных системах планетарных гидромоторов и обоснования рациональных параметров распределительных систем; разработать методологию проектирования торцевых распределительных систем планетарных гидромоторов; разработать качественно новые конструкции планетарных гидромоторов, позволяющие расширить их функциональные возможности.

Результаты математического моделирования подтвердили теоретические предпосылки о наличии квазистационарных процессов в планетарных гидромоторах, которые снижают их выходные характеристики. Исследованием квазистационарных процессов установлено, что в процессе эксплуатации происходит резкое (до 100%) падение давления внутри планетарного гидромотора, вызывающее кавитационные процессы в их распределительных системах. Моделированием процессов, происходящих в модернизированном гидромоторе ($V = 160 \text{ см}^3$, $Z_{\text{дон.}} = 2$) установлено, что при уменьшении зазора между окнами от $\Delta = 51'$ до $\Delta = 0$, и при соответствующем сдвиге окон распределителя, устраняется периодическое изменение площади проходного сечения и, как следствие пульсация давления рабочей жидкости и угловой скорости вала гидромотора.

Анализ зависимости уровня вибрации серийного гидромотора от частоты вращения, в установившемся режиме, подтверждает результаты математического моделирования, так как его работа в диапазоне частоты вращения 150...750 об/мин сопровождается повышенным шумом (наличие квазистационарных процессов, и как следствие вибрации).

При испытаниях серийного гидромотора с рабочим объемом $V = 160 \text{ см}^3$ при изменении частоты вращения в диапазоне $n = 150...750 \text{ об/мин}$ уровень вибрации составляет 12...19%. У гидромотора с модернизированной распределительной системой, указанные явления отсутствуют, так как не наблюдается периодического изменения площади проходного сечения. Поэтому для проектирования всего типоразмерного ряда планетарных гидромоторов 160...630 см^3 необходимо применять модернизированную распределительную систему.

На основе элементов распределительной системы разработано торцевое уплотнение выходного вала гидромотора. Использование модернизированной распределительной системы позволило разработать оригинальные конструкции планетарных гидромоторов серии ПРГ, представляющих унифицированный ряд планетарных гидромашин с рабочими объемами от 160 до 630 см^3 .

Научные положения, выводы и рекомендации, сформулированные в диссертационной работе, теоретически обоснованы, их достоверность подтверждена результатами экспериментальных исследований и широкой их апробацией.

Ключевые слова – планетарные гидромоторы, распределительные системы, квазистационарные процессы, проходное сечение, пульсация давления.

A. Voloshina. Improvement of the constructions of the planetary hydraulic motors by the modernization of their distribution systems. - The manuscript.

The candidate of technical sciences dissertation on a speciality 05.05.17 - Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic units. – National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, 2004.

The dissertation work is devoted to the theoretical and experimental researches to the increase of the planetary hydraulic motor output characteristics by the modernization of their distribution systems construction.

The principle of research of the quasistationary processes taking place in the power hydraulic drives and their elements at operation is the basis of this work.

The mathematical and functional models which describe processes of change of power hydraulic drive and its elements technical condition on changing of geometrical and functional parameters of distribution systems and also algorithms and the programs, allowing to model investigated processes with the help of personal computer are worked out in the dissertation.

The formulated methods of simulation, calculation and development of planetary hydromotors distribution systems have allowed to work out qualitatively new constructions of these hydromotors.

Key words - planetary hydromotors, distribution systems, quasistationary processes, flow cross-section, pulsation of pressure.