

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Ліщенко Ігор Геннадійович

УДК 621.225.5-18.002.237

ПІДВИЩЕННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
БАГАТОЦИКЛОВОГО РАДІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОМОТОРА
ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ

Спеціальність 05.05.17 - Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків - 2003

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі гідравлічних машин Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

Лур’є Зіновій Якович,

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, професор кафедри гідравлічних машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Фінкельштейн Зельман Лазаревич,

Донбаський гірнично-металургійний інститут Міністерства освіти і науки України, м. Алчевськ, професор кафедри гірничої енергомеханіки та обладнання

кандидат технічних наук, доцент

Андренко Павло Миколайович,

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, доцент кафедри гідропневмоавтоматики та гідроприводу

Провідна установа: Національний технічний університет України

“Київський політехнічний інститут”, кафедра

гідропневмоавтоматики

та гідравліки, Міністерство освіти і науки України, м.Київ

Захист дисертації відбудеться „20” листопада 2003 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: м. Харків, вул. Фрунзе, 21, кафедра гідравлічних машин.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”.

Автореферат розісланий „09” жовтня 2003 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради

Потетенко О.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. У світовій і вітчизняній практиці створення машинобудівних гідроприводів визначилася тенденція використання високомоментних низькообертових багатоциклових радіальнопоршневих гідромоторів (БЦРПГМ) замість силового електропривода. Вони застосовуються в гідрофікованих машинах і механізмах, де потрібні великі крутні моменти, порівняно малі габарити, низькі частоти обертання.

Досвід проектування машин різного технологічного призначення із застосуванням методів оптимізації показує, що задачі підвищення характеристик є багатокритеріальними, тому що під час вибору найкращого варіанта необхідно враховувати багато різних вимог, найчастіше дуже су-перечливих. Перехід до багатокритеріального проектування пов'язаний з розробкою математичної моделі, що найбільш повно описує процеси функціонування БЦРПГМ. Аналіз виконаних робіт і сформульованих технічних вимог до вихідних характеристик БЦРПГМ показує, що їх проектування виконувалося без урахування ряду важливих факторів, які підвищують точність математичної моделі та можливість більш повного використання сучасних методів теорії оптимальних систем. Підвищення вихідних характеристик БЦРПГМ можна одержати шляхом поставлення і вирішення наукової проблеми, пов'язаної з оптимізацією параметрів за багатьма критеріями на базі розробки математичної моделі. Ця робота присвячена вирішенню цієї актуальної проблеми.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася на кафедрі «Гідравлічні машини» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Тема роботи відповідає новому науковому напрямку, сформованому кафедрою разом із НДІ гідропривод, м. Харків (головною організацією у галузі машинобудування - «Промислові гідроприводи і гідроавтоматика» в масштабі України), і є логічним продовженням робіт, виконаних за даним напрямком у 1991-1997 рр. У дисертаційній роботі використано результати, одержані за участю автора в ході виконання НДР у НДІ гідропривод відповідно до «Державної програми розробки та освоєння найважливіших видів верстатобудівної продукції» (Рішення № 5 Мінмашпрому України від 07.1992 р.), у тому числі п. 7.32 - Гідромотори високомоментні, низькообертові (№ держ. рег. 0193U027530) і теми «Розробка експериментального зразка високомоментного гідромотора привода бурозакладної машини» (№ держ. рег. 0194U037052).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення вихідних характеристик БЦРПГМ (збільшення об'ємного та загального ККД, довговічності за рахунок

зниження максимальних контактних напруг у вузлі «каток-профіль напрямної статора», забезпечення заданих значень активних діаметра і довжини гідромотора, максимальної швидкості та прискорення відносного руху поршня та ін.) шляхом оптимізації за багатьма критеріями.

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

- дослідження течії робочої рідини (РР) у зазорі поршневої пари з перемінною за довжиною щілиною на допустимість заміни нестационарного потоку квазістационарним;
- вибір методу багатокритеріальної оптимізації, що дозволяє надійно локалізувати зону найкращого рішення за невеликого обсягу вибірки, що не потребує ранжирування критеріїв, призначення вагових коефіцієнтів і границь;
- розробка математичної моделі з більшим ступенем адекватності реальному об'єкту;
- розробка програмних модулів і оптимізація параметрів БЦРПГМ за багатьма критеріями;
- розробка науково обґрунтованих методик поетапної оптимізації параметрів гідромотора за багатьма критеріями і кореляційного аналізу залежностей між парами критеріїв, між критеріями і варійованими параметрами, пошук найкращого рішення;
- експериментальні дослідження і формулювання практичних рекомендацій щодо багатокритеріального проектування багатоциклових гідромоторів, щодо подальшого використання результатів досліджень.

Об'єкт дослідження - гідравлічні, гідродинамічні та гідромеханічні процеси взаємодії потоку РР з робочими органами БЦРПГМ, що впливають на значення його вихідних параметрів.

Предмет дослідження - функціональні залежності вихідних характеристик БЦРПГМ та їх підвищення на основі багатокритеріальної оптимізації конструктивних, геометричних, кінематичних і динамічних параметрів.

Методи дослідження. Основними методами досліджень були: системний аналіз, що відкрив можливість декомпозиції БЦРПГМ на основні вузли й оцінки закону відносного руху поршня; методи теорії механізмів і машин, що сприяла більш поглибленій розробці математичних моделей вузлів «каток–профіль напрямної статора» і «траверс поршневої групи - ротор гідромотора»; механіка рідини і газу, за допомогою методів якої

обґрунтовано квазістаціонарність руху РР у перемінному зазорі поршневої пари; методи математичного моделювання, які дозволили більш повно представити реальний БЦРПГМ функціональними залежностями, що описують сукупність фізичних процесів при його роботі з урахуванням конструктивних особливостей багатоциклового гідромотора; теорія оптимальних систем, арсенал якої дозволив вибрати ефективний метод оптимізації стосовно БЦРПГМ. Рішення оптимізаційних задач ґрунтувалися на широкому використанні методу дослідження простору параметрів (ДПП) і розробленої в НДГідропривод діалогової системи багатокритеріальної оптимізації. Експериментальний метод дослідження застосовувався для одержання вихідних даних натурального зразка гідромотора мод. ДП510И. Найбільш важливою сферою експериментальних досліджень за допомогою ЕОМ були: перевірка адекватності розроблених моделей основних вузлів гідромотора ДП510И і гідромотора в цілому, оцінка ефективності запропонованих методик поетапного рішення проблеми і кореляційного аналізу результатів оптимізації.

Наукова новизна одержаних результатів. Дисертаційна робота відзначається безперечною новизною:

- вперше створено більш повну математичну модель багатоциклового гідромотора як об'єкта багатокритеріальної оптимізації, засновану на декомпозиції його на вузли, урахуванні нелінійних залежностей гідравлічних і механічних втрат; прийнятті критеріїв оптимальності за енергетичними, кінематичними, динамічними і габаритними параметрами; уведенні функціональних обмежень, що визначають форму профілю напрямної статора, працездатність і довговічність гідромотора;

- отримано аналітичні залежності, що обґрунтовують допустимість заміни нестационарного потоку в зазорі поршневої пари квазістаціонарним, що спрощує математичний опис втрат у цьому вузлі;

- вперше виконано для багатоциклового гідромотора кореляційний аналіз з метою оцінки прийнятого набору критеріїв, наявності серед них залежних один від одного, прийняття рішення щодо складу й уточнення постановки наукової проблеми;

- отримано аналітичні залежності перемінної довжини щілини зазору в поршневій парі за різних законів руху поршня, що підвищує точність розрахунку об'ємного ККД гідромотора;

- запропоновано чисельний метод, що дозволяє визначити мінімальний радіус катка за умови розміщення в ньому підшипника із заданими характеристиками (динамічної вантажопідйомності і довговічності).

Практичне значення одержаних результатів

Практичну цінність роботи становлять:

- комплекс програм для розрахунку оптимальних параметрів гідромотора;
- методика поетапної оптимізації параметрів гідромотора за багатьма критеріями;
- методика кореляційного аналізу між парами критеріїв, між критеріями і варійованими параметрами;
- обґрунтування методу підвищення вихідних характеристик багатоциклового гідромотора на основі багатокритеріальної оптимізації його параметрів.

Результати роботи сформульовано у формі рекомендацій при проектуванні БЦРПГМ, передано для модернізації гідромотора мод. ДП510И, що випускається серійно на ЗАТ «Горлівський машинобудівник» (ГМБ) і ВАТ «Агрегатний завод» (м. Людиново, Росія), а також використовуються в навчальному процесі за дисциплінами «Об'ємні гідропневмомашини» і «Динаміка гідропневмосистем».

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

Особисто здобувачем:

- розроблено математичну модель гідромотора як об'єкта багатокритеріальної оптимізації ;
- розроблено методику кореляційного аналізу між парами критеріїв, між критеріями та параметрами, які варіюються ;
- поставлено і вирішено наукову проблему багатокритеріальної оптимізації параметрів основних вузлів гідромотора і гідромотора в цілому за енергетичними, кінематичними, динамічними і габаритними критеріями, що відображають гідродинамічні та механічні процеси.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались на наукових конференціях і семінарах, у тому числі на: Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва» (Київ, НТУУ «КПІ», 1998 р.), ювілейній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (Київ, НТУУ «КПІ», 1998 р.), Міжнародних симпозіумах «Стан і основні напрямки розвитку гідрофікованого устаткування. Шляхи підвищення надійності, технічного рівня і якості обслуговування гідро- і пневмоприводів» (м. Харків, НДГідропривод, 1999, 2001 рр.), 4, 5, 6,7 науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м.Суми,

СГУ, 1999 р.; Київ, НТУУ «КПІ», 2000 р.; Харків, НТУ «ХПІ», 2001 р.; Київ, НТУУ «КПІ», 2002 р.), VII, VIII і IX конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я», MicroCad (м. Харків, ХДПУ, 1999-2001 рр.), ювілейній науково-технічній конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики, присвяченій 10-річчю утворення Асоціації (м. Кіровоград, АТ «Гідросила», Кіровоградський держ. тех. ун-т, 2000 р.).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 18 друкованих праць (14 статей в спеціальних виданнях, затверджених переліком ВАК України, 2 статті в наукових журналах, 2 статті в збірниках наукових праць).

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел, 10 додатків. Повний обсяг дисертації складає 255 сторінок, з них 36 ілюстрацій по тексту, 11 ілюстрацій на 13 сторінках, 12 таблиць по тексту, 8 таблиць на 8 сторінках, 10 додатків на 59 сторінках, 124 найменування використаних літературних джерел на 11 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

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

У першому розділі відзначено, що намітилася тенденція створення машинобудівного гідропривода із застосуванням БЦРПГМ, і наведено ряд конкретних прикладів таких гідросистем у різних галузях промисловості. Великий внесок у розробку і дослідження об'ємних гідромашин, у тому числі БЦРПГМ, внесено відомими вченими Баштою Т.М., Прокоф'євим В.М., Поповим Д.М., Пономаренком Ю.П., Докукіним О.В., Роговим А.Я. та ін. Установлено основні фактори, без дослідження яких неможливо підвищити вихідні характеристики БЦРПГМ. До їх числа належать: урахування гідравлічних втрат у поршневих парах, пов'язаних з рухом поршня відносно циліндра; підвищення точності розрахунку механічних втрат у вузлах гідромотора; опис перемінної довжини щілини витоку у вузлі «поршень-циліндр» з метою уточнення значення об'ємних втрат; необхідність дослідження нестационарної течії РР в постійному і перемінному зазорах поршневої пари з метою допустимості розгляду його як квазістационарного; багатокритеріальний підхід до оптимізації параметрів гідромотора; розробка більш повної математичної моделі, що включає функціональні вирази, обмеження і критерії, що описують процеси і функціонування вузлів

гідромашини як єдиного цілого; кореляційний аналіз між призначеними критеріями, в тому числі і варійованими параметрами, що дозволяє намітити шляхи більш ефективної оптимізації параметрів; вибір і застосування методу оптимізації, що найбільш відповідає задачам дослідження.

Сформульовано наукову проблему - оптимізація параметрів гідромотора за багатьма критеріями. Широкі можливості реалізації поставленої проблеми відкриваються за системного підходу, якщо конструкція основних вузлів, закон відносного руху поршня, профіль прямої статора, гідродинамічні, гідравлічні та механічні процеси, сформульовані критерії оптимальності, функціональні обмеження досліджуються як єдине ціле. Задачі, що визначають основний зміст наукової проблеми і відповідні ієрархії їх рішення, наведено на рис. 1.

Рис.1. Задачі, що складають наукову проблему

Другий розділ присвячено аналізу відомих математичних методів багатокритеріальної оптимізації, що застосовувалися для різних об'єктів науки і техніки. Належна увага приділяється перевагам методу ДПП на базі ЛП-т-послідовностей, виявлених при оптимізації радіально- та аксіально-поршневих насосів, шестеренних насосів, і обґрунтуванню його вибору для предмета дослідження. При цьому відзначаються такі важливі переваги методу ДПП: від розроблювача не вимагається ранжирування критеріїв, призначення вагових множників, границь, обмежень; мінімальний час реакції в діалозі, завдяки простоті аналізу даних, що містяться в таблиці випробувань, та ін.

У третьому розділі викладено результати розробки математичної моделі, що включає рівняння геометричних, кінематичних, динамічних і силових параметрів, а також функціональні обмеження і критерії оптимальності.

Математичну модель вузла поршневої групи при параболічному (П) законі руху поршня і перемінній довжині щілини зазору представлено:

- рівнянням середніх витоків за повний хід (на робочій і неробочій частинах профілю)

$$Q_{n.cp} = \frac{\pi d_{n.2r} z y}{16} \left(\frac{1,75 p_n t_{2r}^2}{12 \mu L_{cp}} + v_{\max} \frac{\alpha_p x}{\alpha_p + 2\Delta} \right), \quad (1)$$

де

$$\frac{1}{L_{icc}} = \frac{1}{\alpha_p + 2\Delta} \left(\frac{1}{2 \sqrt{L_1} \frac{h}{\alpha_1 \alpha_p}} \ln \left| \frac{\sqrt{L_1} + \sqrt{\frac{h \alpha_1}{\alpha_p}}}{\sqrt{L_1} - \sqrt{\frac{h \alpha_1}{\alpha_p}}} \right| + \frac{1}{\sqrt{\frac{h}{\alpha_p} \left(\frac{L_0}{\alpha_3} - \frac{h}{\alpha_p} \right)}} \operatorname{arctg} \frac{h/\alpha_p}{\sqrt{\frac{h}{\alpha_p} \left(\frac{L_0}{\alpha_3} - \frac{h}{\alpha_p} \right)}} \right), L_0 = L_1 - h \frac{\alpha_1}{\alpha_p}; \quad (2)$$

- рівнянням гідравлічних втрат, викликаних відносним рухом поршня, і однаковими як на робочій, так і на неробочій частинах профілю

$$W_{n1-cp} = \frac{2\pi\mu d_n zyx}{(\alpha_p + 2\Delta)t_{2r}} (I_1 + I_2), \quad (3)$$

$$\text{де } I_1 = v_{\max}^2 \alpha_1 \left(\frac{L_1}{3} - \frac{h\alpha_1}{4\alpha_p} \right),$$

$$I_2 = \frac{v_{\max}^2}{\alpha_p (\alpha_p - \alpha_1)^2} \left[\frac{(4L_1 - h)\alpha_p^4}{12} + L_1 \alpha_p \alpha_1 \left(-\alpha_p^2 + \alpha_p \alpha_1 - \frac{\alpha_1^2}{3} \right) + h \alpha_1^2 \left(\frac{\alpha_p^2}{2} - \frac{2}{3} \alpha_p \alpha_1 + \frac{\alpha_1^2}{4} \right) \right]; \quad (4)$$

- рівнянням гідравлічних втрат, викликаних тиском у підпоршневому просторі на робочій частині профілю

$$W_{n2-cp} = \frac{\pi d_n t_{2r} p_n v_{\max} zyx}{4(\alpha_p + 2\Delta)} (I_3 + I_4), \quad (5)$$

$$\text{де } I_3 = \alpha_1 \left(\frac{1}{2} - \frac{h\alpha_1}{3\alpha_p L_1} \right), \quad I_4 = \frac{1}{\alpha_p L_1 \alpha_3} \left[(L_1 - h) \frac{\alpha_p^3}{2} - \left(\alpha_p - \frac{\alpha_1}{2} \right) \alpha_p L_1 \alpha_1 + \frac{h\alpha_p \alpha_1^2}{2} + (\alpha_p^3 - \alpha_1^3) \frac{h}{3} \right]; \quad (6)$$

-сумарними середніми гідравлічними втратами, віднесеними до одного циклу роботи

$$W_{n-cp} = W_{n1-cp} + \frac{W_{n2-cp}}{2}. \quad (7)$$

Тут d_n - діаметр поршня, t_{2r} - діаметральний зазор між поршнем і циліндром, p_n - тиск на вході в гідромотор, $v_{\max}$ - максимальна відносна швидкість поршня, z - число циліндрів в одному ряді, y - число рядів, x - число ходів поршня за один оборот вала, α_1 , α_3 , α_p - відповідно кути розгону, гальмування і робочий кут трикутного графіка швидкості поршня у функції кута повороту вала, μ - коефіцієнт динамічної в'язкості РР, Δ - кут повороту вала, що відповідає нульовій швидкості поршня, h - хід поршня, L_1 - довжина щілини на початку робочої частині поршня.

Математичну модель вузла «каток-профіль напрямної статора» при параболічному з ділянкою спіралі Архімеда (ПА) законі руху поршня представлено рівняннями:

$$\text{- ходу поршня } h = 4V_0 / (\pi d_n^2 zyx); \quad (8)$$

$$\text{- максимальної швидкості руху поршня } v_{\max} = 2h\omega / (\alpha_1 + \alpha_p); \quad (9)$$

$$\text{- прискорення і сповільнення руху поршня } a_1 = 2h\omega^2 / [(\alpha_2 + \alpha_p) \alpha_1], \quad a_3 = -2h\omega^2 / [(\alpha_2 + \alpha_p) \alpha_3];$$

- швидкості відносного переміщення поршня та еквідистанти руху центрів катків

- профільної кривої напрямної статора

$$\sqrt{\rho^2(\alpha) + r_k^2 + 2\rho(\alpha)r_k \cos \gamma}, \quad (12)$$

а також рівняннями контактних напруг, діаметрів катків і роликів його підшипника, виходячи з умов довговічності та динамічної вантажопідйомності;

- роботи сил тертя за один хід при обкатуванні катка по профілю напрямної статора

$$A_{mp} = \frac{\pi d_n^2 (p_n + p_{zl})}{4} \left(f_n \frac{r_b}{r_k} \right) \int_0^{\alpha_p} \left(\rho + \frac{v_\alpha^2}{\rho} \right) d\alpha, v_\alpha = \frac{v_\rho}{\omega}; \quad (13)$$

- механічного ККД вузла (каток-профіль)

$$\eta_{м-кп} = 1 - \frac{4A_{mp}}{\pi d_n^2 h} \left(\frac{1}{p_n - p_{cl}} \right). \quad (14)$$

Тут V_0 - робочий об'єм; α_2 - кут повороту ротора, протягом якого швидкість відносного руху поршня є постійною; ω - кутова швидкість ротора; ρ_0 - початковий радіус-вектор траєкторії переміщення центра катка; r_k - радіус катка; r_b - внутрішній радіус підшипника; γ - кут між радіусом-вектором еквідистанти і нормаллю, проведеною з центра осі ротора до кривої профілю напрямної; f_n - коефіцієнт тертя підшипника катка; v_α - приведена швидкість руху поршня; p_{zl} - тиск на злив.

Математична модель вузла «траверс поршневої групи - ротор гідромотора» базується на визначенні роботи сил тертя за один хід за виразом

$$A_{pmx} = \frac{\pi d_n^2 v_{\max}^2 (p_n + p_{cl}) f_2}{4\omega^2} \left[\frac{1}{\alpha_1^2} \int_0^{\alpha_1} \frac{\alpha_2}{\rho_2 + \frac{v_{\max}}{2\omega\alpha_1} \alpha^2} d\alpha + \int_{\alpha_1}^{\alpha_1+\alpha_2} \frac{d\alpha}{\rho_1 + \frac{v_{\max}}{\omega} (\alpha - \alpha_1)} + \right. \\ \left. + \frac{1}{\alpha_3} \int_{\alpha_1+\alpha_2}^{\alpha_p} \frac{(\alpha_p - \alpha)^2 d\alpha}{\rho_2 + \frac{v_{\max}}{\omega} (\alpha - \alpha_1 - \alpha_2) \left(1 - \frac{\alpha - \alpha_1 - \alpha_2}{2\alpha_3} \right)} \right] + 4f_2 \frac{Gv_{\max}^2}{g} \left(\frac{\alpha_1}{3} + \alpha_2 + \frac{\alpha_3}{3} \right) \quad (15)$$

і рівнянням механічного ККД вузла «траверс-ротор»

$$\eta_{м-рм} = 1 - \frac{4A_{pmx}}{\pi d_n^2 h} \left(\frac{1}{p_n - p_{cl}} \right), \quad (16)$$

де f_2 - коефіцієнт тертя; G - вага поршневої групи; g - прискорення вільного падіння.

Математична модель вузла «розподільник-корпус» описується:

- відповідно рівнянням витоків від напірних вікон у корпус гідромотора, рівнянням перетікання між напірними і зливними вікнами, формулою об'ємних витоків, обумовлених стискальністю РР

$$Q_{pc} = 3,5 \frac{h_{2r}^3 (p_n - p_{3l}) l_{ym}}{96 \mu l_4} \chi, \quad Q_{pn} = 3,5 \frac{h_{2r}^3 (p_n - p_{3l}) l_3}{96 \mu l_n} \chi, \quad Q_{pж} = \frac{V_{nn} p_n n}{2E} \chi; \quad (17)$$

- відповідно виразом втрат тиску на вході РР у колектор з підводного патрубку, формулою втрат тиску при вході РР у канал і виході з каналу, інтегральним рівнянням втрат тиску при проходженні РР через розподільне вікно

$$\Delta p_{ex} = \xi \frac{Q_m^2 \rho_{ж}}{A_{ок}^2}, \quad \Delta p_{\kappa} = 4 \xi_{\kappa v} \frac{v_{cp}^2 \rho_{ж}}{2}, \quad \Delta p_{p0} = \int_0^{\alpha_p} \Delta p(\alpha) v_{\rho}(\alpha) d\alpha / \int_0^{\alpha_p} v_{\rho}(\alpha) d\alpha; \quad (18)$$

- відповідно виразами динамічних утрат тиску, сумарного падіння тиску на всіх опорах гідромотора, гідравлічного ККД гідромотора

$$\Delta p_g = \frac{\omega D_p}{4 l_g} (3,8 \omega D_p l_g \rho_{ж} + 73500 \mu), \quad \eta_r = 1 - \frac{\Delta p_r}{p_n - p_{cl}}, \quad \Delta p_r = \Delta p_{ex} + \Delta p_{\kappa} + 2 \Delta p_{p0} + \Delta p_g, \quad (19)$$

В цьому виразі l_4 - довжина шляху витoku в корпус; l_{ym} - середня еквівалентна за витками ширина щілини витоків; h_{2r} - діаметральний зазор між розподільником і розподільною втулкою; l_n - середня довжина щілини по перетоках; l_3 - еквівалентна довжина вікна розподільника; Q_m - витрата РР на вході в гідромотор; $\rho_{ж}$ - густина РР; $A_{ок}$ - площа перерізу відповідного каналу; ξ - коефіцієнт місцевого опору при розділенні та повороті потоку; κ_v - коефіцієнт збільшення швидкості; v_{cp} - середня швидкість РР у каналі; D_p - діаметр розподільника.

Функціональні обмеження включають таке: обмеження на діаметр D_p розподільника; обмеження на розмір початкового радіуса еквідистанти; умову, що характеризує відсутність відриву катка від прямої; допустимий радіус катка за умови відсутності загострення чи підрізання профілю; значення радіуса катка за умови розміщення усередині катка його підшипника; визначення радіуса катка на за умови розміщення катків на колі початкового радіуса еквідистанти ρ_0 ; обмеження значення контактних напруг.

Якість БЦРПГМ оцінюється рядом критеріїв, що віддзеркалюють функціонування основних вузлів і гідромотора в цілому, а також вимоги до його ефективності. За критерії прийнято такі величини і характеристики: v_{max} ; a_1 ; a_3 ; об'ємний, механічний і загальний ККД поршневої групи $\eta_Q^n, \eta_m^n, \eta_{zag}^n$; об'ємний, гідравлічний, механічний і загальний ККД

гідромотора $\eta_Q, \eta_c, \eta_m, \eta_{zag}$; активний діаметр, активну довжину і активний об'єм гідромотора D_a, L_a, V_a . Контактні напруги, хід поршня і першу похідну профільної кривої від кута повороту прийнято як псевдокритерії.

Четвертий розділ присвячено викладу результатів трьох етапів вирішення поставленої проблеми: перевірки адекватності моделі реальному гідромотору мод. ДП510И, оцінки впливу на значення прийнятих критеріїв різних законів руху поршня і комп'ютерного проектування оптимального профілю напрямної.

Для оцінки якості побудованої математичної моделі (її адекватності) реальному об'єкту на першому етапі усі вихідні дані було узято з технічної документації та результатів випробувань натурального зразка гідромотора мод. ДП510И. Розбіжності між розрахунковими та експериментальними даними по об'ємному ККД склали 1,0%, по загальному ККД - 0,99%, по інших параметрах не перевищували цих значень. На другому етапі виконано багатокритеріальний підхід до комп'ютерної побудови профілю напрямної статора з використанням частини математичної моделі. За критерії оптимальності при П законі руху поршня прийнято: $v_{max}, a_1, a_3, D_a, L_a, V_a, \sigma, dL_{np}/d\alpha, h$. Тут лише попередньо оцінювалися обрані критерії та вплив ряду параметрів на якість профілю, а також формувалася подальший напрямок досліджень. Крім того, будувалися профілі за різних законів руху поршня. На основі аналізу результатів 2-го етапу було переглянуто склад критеріїв, додатково в математичну модель уведено рівняння об'ємного і загального ККД вузла поршневої групи. Число критеріїв склало вісім: $v_{max}, a_1, \eta_Q^n, D_a, L_a, \eta_{zag}^n, \sigma, dL_{np}/d\alpha$. За такими критеріями виконувався 3-й етап оптимізації. Було отримано рівняння об'ємних витоків і механічних втрат в основних вузлах гідромотора для ПА закону руху поршня, окремим випадком якого при $\alpha_2=0$ є наведені вище вирази (1)-(4), (14), (16) для П закону.

Уведення ПА закону порівняно з П законом дозволило одержати таке: зниження v_{max} на 6-17%; зменшення значення прискорення на 5,5%; зниження контактних напруг у середньому на 14%; незначне збільшення (на 0,03%) об'ємного і загального ККД поршневих груп. Таким чином, запропонована методика комп'ютерного проектування оптимального профілю напрямної характеризувалася спрямованим пошуком ефективного складу критеріїв і варіюваних параметрів.

У п'ятому розділі викладаються результати вирішення поставленої проблеми: обґрунтовується вибір ПА закону; завершується пошук найкращого рішення за прийнятими

критеріями і побудова його зовнішніх характеристик; пропонується рішення з підвищеними вихідними характеристиками для модернізації серійного гідромотора мод. ДП510И та того, що буде проектуватися. Аналіз результатів експериментів з повною математичною моделлю на ЕОМ показав, що при ПА законі знижуються значення контактних напруг, швидкості $V_{\max}$, прискорення a_1 , об'ємних витоків в поршневих групах, росте об'ємний і загальний ККД гідромотора з одночасним збереженням габаритних розмірів. Усі подальші дослідження виконувалися тільки за ПА законом і з кутом $\alpha_2=1^\circ$. Для прийняття рішення щодо складу критеріїв і уточнення поставленої проблеми було розроблено методику кореляційного аналізу залежностей між парами критеріїв і між критеріями та варійованими параметрами. У таблиці представлено коефіцієнти кореляції ($R_{i,j}$), отримані у результаті обробки на ЕОМ значень за 68 парето-оптимальними рішеннями (з 500 пробних точок). З таблиці видно, що найбільш тісний кореляційний зв'язок спотерігається між критеріями Φ_1 і Φ_2 ($R_{1,2}=1$), а слабкий зв'язок – між критеріями Φ_4 і Φ_5 ($R_{4,5}=0,08$).

На рис. 2 і 3 зображено проєкції розподілу можливих рішень і коефіцієнти кореляції в площині критеріїв Φ_1 , Φ_2 і Φ_5 , Φ_6 . Якщо для критеріїв Φ_1 і Φ_2 лінійний зв'язок окреслюється чітко (див. рис. 2), то для критеріїв Φ_5 і Φ_6 він практично відсутній (див. рис. 3). Для подальших досліджень було залишено 5 критеріїв ($\Phi_1=a_1$, $\Phi_2=1/\eta_{\text{заг}}$, $\Phi_3=D_a$, $\Phi_4=L_a$, $\Phi_5=\sigma$), за якими визначався кореляційний зв'язок з різними варійованими параметрами. Як впливає з кореляційного аналізу, загальний ККД можна збільшити за рахунок зменшення числа x , однак при цьому збільшується критерій $\Phi_3=D_a$. Якщо віддається перевага енергетичному критерію, то варто зробити поступку щодо критеріального обмеження Φ_3^{xx} .

Коефіцієнти кореляції критеріїв оптимізації за ПА закону руху поршня

Критерії	Коефіцієнти кореляції								
	$\Phi_1=$ $=V_{\max}$	$\Phi_2=a_1$	$\Phi_3=$ $=1/\eta_Q$	$\Phi_4=$ $=1/\eta_{\text{заг}}$	$\Phi_5=$ $=1/R_{FK}$	$\Phi_6=$ $=D_a$	$\Phi_7=$ $=L_a$	$\Phi_8=$ $=dL_{\text{пп}}/d\alpha$	$\Phi_9=\sigma$
Φ_2	1	-	-	-	-	-	-	-	-
Φ_3	-0,33	-0,33	-	-	-	-	-	-	-
Φ_4	-0,28	-0,28	0,99	-	-	-	-	-	-
Φ_5	-0,74	-0,74	0,12	0,08	-	-	-	-	-
Φ_6	0,44	0,44	-0,64	-0,61	-0,13	-	-	-	-
Φ_7	-0,82	-0,82	0,3	0,26	0,94	-0,45	-	-	-
Φ_8	0,99	0,99	-0,33	-0,28	-0,73	0,49	-0,81	-	-
Φ_9	0,81	0,81	-0,25	-0,2	-0,75	0,15	-0,78	0,8	-
Φ_{10}	0,83	-0,83	-0,75	-0,71	-0,51	0,68	-0,67	0,83	0,64

Примітка. У рамках вміщено значення тісного кореляційного зв'язку.

Коефіцієнт кореляції критеріїв $\Phi 1$ і $\Phi 2$, рівний $=1,0000$

Границі змінення значень критеріїв

$\Phi 1$ (0,187;0,554)

$\Phi 2$ (2,886;8,556)

Рис. 2. Проекція розподілу можливих рішень у площині критеріїв $\Phi 1$ і $\Phi 2$

Коефіцієнт кореляції критеріїв $\Phi 5$ і $\Phi 6$, рівний $-0,1284$

Границі змінення значень критеріїв

$\Phi 5$ (0,035; 0,088)

$\Phi 6$ (36,842; 46,494)

Рис. 3. Проекція розподілу можливих рішень у площині критеріїв $\Phi 5$ і $\Phi 6$

У результаті виконаних досліджень отримано оптимальне рішення, що перевершує прототип БЦРПГМ мод. ДП510И за енергетичними характеристиками: загальний ККД зріс на 2,42%; істотно зменшилися максимальні контактні напруги, що виникають на початку процесу розгону поршневої групи на частині робочого ходу, з 2213,6 до 1026 МПа (тобто у 2,16 рази); знизилася швидкість $V_{\max}$ і a_1 поршневої групи (відповідно 0,434 м/с $\square$ у прототипі, 0,37 м/с $\square$ в оптимальному рішенні ; 7,95 м/с² $\square$ у прототипі, 5,06 м/с² $\square$ у оптимальному рішенні); одержано кращу гладкість профільної кривої, що визначається значенням першої похідної профільної кривої за кутом повороту ротора (196 $\square$ у прототипі, 186 $\square$ у оптимальному рішенні); активний діаметр D_a в оптимальному рішенні менше на 1,91%.

На рис. 4, 5 і 6 наведено зовнішні характеристики прототипу та оптимального рішення. З аналізу характеристик (див. рис. 4) оптимальне рішення має більший крутний момент в усьому діапазоні змінення частоти обертання, що є істотною перевагою. Загальний ККД в інтервалі значень (0-1) відносної частоти обертання вище у оптимального рішення (див. рис. 5). Вигідно відрізняє оптимальне рішення від прототипу значне зниження $\sigma_{\max}$ із зростанням навантаження (див. рис. 6). Запропоновано оптимальне рішення для модернізації серійного БЦРПГМ мод. ДП510И, що випускається ЗАТ «ГМБ», шляхом переходу на ПА закон руху поршня (замість П). При цьому $\eta_{\text{заг}}$ зростає на 1,47%, $\sigma_{\max}$ знижуються в 1,27 рази. Запропонована модернізація зберігає конструктивну схему гідромотора, габаритні розміри й в основному всі деталі; зазнає зміни тільки конструкція профільної напрямної статора гідромашини.

Рис.4.Залежність крутного моменту від частоти обертання за різних постійних тисків на вході: 1-прототипу; 2-оптимального рішення

Рис.5.Залежність загального ККД від частоти обертання: 1- прототипу; 2-оптимального рішення

Рис.6. Криві контактних напруг у функції крутного моменту:

1 - прототипу, 2 - рішення оптимального рішення

Шостий розділ присвячено опису експериментальних досліджень на випробувальному стенді та на ЕОМ, пов'язаних: з визначенням необхідних вихідних даних для розробки математичної моделі; з комп'ютерною оцінкою нерівномірності крутного моменту і швидкості різних типів БЦРПГМ, у тому числі і з оптимальними параметрами; з формулюванням практичних рекомендацій. Виконані експериментальні дослідження дозволили підвищити якість розробки математичної моделі, її адекватність реальному об'єкту й одержати значення основних параметрів гідромотора мод. ДП510И: робочого об'єму, крутного моменту, гідромеханічного і загального ККД, потужності на валі і частоти обертання. Експериментальні дослідження на ЕОМ надали можливість оцінити: об'ємні втрати в різних вузлах гідромотора, що має практичне значення для конструктора-дослідника; габаритні розміри, мінімальні значення яких для ряду гідрофікованих гірничих машин мають велике практичне значення; об'ємний, гідравлічний, механічний, гідромеханічний і загальний ККД, що важливо для всебічного аналізу енергетичних характеристик гідромотора; контактні напруги у вузлі «каток-профіль напрямної», що істотно впливають на безвідмовність і довговічність гідромотора.

ВИСНОВКИ

Викладені в дисертаційній роботі дослідження дозволяють зробити такі висновки:

1. Виконаний аналіз конструктивних особливостей гідромотора ДП510И та його кінематики забезпечив розробку більш повної математичної моделі в частині: декомпозиції на основні вузли; введення необхідних конструктивних параметрів; визначення варійованих параметрів; введення ряду необхідних рівнянь і обмежень, що зв'язують геометричні, кінематичні, динамічні та міцнісні параметри.

2. Проведений аналіз результатів експериментальних досліджень забезпечив введення в математичну модель більш достовірних чисельних даних (робочого об'єму, об'ємного і загального ККД, зазорів у парах тертя й ін.), спрямованих на: підвищення адекватності моделі реальному об'єкту; цілеспрямоване внесення відповідної корекції як чисельних даних, так і рівнянь; оцінку точності моделювання енергетичних

характеристик; формулювання більш достовірних практичних рекомендацій з підвищення енергетичних характеристик під час модернізації гідромотора ДП510И.

3. Розроблений більш повний математичний опис процесів щодо кожного вузла гідромотора відкриває такі можливості: визначити об'ємні витоки і гідромеханічні втрати у кожному вузлі гідромотора; зв'язати в єдиний комплекс розрахунок кінематичних, геометричних, силових і міцнісних параметрів; домогтися в процесі моделювання високої адекватності моделі реальному об'єкту, особливо на стадії модернізації серійного зразка.

4. Запропонована математична модель радіальнопоршневого багатоциклового гідромотора, що включає рівняння геометричних, кінематичних і силових параметрів, функціональні обмеження і критерії оптимальності, може бути використана для інших типів гідромоторів.

5. Виконаний кореляційний аналіз залежностей між критеріями і варійованими параметрами надає можливість: дати оцінку обраному набору критеріїв; визначити вплив параметрів на значення критеріїв; прийняти рішення щодо складу критеріїв. Установлення кореляційних зв'язків дозволяє виключити зайві критерії та поглибити постановку і рішення наукової проблеми.

6. Розроблена методика поетапного рішення поставленої проблеми з урахуванням кореляційного аналізу між критеріями і варійованими параметрами дозволяє ефективно виконувати весь цикл досліджень: розробка математичної моделі, перевірка її адекватності реальному об'єкту, багатокритеріальна оптимізація; формулювання практичних рекомендацій під час проектування багатоциклового гідромоторів. Такий підхід сприяє подальшому формуванню наукового напрямку у сфері проектування та оптимізації параметрів об'ємних гідромашин, що відповідають сучасному технічному рівню.

7. Знайдене оптимальне рішення порівнянно з серійним гідромотором мод. ДП510И ЗАТ "ГМБ", узятим як приклад, має: більш високий загальний ККД (на 2,42%); менші контактні напруги (у 2,16 рази); менші максимальні швидкість і прискорення поршневої групи.

8. Виконані дослідження, завершені оптимальним рішенням, можуть бути основою для модернізації серійного гідромотора ДП510И шляхом переходу на параболічний закон руху поршня з частиною спіралі Архімеда. При цьому зростає загальний ККД на 1,47%, знижуються максимальні контактні напруги в 1,27 рази, а конструктивна схема та габаритні розміри зберігаються. Лише набуває зміни профільна напрямна статора.

Основні наукові положення і результати, викладені в дисертаційній роботі, мають практичне значення у проектуванні та модернізації радіальнопоршневих багатocyклових гідромоторів, а також у навчальному процесі за дисциплінами «Об'ємні гідропневмомашини» і «Динаміка гідропневмосистем». Результати роботи передано на ЗАТ «ГМБ» і ВАТ «Агрегатний завод» (м. Людиново, Росія) і використано відповідно до планів виробництва.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Математическая модель и оптимизация параметров узла «поршень-цилиндр» радиально-поршневого гидромотора многократного действия //Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение.– К.: НТУУ «КПИ». 1999. – Вып. 36. - Том 2. - С.495-500.

Здобувачем запропоновано уточнення математичної моделі вузла «поршень - циліндр» і виконано оптимізацію параметрів цього вузла.

2. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Скорость течения вязкой жидкости в постоянном зазоре узла «поршень-цилиндр» объемной гидромашины //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. - 1999. - Вып. 85. - С. 66-73.

Здобувачем обґрунтовано допустимість заміни несталого потоку робочої рідини в зазорі квазістаціонарним.

3. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Проектирование оптимального профиля направляющей радиально-поршневого гидромотора многократного действия //Вісник Сумського державного університету. 2000. – №19. - С. 60-68.

Здобувачем запропоновано методику поетапного комп'ютерного проектування профілю напрямної, спрямованого пошуку ефективного складу критеріїв і параметрів, що варіюються.

4. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Анализ механических потерь при обкатке катка по профилю направляющей гидромотора многократного действия //Вестник Национального технического университета Украины « Киевский политехнический институт». Машиностроение. – К.: НТУУ «КПИ». - 2000. - Вып. 38. - Т. 2. - С. 12-17.

Здобувачем уточнено математичний опис механічних втрат вузла «каток-профіль».

5. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Выбор метода многокритериального проектирования объемных гидромашин //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. 2000. - Вып. 89. - С. 155-163.

Здобувачем виконано аналіз методів рішення багатокритеріальних задач і обраний метод дослідження для оптимізації параметрів гідромотора.

6. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Течение вязкой жидкости в переменном по длине зазоре поршневой пары высокомоментного радиально-поршневого гидромотора многократного действия //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. - 2000. - Вып. 95. - С. 43-49.

Здобувачем у математичну модель поршневої пари введено рівняння змінної довжини зазору.

7. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Исследование механических потерь узла «поршень-цилиндр» радиально-поршневого гидромотора многократного действия //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. - 2000. - Вып. 101. - С. 145-151.

Здобувачем уточнено математичний опис механічних втрат вузла «поршень-циліндр».

8. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Исследование механических потерь трения между поршневой группой и ротором гидромотора многократного действия //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. - 2000. - Вып. 104. - С. 119-124.

Здобувачем уточнено математичний опис механічних втрат вузла «поршнева група-ротор».

9. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Построение профиля направляющей гидромотора многократного действия как решение многокритерияльной задачи //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. - 2000. - Вып. 111. - С. 73-83.

Здобувачем виконано чисельне рішення профілю напрямної при багатокритеріальному підході.

10. Лурье З.Я., Лищенко И.Г., Братута Э.Г., Потетенко О.В., Компьютерное исследование неравномерности радиально-поршневого гидромотора многократного действия //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Харьков: ХГПУ. - 2000. - Вып. 124. - С. 18-22.

Здобувачем виконано чисельні дослідження нерівномірності роботи гідромотора.

11. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Оптимизация размеров подшипника катка поршневой

пары высокомоментного гидромотора многократного действия //Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». - Харьков:НТУ«ХПИ». - 2001. - Вып. 7. - С. 139-144.

Здобувачем виконано розрахунки з оптимізації підшипника катка поршневої пари гідромотора.

12. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Многокритериальная оптимизация параметров высокомоментного гидромотора //Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». - Харьков: НТУ«ХПИ». - 2001. - Вып. 129.  Часть 1.1. - С. 49-54.

Здобувачем уточнено постановку наукової проблеми, обрано закон руху поршневої групи при багатокритеріальному підході.

13. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Повышение выходных характеристик радиально-поршневого гидромотора многократного действия путем оптимизации параметров по многим критериям //Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». - Харьков: НТУ«ХПИ». - 2002.  № 10. - Том 2. - С. 66-75.

Здобувачем виконано чисельні дослідження підвищення вихідних параметрів багатоциклового гідромотора шляхом оптимізації за багатьма критеріями.

14. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Математическая модель радиально-поршневого гидромотора многократного действия как объекта многокритериальной оптимизации //Вестник Национального технического университета Украины « Киевский политехнический институт». Машиностроение.  К.: НТУУ «КПИ». - 2002. - Вып. 42. - Т.2. - С. 83-87.

Здобувачем побудовано математичну модель гідромотора в цілому на базі розроблених модулів.

15. Лурье З. Я., Жерняк А. И., Лищенко И. Г., Иваницкая Е. П. Многокритериальное проектирование объемных гидромашин //Праці міжнар. науково-техн. конф. «Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва». - Том 3. - К.: НТУУ «КПИ». - 1998. - С. 20-23.

Здобувачем запропоновано багатокритеріальний підхід до оптимізації параметрів багатоциклового гідромотора.

16. Лурье З. Я., Лищенко И. Г.Компьютерное проектирование профиля направляющей высокомоментного гидромотора многократного действия для промышленных гидроприводов //Приводная техника. – 1999. – № 3/4. – С. 22-26.

Здобувачем уточнено математичну модель профілю прямої статора і виконано

чисельні дослідження.

17. Лурье З. Я., Лищенко И. Г., Гасюк А. И. Оптимизация параметров узла поршневой группы гидромотора многократного действия по энергетическим критериям //Сб.научных трудов «Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье». - Вып. 7. - Часть 3. - Харьков: ХГПУ. - 1999. - С. 61-64.

Здобувачем уточнено математичну модель робочого процесу вузла поршневої групи.

18. Лурье З. Я., Лищенко И. Г. Многокритериальное проектирование радиально-поршневого гидромотора многократного действия //Привод и управление. – 2001. – № 1. – С.22-26.

Здобувачем виконано чисельні дослідження параметрів гідромотора за багатьма критеріями (енергетичними, кінематичними, габаритними).

АНОТАЦІЇ

Лищенко И. Г. Підвищення вихідних характеристик багатоциклового гідромотора шляхом оптимізації параметрів. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 - Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. - Національний технічний університет „Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2003.

Дисертація присвячена теоретичним та експериментальним дослідженням, спрямованим на підвищення вихідних характеристик багатоциклового радіальнопоршневого гідромотора (БЦРПГМ). Розроблені математичні моделі основних вузлів БЦРПГМ у цілому відкрили можливість оптимізації параметрів за багатьма критеріями. Шляхом поетапного рішення та кореляційного аналізу залежностей між парами критеріїв і між критеріями та варійованими параметрами отримано оптимальне рішення, що призводить до підвищення загального ККД на 2,47% та до зниження максимальних контактних напружень у 2,16 рази порівняно з прототипом. Результати роботи передано на ЗАТ ”Горлівський машинобудівник” та ВАТ “Агрегатний завод” (м. Людиново, Росія) та використано відповідно до планів підприємства, а також включено у навчальний процес за дисциплінами: „Об’ємні гідропневмомашини” та „Динаміка гідропневмосистем”.

Ключові слова: гідромашина, багатоцикловий гідромотор, робочий процес, вдосконалення конструкції, математичне моделювання, профіль напрямної статора, багатокритеріальна оптимізація.

Лищенко И.Г. Повышение выходных характеристик радиально-поршневого гидромотора многократного действия путем оптимизации параметров. - 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, 2003.

В работе развивается новое научное направление, формируемое совместно кафедрой гидромашин НТУ «ХПИ» и ЗАО «НИИГидропривод» (г. Харьков) и связанное с многокритериальным проектированием объемных гидромашин. Проведен критический анализ методик проектирования радиально-поршневых гидромоторов многократного действия (РПГМД), математических моделей ряда объемных гидромашин и выявлен ряд неучтенных факторов, существенно влияющих на построение математических моделей, на постановку и решение оптимизационных задач. К этим факторам относятся: необходимость многокритериального подхода к проблеме повышения выходных характеристик; представление математического описания каждого вида потерь в основных узлах гидромотора как отдельного критерия качества; обоснование выбора эффективного метода многокритериальной оптимизации, характеризующего получение удовлетворительного решения, близкого к оптимальному; проведение корреляционного анализа связей между критериями, а также между критериями и варьируемыми параметрами, открывающего возможность поиска эффективного пути оптимизации параметров. Решение этих вопросов составляет актуальность темы диссертации.

Многокритериальная оптимизация параметров РПГМД с целью повышения выходных характеристик проводилась поэтапно. Первый этап предусматривал проверку адекватности разработанной математической модели на примере гидромотора ДП510И. Расхождение между расчетными и экспериментальными значениями по объемному КПД составили 1,0%, по общему КПД - 0,99% и по остальным параметрам не превысили этих значений. На втором этапе выполнен многокритериальный подход к компьютерному построению профиля направляющей с использованием части математической модели. За критерии оптимальности были приняты величины и характеристики, отражающие кинематику, габариты и долговечность гидромотора. На третьем этапе состав критериев пересматривался в части введения энергетических характеристик узла поршневой пары, оценивался вид закона движения поршня, строился оптимальный профиль направляющей. Таким образом, предложенная методика компьютерного проектирования оптимального профиля характеризовалась направленным поиском эффективного состава критериев, варьируемых параметров и закона движения поршня. На четвертом этапе завершается решение научной проблемы, обосновывается выбор параболического закона движения поршня с участком спирали Архимеда (ПА), выполняется

корреляционный анализ, назначаются критериальные ограничения, определяется множество допустимых решений. Полученное оптимальное решение характеризуется повышением на 2,42% общего КПД, снижением в 2,16 раза максимальных контактных напряжений в сравнении с прототипом. Предложено оптимальное решение для модернизации серийного РПГМД мод. ДП510И, выпускаемого ЗАО "ГМС", путем перехода на ПА закон вместо параболического. При этом $\eta_{\text{общ}}$ возрастает на 1,47%, контактные напряжения снижаются в 1,27 раза. Предлагаемая модернизация сохраняет конструктивную схему гидромотора, габаритные размеры и в основном все детали.

Результаты работы переданы на ЗАО "ГМС" и ОАО «Агрегатный завод» (г. Людиново, Россия) и использованы в соответствии с планами предприятий, а также включены в учебный процесс по дисциплинам «Объемные гидропневмомашины» и «Динамика гидропневмосистем».

Ключевые слова: гидромашина, гидромотор многократного действия, рабочий процесс, улучшение конструкции, математическое моделирование, профиль направляющей статора, многокритериальная оптимизация.

Lishchenko I. G. Increase of the exit characteristics of multiple acting radial piston hydraulic motor by optimization of its parameters. - Manuscript.

Thesis for a scientific degree of the candidate of technical science on speciality 05.05.17 - Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic units. - National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, 2003.

The dissertation contains the theoretical and experimental researches, directed on increase of the exit characteristics of multiple acting radial piston hydraulic motor (MARPHM). The developed mathematical models of main units and MARPHM as whole open an opportunity of optimization of parameters by multiple criteria. By stage means of the decision and correlation analysis of dependencies between pairs of criteria and between criteria and varied parameters the optimum decision is received. That leads to the higher general efficiency on 2,42% and the decrease of maximum contact stresses in 2,16 times in comparison with the prototype. The results of work are transferred in Gorlovka machine-building factory and Unit factory (Ludinovo, Russia) and are used according to its enterprise plans. They are also included in educational process for the branches "Positive displacement hydraulic and pneumatic machines" and "Dynamics of hydraulic and pneumatic systems".

Key words:hydraulic machine, multiple acting hydraulic motor , working process, construction development, mathematical modeling, profile of the stator directing, multicriteria optimization.