

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

**Гречка Ірина Павлівна**

УДК 62 – 522.2

**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ  
ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2010

**Дисертацією є рукопис.**

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

Науковий керівник: доктор технічних наук, доцент  
**Андренко Павло Миколайович**,  
Національний технічний університет  
“Харківський політехнічний інститут”,  
професор кафедри гідропневмоавтоматики і  
гідроприводу.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент  
**Кононенко Анатолій Петрович**,  
Державний вищий навчальний  
заклад “Донецький національний  
технічний університет”, професор  
кафедри енергомеханічних систем;

кандидат технічних наук, старший  
науковий співробітник  
**Аврунін Григорій Аврамович**,  
Харківський національний  
автомобільно-дорожний університет,  
доцент кафедри метрології  
та безпеки життєдіяльності.

Захист відбудеться “17” червня 2010 р. о 14<sup>30</sup> год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.050.11 в Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21, кафедра турбінобудування, ауд. №1.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий “12” травня 2010 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Юдін Ю.О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Технічний рівень і подальший розвиток гідроагрегатів (ГА) обертання нерозривно пов'язані з поліпшенням їх динамічних характеристик. Застосування існуючих ГА обертання в технологічних машинах, зокрема верстатах для намотування обмоток електродвигунів, не дозволяє забезпечити постійну силу натягу дроту, яка суттєвим чином впливає на коефіцієнт заповнення пазу, від якого залежить потужність та ККД електродвигуна.

Існуючі конструкції ГА обертання в верстатах, методи їх розрахунку та проектування мають ряд особливостей, без урахування яких не можливо поліпшити їх динамічні характеристики, такі як: удосконалення схемних рішень ГА та компоновки його елементів; комплексного урахування при математичному описі ГА нестационарності гідромеханічних процесів і характеристик робочої рідини (РР), що змінюються в процесі його функціонування; підвищення точності розрахунку витоків у рухомих елементах ГА; сили тертя на осцилюючому золотнику гідророзподільника (ГР), які підвищують точність математичної моделі ГА. Викладене вище обумовлює актуальність вибраної теми дисертації, спрямованої на вирішення важливої науково-практичної задачі – підвищення технічного рівня ГА обертання шляхом удосконалення гідравлічної системи керування та дослідження його динамічних характеристик.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалась на кафедрі гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ “ХПІ” у рамках держбюджетної науково-дослідної роботи МОН України “Удосконалення гідравлічних і пневматичних силових систем і систем керування промислового призначення” (ДР № 0186U012831), госпдоговірної НДР “Розробка програми багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів гідравлічного захисту ПЕДів” і договору про творче співробітництво “Впровадження розробок по підвищенню експлуатаційних характеристик гідрофікованого устаткування” із СП ЗАТ “ХЕМЗ–ІРЕС”. Здобувач брав безпосередню участь як виконавець.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є підвищення технічного рівня гідроагрегату обертання за рахунок удосконалення конструкції гідравлічної системи керування та встановлення оптимальних параметрів його робочого процесу.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі завдання:

- 1) розробити принципову схему гідроагрегату верстата для намотування обмоток електродвигунів;
- 2) розробити математичну модель робочого процесу гідроагрегату обертання на основі декомпозиції його на складові;
- 3) визначити особливості течії робочої рідини в удосконаленому гідравлічному вібраційному контурі (ГВК) гідророзподільника;
- 4) на основі експериментальних досліджень довести адекватність математичної моделі гідроагрегату;

5) сформулювати практичні рекомендації щодо раціонального проектування гідроагрегату обертання на базі багатокритеріальної оптимізації параметрів гідравлічної системи керування.

*Об'єктом дослідження* є гідродинамічні процеси роботи гідроагрегату.

*Предметом досліджень* є характеристики робочого процесу гідроагрегату.

*Методи досліджень.* Основними методами досліджень були: системний аналіз, який відкрив можливість декомпозиції ГА обертання на основні вузли з урахуванням взаємозв'язків між ними; методи механіки рідини і газу, за допомогою яких обґрунтовано межу квазістаціонарності робочих процесів у ГА, проведена оцінка хвильових процесів, стисливості і двофазності РР, визначений коефіцієнт підсилення ГВК; методи теорії автоматичного керування та математичного моделювання, які застосовувалися для визначення характеристик ГА обертання та його структурних елементів; теорії оптимальних систем, на підставі яких були визначені оптимальні параметри ГР з ГВК у складі ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів. Експериментальні дослідження проводилися на основі теорії планування експерименту й математичної статистики на стенді випробувань дослідних зразків у лабораторії кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ “ХПІ” та НДПГідропривод (м. Харків).

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає в тому що:

– удосконалено систему керування гідроагрегату обертання, яка базується на використанні гідророзподільника з розробленим гідравлічним вібраційним контуром і введенні гідравлічного зворотного зв'язку по тиску, що підвищує його технічний рівень;

– вперше розроблена математична модель робочого процесу гідроагрегату намотувального верстата, яка базується на декомпозиції його на вузли; урахуванні нелінійних сил тертя, гідродинамічних сил і витрат; нестационарних гідродинамічних процесів; стисливості і двофазності робочої рідини, перемінності коефіцієнта витрат;

– вперше отримані аналітичні залежності: густини робочої рідини, яка враховує газовміст, нестационарність гідродинамічних процесів і підвищує адекватність математичних моделей; частоти обертання гідромотора від зовнішнього навантаження, яка відрізняється врахуванням витоків у гідромоторі та слідкуючому гідророзподільнику та дозволяє досліджувати робочі процеси у гідроагрегаті обертання;

– на підставі нового підходу до використання резонансного шунтуючого контуру розроблена математична модель, яка дозволила визначити вплив конструктивних параметрів та області проточної камери на його коефіцієнт підсилення;

– встановлено вплив осциляції золотника гідророзподільника і жорсткості пружини гідравлічного вібраційного контуру на динамічні характеристики гідророзподільника та гідроагрегату обертання, що дозволило підвищити точність

підтримання постійної сили натягу дроту та забезпечити його безкавітаційну роботу.

**Практичне значення одержаних результатів** для машинобудування полягає у розробці методики проектування, оптимізації конструктивних і робочих параметрів та аналізу робочих характеристик гідроагрегату обертання. Розроблені перспективні, захищені патентами України, конструкції гідроапарата прямої дії з осциляцією та гідроагрегату верстата. Результати досліджень прийняті до використання в СП ЗАТ “ХЕМЗ–ІРЕС” (м. Харків). Розроблені методики розрахунку та проектування гідравлічної системи керування гідроагрегату впроваджені в проектно-конструкторські роботи АТ “Гідроапаратура” (м. Харків) дозволили підвищити якість проектних робіт та використані ЗАТ “РЕММАШБУД” (м. Харків) при модернізації ГА преса ПО135 для ВАТ Полтавський ГЗК.

Результати дисертаційної роботи використано в навчальному процесі кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ “ХП” в лекційних курсах: “Гідропневмоавтоматика” і “Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів” для студентів спеціальності 7.090209 “Гідравлічні і пневматичні машини” та при дипломному і курсовому проектуванні.

**Особистий внесок здобувача.** Положення і результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто. Серед них: розробка гідравлічної системи керування та математичної моделі робочого процесу гідроагрегату обертання, обґрунтування планів і проведення досліджень, обробка та узагальнення результатів, участь у впровадженні. Постановка завдань досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертації доповідались й обговорювались на: Міжнародній науково-практичній конференції “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я” (м. Харків, 2002 – 2009 рр.); Міжнародній науково-практичній конференції “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” (м. Київ, 2004 р., 2006 р., 2008 р., м. Луганськ, 2007 р., м. Чернівці, 2009 р.); Міжнародній науково-технічній конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики (м. Київ, 2004 р., м. Львів 2005 р., м. Вінниця, 2006 р., м. Мелітополь, 2007 р., м. Кременчук, 2008 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин” (м. Харків, 2007 р.), III Міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми енергозбереження” – “ENERGIA 2009” (м. Алушта, 2009 р.). У повному об’ємі дисертаційна робота доповідалась на пленарному засіданні X Міжнародної науково-технічної конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики (м. Львів, 2009 р.).

**Публікації.** За темою дисертаційної роботи надруковано 28 наукових праць, з них 24 статті у наукових фахових виданнях ВАК України, 2 деклараційних патенти України на корисну модель.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків, додатків, списку використаних джерел інформації. Загальний обсяг роботи складає 227 сторінок, з них 36 рисунків по тексту, 27 рисунків на 15 окремих сторінках, 11 таблиць по тексту, 2 таблиці на 3 окремих сторінках, 4 додатки на 40 сторінках, списку використаних джерел інформації з 167 найменувань на 16 сторінках.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

У **вступі** сформульована наукова задача, її актуальність мета і задачі роботи, подано відомості про наукові та практичні результати роботи.

У **першому розділі** виконано аналітичний огляд тенденцій розвитку, технічного рівня та принципів проектування ГА обертання, який показав, що одним із перспективних напрямків поліпшення статичних і динамічних характеристик таких ГА є використання, при їх побудові, дроселюючого ГР з гідравлічним керуванням і гідравлічного зворотного зв'язку по тиску, які забезпечують високу точність підтримання, в заданих межах, тиску і мають високу чутливість до зміни керуючих сигналів. Це забезпечить постійну силу натягу дроту і є актуальною та складною задачею, яка існує в промисловості.

Значний внесок у дослідження цієї проблеми внесли роботи Є.І. Абрамова, Т.М. Башти, В.П. Бочарова, М.С. Гамініна, О.П. Губарева, Ю.А. Данілова, Г.Й. Зайончковського, Ю.М. Захарова, М.І. Іванова, Р.Д. Іскович-Лотоцького, Б.Л. Коробочкіна, В.А. Лещенка, З.Я. Лур'є, Б.Ф. Лямаєва, К.Л. Навроцького, Д.М. Попова, В.М. Прокоф'єва, О.М. Скляревського, В.Б. Струтинського, Д.О. Сьоміна, Е.М. Хаймовича, В.А. Хохлова, Ю.І. Чупракова, О.М. Яхна й ін.

Проведений аналіз літературних джерел дозволив установити, що існуючі конструкції ГВК апаратів з гідравлічною осциляцією мають складну конструкцію і не забезпечують високого коефіцієнта підсилення. Визначено параметри РР, урахування яких дозволить підвищити точність розрахунку нестационарних гідродинамічних процесів, що відбуваються у ГА та його елементах. Визначено ряд особливостей, без урахування яких неможливо отримати ГА обертання з поліпшеними статичними і динамічними характеристиками:

- складні гідродинамічні процеси, що відбуваються в ГА, змінні параметри РР, визначення витоків, обумовлених осциляцією золотника ГР;
- вибір параметрів осциляції золотника ГР, його переміщення, які забезпечують відсутність кавітації, виконання нерозривності РР і стійкість ГА;
- підвищення точності розрахунку пружини ГВК;
- обґрунтування вибору методів для дослідження математичних моделей ГВК;

– необхідність багатокритеріального підходу до проблеми підвищення показників технічного рівня ГА та поліпшення динамічних характеристик ГР з ГВК.

Рішення цих питань визначило мету і задачі досліджень, що наведені у загальній характеристиці роботи. Сформульована актуальна науково-практична задача – підвищення технічного рівня ГА обертання шляхом удосконалення гідравлічної системи керування та дослідження його динамічних характеристик на базі розробки уточненої математичної моделі, яка може бути вирішена шляхом дослідження робочих процесів, що відбуваються в ньому. Запропоновано методику її поетапного розв’язання, яку подано у вигляді загальної схеми, яка характеризує системний підхід та дозволяє виконати увесь комплекс досліджень.

**У другому розділі** систематизовані підходи щодо побудови схемних рішень гідроагрегатів намотувального верстата з електрогідравлічною та гідравлічною (рис. 1) системами керування.

1 – бак; 2 – насос; 3 –  
електродвигун; 4 – муфта; 5,  
6, 13, 17, 20 – трубопроводи;  
ГВК: 7 – внутрішній  
патрубок, 8 – камера; 9 –  
слідкуючий ГР; 10 і 19 –  
пружини ГР 9; 11 – пружина  
клапана тиску; 12 – клапан  
тиску; 14 – гідромотор (ГМ);  
15 – вал ГМ; 16 – котушка  
для намотування дроту; 18 –  
трубопровід (гідравлічний  
зворотний зв’язок по тиску);  
21 – манометр; 22 –  
запобіжний клапан; 24 –  
основний; 25 – допоміжний;  
23 – ГР; 26 – заливна  
горловина; 27 – термометр

Рис. 1. Гідравлічна принципова схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів

Для підвищення характеристик ГР розроблено ГВК (рис. 2) – гідравлічну ємність з обмеженим об’ємом, у середині якої розміщено циліндричний внутрішній патрубок, які реалізують шунтуючий резонансний контур. Вхід ГВК з’єднано з магістраллю живлення (джерела пульсацій тиску), а вихід – з камерою керування ГР. Пульсації тиску РР надходять в ємність через вхідний трубопровід та внутрішній патрубок. Внаслідок наявності зсуву фаз пульсуючого потоку РР та власної частоти шунтуючого резонансного контуру відбувається підсилення

пульсації тиску, які надходять до камери керування ГР, в результаті чого його золотник здійснює осцилюючий рух, що дозволило ліквідувати силу тертя спокою золотника ГР.

Рис. 2. Розрахункова схема ГВК з камерою керування ГР

Запропонована аналітична залежність для розрахунку густини РР, яка враховує зміну в часі тиску в ГА та дозволяє підвищити точність розрахунків.

Уточнено залежність для розрахунку витоків, обумовлених осциляцією золотника ГР, використання якої підвищує адекватність математичної моделі ГР реальному об'єкту.

Шляхом декомпозиції ГА верстата отримана повна математична модель його робочого процесу. При цьому, вводилася система припущень: виконується умова нерозривності РР; кавітація та гідравлічний удар відсутні; температура та густина РР – сталі та дорівнюють їх середнім значенням.

Розроблена математична модель робочого процесу ГА має вигляд:

– витрата на виході з насоса (ГМ)

$$q_{н(ГМ)}(t) = q_{н(ГМ)геом}(t) - q_{н(ГМ)вит}(t), \quad (1)$$

де  $q_{н(ГМ)геом}(t)$  – теоретична витрата насоса (ГМ), м<sup>3</sup>/с;  $q_{н(ГМ)вит}(t)$  – витoki в насосі (ГМ): через кільцеву щілину між поршнем і гільзою насоса (ГМ), викликані об'ємними втратами на стискання РР в камерах насоса (ГМ) та через стик торцевого розподільника, м<sup>3</sup>/с;

– рівняння руху РР у вхідному каналі ГВК (рис. 3) та трубопроводах ГА

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1}{d t} &= \frac{1}{L_1} \left( p_1 - p_2 - \frac{R_1}{L_1} q_1 \right) \\ \frac{d p_2}{d t} &= \frac{1}{C_1} q_{21} - \frac{1}{C_1} d_1 q_2 \end{aligned} \right\}; \quad (2)$$

– рівняння руху РР у внутрішньому патрубку і вихідному каналі, які розраховувалися за однотипними залежностями

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_{2(3)}}{d t} &= \frac{1}{L_{3(4)}} \left( p_{2(0)} - p_{3(4)} - \frac{R_{3(4)}}{L_{3(4)}} q_{2(3)} \right) \\ \frac{d p_{3(4)}}{d t} &= \frac{1}{C_{3(4)}} q_{31(41)} - \frac{1}{C_{3(4)}} d_{2(3)} q_{32(42)} \\ \frac{d q_{32(42)}}{d t} &= \frac{1}{L_{3(4)}} \left( p_{3(4)} - p_{0(5)} - \frac{R_{3(4)}}{L_{3(4)}} q_{32(42)} \right) \end{aligned} \right\}; \quad (3)$$

обмеження  $p_{пч} \geq p_{гвп}$ ;

– рівняння нерозривності РР в ГА

$$q_{н}(t) = q_{ГМ}(t) + q_{зк}(t), \quad (4)$$



де  $q_{зк}$  – витрата через запобіжний клапан, м<sup>3</sup>/с;  
 – тиск у камері ГВК

$$\frac{dp_0}{dt} = q_{з2}(t) - q_{з3} \frac{E}{W_0}; \quad (5)$$

– витрата через кільцеву щілину між золотником і корпусом ГР

$$q_5 = \frac{\pi}{12} \frac{d_{кк} \delta_{щ}^3}{v_t \rho l_{щ}} p_5 - p_{пч}. \quad (6)$$

Рівняння (2) – (5) доповнювали обмеженням  $p_i \geq p_{пар}$ ;

– рівняння руху золотника ГР

$$m\ddot{x}_3 = P_{кер}(t) - P_{пр\Sigma}(t) - P_{пр}(t) - P_{гд}(t) - P_{тр}(t) + P_{осц}(t); \quad (7)$$

– витрата через дроселюючу щілину ГР

$$q_{щ}(t) = q_1(t) - q_{внт}(t) - q_{ст}(t) + q_{осц}(t), \quad (8)$$

де  $q_1$  – витрата через дроселюючу щілину ГР, м<sup>3</sup>/с;

$$q_1 = \mu_{гр} \epsilon_{e, x_3} \bar{b}_{вк} \sqrt{x_3^2 + \delta_{гр}^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (H_H - p_1)}; \quad (9)$$

– витрата через відвідний канал ГР

$$q_3 = \mu_{к гр} S_{к гр} \sqrt{\frac{2}{\rho} (H_3 - p_3)}; \quad (10)$$

обмеження переміщення золотника ГР  $0 < x_3 \leq x_{3\max}$ ;

– рівняння руху золотника клапана тиску

$$m_{кл} \ddot{x}_{кл} = \frac{\pi d_{кл}^2}{4} (H_H - p_1) - P_{пр}(t) - P_{пр}(t) - P_{гд}(t) - P_{тр}(t); \quad (11)$$

– витрата через клапан тиску

$$q_2 = \mu_{кл} \epsilon_{e, x_{кл}} \bar{b}_{кл} \sqrt{x_{кл}^2 + \delta_{кл}^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (H_1 - p_2)}; \quad (12)$$

обмеження переміщення золотника клапана тиску  $0 < x_{кл} \leq x_{кл\max}$ .

Рівняння (1) – (12) доповнюються: рівняннями руху затвору основного клапана та кульки керуючого клапана запобіжного клапана, які записували по аналогії з рівняннями (7), (11); рівняннями витрати РР через основний клапан, керуючий клапан та дросель керуючого клапана запобіжного клапана, які записували по аналогії з рівняннями (8) – (10); обмеженням переміщення затвору основного клапана та кульки керуючого клапана; рівняння витрати на виході ГР з електрокеруванням в залежності від вмикання електромагніта і переміщення золотника ГР; обмеженням переміщення золотника ГР з електрокеруванням. Задасться газовміст РР, початкові і граничні умови:  $q_H = q_H$ ,  $q_H = q_H$ ,  $q_H = q_H$ .

$T$  – період повторення циклу коливань; швидкість РР на нерухомих поверхнях дорівнює нулю.

У рівняннях (2) – (12) величини  $L_i$ ,  $R_i$  і  $C_i$  – відповідно індуктивний, кг/м<sup>4</sup>, активний опори  $i$ -го трубопроводу (каналу), кг/(с · м<sup>4</sup>), і їх ємність, с<sup>2</sup> · м<sup>4</sup>/кг;  $t$  – час, с;  $p_i$  і  $q_i$  – відповідно тиск, МПа, і витрата  $i$ -го трубопроводу (каналу), м<sup>3</sup>/с;  $q_{21}$  – витрата, обумовлена стисканням РР у вхідному патрубку, м<sup>3</sup>/с;  $q_{31}$  і  $q_{41}$  – відповідно витрата, обумовлена стисканням РР у внутрішньому патрубку і вихідному каналі ГВК, м<sup>3</sup>/с;  $q_{32}$  і  $q_{42}$  – відповідно витрати на виході із внутрішнього патрубку і вихідного каналу ГВК, м<sup>3</sup>/с;  $W_{0(4)}$  – об'єм камер, м<sup>3</sup>;  $d_{кк}$  – діаметр камери керування ГР, м;  $l_{щ}$  – довжина кільцевої щілини, м;  $p_{пч}$  – тиск у проточній частині ГР, МПа;  $p_{пар}$  – тиск насиченої пари РР, МПа;  $\mu_{гр}(Re, x_3)$  і  $\mu_{кл}(Re, x_3)$  – відповідно коефіцієнти витрати дроселюючої щілини ГР і клапана тиску;  $b_{вік}$  і  $b_{кл}$  – відповідно довжина робочого вікна ГР і клапана, м;  $E$  – модуль об'ємної пружності РР, МПа;  $\delta_{гр}$  і  $\delta_{кл}$  – відповідно радіальний зазор ГР і клапана, м;  $\rho$  – густина РР, кг/м<sup>3</sup>;  $\nu_i$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, м<sup>2</sup>/с;  $P_{кер}(t)$ ,  $P_{Гд}(t)$ ,  $P_{гр \Sigma}(t)$ ,  $P_{тр}(t)$ ,  $P_{осц}(t)$ ,  $P_{р гр}$  – відповідно сили: керування ГР, гідродинамічна, сумарна сила пружин, тертя, сила, під дією якої відбувається осциляція золотника ГР, рідинної пружини, Н;  $q_{щ}$ ,  $q_{ст}$ ,  $q_{вит}$  і  $q_{осц}$  – відповідно витрати: через щілину ГР, стиску РР, витоків і витрата, обумовлена осциляцією золотника ГР, м<sup>3</sup>/с;  $x_3$  і  $x_{кл}$  – відповідно переміщення золотника ГР і клапана, м;  $p_n$  і  $p_3$  – відповідно тиск на виході насоса і зливу, МПа.

Припущено, що витрата через запобіжний клапан відсутня, нехтуючи витоками і перетоками в ГР з ГВК і клапані тиску, з математичної моделі ГА отримали залежність для визначення частоти обертання вала ГМ від сили натягу дроту

$$n_{ГМ} = \frac{\mu_{гр} \cdot e \cdot x_3 \cdot b_{вік} \sqrt{x_3^2 + \delta_{гр}^2}}{V_{0 ГМ}} \eta_{ГМ} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( \frac{H}{H} - p_1 \right) - \frac{K_1 + K_3}{V_{0 ГМ}^2} \frac{2 \pi P_H r_{кот}}{\eta_{ГМ}}} - \frac{K_2}{V_{0 ГМ}} \sqrt{\frac{2 \pi P_H r_{кот}}{V_{0 ГМ} \eta_{ГМ}} - \frac{\omega A \sin \varphi}{V_{0 ГМ}}}, \quad (3)$$

де  $\eta_{ГМ}$  – гідромеханічний ККД ГМ;  $r_{кот}$  – радіус котушки, м;  $P_H(t)$  – сила натягу дроту, Н;  $K_1$ ,  $K_2$  і  $K_3$  – коефіцієнти, обумовлені витоками: між поршнем та гільзою, об'ємними втратами РР і через торцевий розподільник ГМ;  $\omega$  – кругова частота обертання вала ГМ, с<sup>-1</sup>;  $A = r \text{Ftg} \alpha$ ;  $\varphi(t)$  – кут повороту вала ГМ, град.;  $p_2(t)$  – тиск на вході ГМ, МПа;  $r$  – радіус окружності ротора, на якій розміщені центри

поршнів, м;  $F$  – площа поршня ГМ, м<sup>2</sup>;  $\alpha$  – кут нахилу шайби, град.;  $V_{0\text{ГМ}}$  – робочий об'єм ГМ, м<sup>3</sup>.

Аналіз залежності (13) дозволяє зробити висновок про те, що на частоту обертання крім зовнішнього навантаження  $P_n(t)$ , яке збільшує витоки через ГМ, впливає переміщення золотника ГР з ГВК  $x_3(t)$ . Переміщення золотника ГР залежить від тиску зворотного зв'язку  $p_2(t)$ . Цим доведено ефективність використання розробленої гідравлічної системи керування ГА обертання.

**Третій розділ** роботи присвячено дослідженням робочих процесів у ГА, ГР та ГВК. За результатами математичного моделювання ліній течії неусталеної в'язкої нестисливої РР в камері ГВК в різні проміжки часу визначені області, в яких формуються пульсації тиску РР у резонансному контурі, що дозволяє обґрунтовано вибирати його конфігурацію. Встановлено, що об'єм камери, розташованої за внутрішнім патрубком, є рідинною пружиною, яка зсуває фазу вихідних пульсацій тиску.

Шляхом математичного моделювання гідродинамічних процесів у ГВК досліджували вплив конструктивних та робочих параметрів ГА на коефіцієнт підсилення. За коефіцієнтом підсилення амплітуди пульсацій тиску  $k_n$  (відношення пульсацій тиску на його виході до пульсацій тиску на вході), який знаходили за графіками пульсацій тиску, проведено оцінку ефективності ГВК. Установлено, що найбільший вплив на  $k_n$  має діаметр внутрішнього патрубка та частота пульсацій тиску в ГА. ГВК з оптимальними конструктивними параметрами має малу масу та невеликі габаритні розміри.

Виконаний розрахунок динамічних характеристик пружин ГВК, графіки зміни дотичної напруги і перерізуючої сили дозволили розрахувати її міцність та визначити кількість робочих циклів. Визначено вплив переміщення золотника ГР з ГВК на зміну сумарної жорсткості пружини цього контуру. Досліджено вплив осциляції золотника ГР на його надійність та умову виникнення кавітації в ньому.

Динамічні характеристики ГР з ГВК досліджено коли він працює в ГА з насосом з постійною витратою та постійним навантаженням. Отримана передаточна функція

$$W_{\text{ГР}} = \frac{\Delta p_1(s)}{\Delta p_{\text{кер}}(s)} = \frac{K^* (b_0 s^3 + b_1 s^2 + b_2 s + 1)}{a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + 1}, \quad (14)$$

де  $s$  – перетворювач Лапласа;  $K^*$ ,  $b_i$ ,  $a_i$  – коефіцієнти, які залежать від параметрів ГР.

На основі чисельних розрахунків за допомогою пакету прикладних програм Mathcad досліджено динамічні характеристики ГР з параметрами: діаметр умовного проходу 0,01 м;  $m = 0,186$  кг;  $d_3 = 0,012$  м;  $c_{\text{прп}} = 1,2 \cdot 10^5$  Н/м;  $\delta = 8 \cdot 10^{-6}$  м;  $\omega_{\text{осц}} = 200$  Гц;  $x_{\text{осц}} = 1 \cdot 10^{-4}$  м. Установлено, що в початковий момент тиск на виході ГР стрімко зростає, а зі збільшенням  $x_{30}$ , при постійній витраті, збільшується число перерегулювань. Точність підтримування ГР тиску залежить

не тільки від параметрів осциляції його золотника, а й від величини його відкриття. Застосування ГВК дозволило на 12,1% зменшити час регулювання ГР.

За допомогою коефіцієнтів похибок, визначених за передаточними функціями ГР з ГВК і без нього, визначена похибка відтворення керуючого сигналу (похибка підтримання ГР  $p_1 = const$  у ГА). Припущено, що збурення на виході ГР відсутнє, його характеристики лінійні, а тиск сигналу керування змінюється за експонентою. Установлено, що ця похибка для ГР з ГВК значно залежить від параметрів осциляції (табл. 1). При цьому, осциляція золотника ГР дозволила підвищити його статичну точність на 43%.

Таблиця 1

### Результати розрахунку точності ГР

$x_{з0} \cdot 10^3, \text{М}$	$x_{осц} \cdot 10^3, \text{М}$	$\omega_{осц}, \text{Гц}$	$\tilde{p}_{1 \text{ кер}}, \text{МПа}$	$\tilde{p}_{1 \text{ ос}}, \text{МПа}$	$\tilde{p}_1, \text{МПа}$
0,1	0,075	119,43	0,09402	0,021	0,115
0,4	0,075	119,43	0,09433	0,047	0,560
0,5	0,075	119,43	0,09428	0,053	0,622
0,5	0,15	119,43	0,09432	0,053	0,623
0,5	0	0	9,501	–	9,501

Аналіз динамічних характеристик ГА верстата проводили за графіками перехідних процесів (рис. 3). Для оцінки близькості перехідних процесів в ГА верстата використовували відносну інтегральну оцінку

$$J_q = \frac{\int_0^{t_p} |q_1(t) - q_2(t)| dt}{\int_0^{t_p} q_1(t) dt} \cdot 100 \%, \quad (15)$$

де, як приклад, взяли  $q_1(t)$  і  $q_2(t)$  – відповідно витрати через ГМ, розраховані в ГА з ГР з ГВК і ГР без ГВК,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $t_p$  – час перехідного процесу, с.

Аналогічно до (15) прийняті вирази для інших змінних. Установлено, що графіки перехідних процесів (рис. 3), отримані для ГА намотувального верстата з ГР з ГВК та без нього мають однаковий (коливальний) характер.

Рис. 3. Перехідні процеси в ГА верстата: а – переміщення золотника ГР; б – витрати через ГМ; в – тиску в ГМ; г – числа обертання ГМ. 1 – з ГВК; 2 – без ГВК

Золотник ГР з ГВК швидше відпрацьовує сигнал керування (час регулювання ГР з ГВК  $t_p = 1,2$  с; ГР без ГВК  $t_p^* = 1,5$  с), має менший час наростання, що свідчить про більшу його чутливість до керуючих сигналів, однак дещо більше перерегулювання (рис. 3).

Зміна в часі витрати через ГМ при використанні ГР з ГВК дозволила отримати в перехідному процесі більш стабільну витрату (рис. 3, б). Максимальне значення відносної інтегральної оцінки витрати через ГМ і тиску в ГА становлять: для витрати 24,1%, для тиску – 5,1%. Точність підтримання частоти обертання ГМ в ГА верстата з ГР з ГВК та гідравлічним зворотним зв'язком по тиску, розрахована за відносною інтегральною оцінкою, на 5,3% вище ніж у ГА з ГР без ГВК та гідравлічного зворотного зв'язку.

Визначено вплив стохастичної сили тертя на точність підтримання частоти обертання ГМ в ГА верстата. Установлено, що стохастична сила тертя на золотнику ГР з ГВК, практично, не впливає на тиск в ГА, а отже і на частоту обертання ГМ.

**У четвертому розділі** наведені результати експериментальних досліджень, описані експериментальні установки, методики проведення і обробки результатів досліджень ГА, ГР та ГВК. Обґрунтовано вибір приладів та контрольно-виміральної апаратури.

Проведені експериментальні дослідження коефіцієнту підсилення ГВК (рис. 4) дозволили встановити, що цей коефіцієнт змінюється в діапазоні від 1,14 до 2,85. А отже використання ГВК для підвищення чутливості ГР з гідравлічним керуванням до зовнішніх керуючих сигналів є цілком правомірним. При цьому, частота пульсацій тиску на вході ГВК практично дорівнює частоті вхідних пульсацій, а при певних значеннях тиску та частоти вхідних пульсацій в ГВК може виникнути резонанс, при якому вхідні коливання тиску різко зростають за амплітудою. Розходження експериментально отриманого коефіцієнта підсилення ГВК від його теоретичного значення з імовірністю 0,95 не перевищило 4,7%.

Рис. 4. Осцилограма пульсацій тиску на вході (нижня крива) і виході (верхня крива) ГВК при  $p_{га} = 5,0$  МПа;  $f = 50$  Гц

Таким чином, можна зробити висновок про адекватність розробленої математичної моделі ГВК. Наявність зсуву по фазі амплітуд пульсацій на виході і вході ГВК можна пояснити тим, що розроблена математична модель не враховує те, що об'єм камери, розташованої за внутрішнім патрубком, є рідинною пружиною, яка зсуває фазу вихідних пульсацій тиску, що видно з графіків ліній течії РР в камері ГВК.

Експериментальним шляхом встановлено, що використання у ГА розробленого ГР з ГВК дозволяє зменшити на 3,23 % гістерезис. При збільшенні частоти обертання ГМ від  $2,28 \text{ с}^{-1}$  до  $5,12 \text{ с}^{-1}$  величина перерегулювання зменшується від 43,2% до 17,2% відповідно. Максимальному значенню сили попереднього натягу дроту 77 Н відповідає мінімальна величина перерегулювання 14,6%. Для забезпечення постійної сили натягу дроту частота обертання ГМ і попередній натяг дроту повинні вибиратися виходячи з їх максимальних значень. Відносна середня квадратична похибка при вимірюванні становила: нестационарного тиску – 2,45%, переміщення – 3,27%, витрати – 1,5%. Значення

вимірюваних величин з імовірністю 0,95 знаходяться у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення величин від їх середнього значення не більше 6,5%.

У п'ятому розділі наведено методику розрахунку і проектування розробленого ГА верстата, одним з етапів якої є багатокритеріальна оптимізація параметрів. Обґрунтовано вибір методу оптимізації та визначено особливості його використання. Оптимізація проведена методом дослідження простору параметрів за допомогою розроблених програм та математичної моделі ГА. Задавали: тип і газоміст PR, параметри пружини GP, діаметр котушки для намотування дроту, тип GM та насоса.

Як варійовані параметри прийняті конструктивні параметри GP з ГВК і робочі параметри ГА, діапазон їх зміни визначив параметричні обмеження. Як функціональні обмеження прийняті вирази, які визначають роботоспроможність ГА та взаємозв'язок параметрів між собою: обмеження довжини та діаметра внутрішнього патрубку ГВК; відсутності застою золотника GP; обмеження швидкості та амплітуди осциляції золотника GP; міцності та виключення співудару витків пружини; стійкості GP; обмеження частоти обертання вала GM та потужності на ньому; відсутність автоколивань в ГА. Якість ГА оцінювали наступними критеріями:  $1/k_n$  – величиною, зворотною коефіцієнту підсилення тиску в ГВК;  $\tilde{p}_1$  – похибкою відтворення керуючого сигналу та сигналу осциляції;  $J_T$  – значенням квадратичної інтегральної оцінки;  $\Delta l_{GM}(t)$  – похибкою підтримання постійної частоти обертання вала GM;  $\Delta P_n(t)$  – похибкою підтримання постійною сили натягу дроту, які бажано мінімізувати. Критеріальні обмеження вибирали на етапі попереднього дослідження ГА, виходячи з забезпечення непустоти множини допустимих точок в просторі параметрів  $D$ .

За результатами проведеної багатокритеріальної оптимізації ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів (табл. 2) встановлено, що мінімальне значення похибки підтримання постійної сили натягу дроту отримане при мінімальній похибці підтримання частоти обертання GM та похибці відтворення GP керуючого сигналу та сигналу осциляції.

Таблиця 2

**Вибірка із таблиці досліджень параметрів ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів із GP з ГВК**

№ точки	Параметри ГА										Критерії якості				
	$x_1^*$ $10^3$ М	$x_2^*$ $10^3$ М	$x_3^*$ $10^3$ М	$x_4^*$ $10^3$ М	$x_5^*$ $10^3$ М	$x_7^*$ $10^3$ М	$x_8^*$ $10^3$ М	$x_{10}$ $c^{-1}$	$x_{11}$ кгс/м	$x_{12}^*$ $10^3$ кг	$\Phi_1$	$\Phi_2 \times 10^2$ МПа	$\Phi_3$	$\Phi_4$ $c^{-1}$	$\Phi_5^*$ $10^3$ кг
1	2,697	21,1	12,49	85,55	11,69	0,093	0,009	15,06	3,682	38,7	0,522	0,598	0,734	0,032	1,196
218	2,785	41,83	12,79	102,7	9,836	0,121	0,007	20,41	2,438	288,9	0,339	6,319	0,226	0,103	41,04
235	3,195	20,49	15,98	70,31	11,61	0,108	0,009	20,12	2,458	282,1	0,381	10,06	0,828	0,129	82,48
58	4,063	37,97	15,94	102,5	8,125	0,135	0,007	16,56	3,513	190,3	0,189	1,581	0,030	0,051	5,135
234	2,275	35,36	19,91	124,9	11,66	0,096	0,008	23,8	2,229	209,6	0,528	9,414	1,171	0,125	74,63

При цьому, квадратична інтегральна оцінка ГР дещо перевищує своє середнє значення, що свідчить про те, що розроблений ГР має швидкодію, яка на порядок вище, від необхідної для забезпечення постійної сили натягу дроту, а ГВК працює в області, далекій від резонансу. Точність підтримання ГМ постійної сили натягу дроту становить 0,01%.

Розрахунковим шляхом доведено економічну ефективність від впровадження в виробництво і промисловість розробленого ГА. За попередньою оцінкою, при застосуванні ГА величина прибутку від впровадження становить 82530 грн. на рік, а ГР з розробленим ГВК – 11446 грн.

## ВИСНОВКИ

У дисертації розв'язана науково-практична задача – підвищення технічного рівня ГА обертання за рахунок удосконалення гідравлічної системи керування, використання слідкуючого ГР з ГВК та гідравлічного зворотного зв'язку по тиску, встановлення оптимальних параметрів робочого процесу ГА, що дозволило забезпечити індекс показника технічного рівня 0,972, а конкурентоспроможність – 1,154. Основні наукові та практичні результати і висновки роботи полягають у наступному:

1. Удосконалено гідравлічну систему керування ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів шляхом використання слідкуючого ГР з гідравлічною осциляцією та гідравлічного зворотного. Запропоновано як ГВК ГР використовувати шунтуючий резонансний контур, що дозволяє спростити його конструкцію та за рахунок використання одного виду енергії підвищити надійність.

2. Отримана нелінійна математична модель ГА обертання з ГР з ГВК та гідравлічним зворотним зв'язком по тиску, яка комплексно (в порівнянні з раніше відомими) урахує такі фактори, як: нестационарність гідромеханічних процесів, властивості РР, параметри осциляції золотника ГР, нелінійність сил тертя. Використання цієї моделі дозволяє більш докладно визначити вплив конструктивних і робочих параметрів ГА на його характеристики, провести їх раціональний вибір.

3. Отримано математичну модель робочого процесу розробленого ГВК, правомірність використання якої доведено експериментальним шляхом. Співставлення результатів розрахунку з експериментом показало, що похибка не перевищує 4,7%. На підставі уточненої фізичної моделі резонансного шунтуючого контуру та розробленої математичної моделі визначено вплив конструктивних параметрів та області проточної камери на його коефіцієнт підсилення.

4. Отримано аналітичні залежності розрахунку: густини РР, яка враховує нестационарність гідродинамічних процесів, що відбуваються у ГА та підвищує адекватність математичних моделей ГА реальному об'єкту; частоти обертання вала ГМ від зовнішнього навантаження, яка дозволила визначити вплив конструктивних та робочих параметрів гідравлічної системи керування на силу

натягу дроту.

Уточнено математичну залежність для розрахунку витоків у гідроапаратах з осциляцією, що підвищує точність їх визначення.

5. Виявлені наступні особливості динаміки функціонування розробленого ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів:

- визначено вплив конструктивних параметрів ГВК на коефіцієнт підсилення, що дозволяє удосконалити його конструкцію та зменшити габарити;

- встановлено взаємозв'язки між параметрами осциляції золотника ГР та його переміщенням, між сумарною жорсткістю пружини ГР та його точністю, що дозволяє обґрунтовано проводити їх вибір;

- визначено вплив параметрів осциляції золотника ГР на умови виникнення кавітації, що дозволяє забезпечити його безкавітаційну роботу.

6. За отриманими лініями току РР в камері ГВК в різні проміжки часу визначені області, які впливають на пульсації тиску РР в резонансному контурі, що дозволяє обґрунтовано вибирати його конфігурацію. Теоретичним та експериментальним шляхом встановлено, що об'єм порожнини, розташованої за внутрішнім патрубком, є рідинною пружиною, яка зсуває фазу вихідних пульсацій тиску.

7. Експериментальним шляхом встановлено, що для забезпечення постійної сили натягу дроту його попередній натяг і частота обертання ГМ повинні вибиратися виходячи з їх максимально допустимих значень.

8. Розроблено комплекс програм і інженерну методику розрахунку та проектування ГА обертання з ГР з ГВК і гідравлічним зворотним зв'язком по тиску, включаючи багатокритеріальну оптимізацію параметрів, яка дозволяє пришвидшити створення і впровадження нових і модернізованих зразків таких ГА.

Доведено, що використання у ГА, розробленого ГР з ГВК та гідравлічного зворотного зв'язку, дозволяє збільшити на 5,3% точність підтримання частоти обертання ГМ в ГА верстата, зменшити на 12,1 % час регулювання та на 3,23 % – гістерезис.

9. Розроблені наукові положення та отримані результати дозволяють у подальшому створювати нові математичні моделі і досліджувати робочі процеси, стосовно ГА технологічних машин різних типів, які з конструктивної, технологічної та інформаційної точки зору мають ряд спільних ознак з розробленим ГА обертання, що дозволяє скоротити час їх проектування.

Результати впроваджені на СП ЗАТ “ХЕМЗ–ІРЕС” (м. Харків), ОА “Гідроапаратура” (м. Харків), ЗАТ “РЕММАШБУД” та в навчальний процес кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ “ХП”.

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

1. Гречка І.П. Проектування гідроприводів із використанням гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХП”. –



Харків: НТУ “ХПІ”. – 2002. – №19. – С. 129 – 133. *Здобувачем прийнято участь у аналізі зміни тиску в гідроприводі та формулюванні висновків.*

2. Гречка І.П. Расчетные исследования надежности гидроаппаратов с вибрационной линеаризацией / П.М. Андренко, І.П. Гречка, Г.В. Крикун, А.В. Кулінич // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2003. – № 5. – С. 106 – 112. *Здобувач брав участь у розробках методики досліджень, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

3. Гречка І.П. Улучшение эксплуатационных характеристик систем гидроприводов, использующих гидроаппараты с вибрационной линеаризацией / В.В. Клітній, І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2003. – №8, т. 1. – С. 101 – 104. *Здобувач брав участь у розробці рекомендацій з експлуатації гідроприводів.*

4. Гречка І.П. Гідророзподільник з гідравлічним вібраційним контуром і експериментальний стенд для його дослідження / І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2003. – № 16. – С. 29 – 34.

5. Гречка І.П. Визначення параметрів гідророзподільників із новим гідравлічним вібраційним контуром / І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2004. – № 44. – С. 77 – 81.

6. Гречка І.П. Обґрунтування необхідності розробки методики проектування гідророзподільників із гідравлічним вібраційним контуром / І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2004. – № 28. – С. 22 – 26.

7. Гречка І.П. Математична модель гідророзподільника з новим вібраційним контуром / І.П. Гречка // Автоматизація виробничих процесів. – К. – 2004. – Вип. 2(19). – С. 16 – 23.

8. Гречка І.П. Аналіз і шляхи зменшення сил, що діють на золотник гідророзподільника / І.П. Гречка // Вестник ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ. – 2004. – Вып. 25. – С. 40 – 43.

9. Гречка І.П. Визначення меж застосування квазістаціонарності процесу при проектуванні гідроапаратів з вібраційною линеаризацією / П.М. Андренко, І.П. Гречка, Г.В. Крикун // Високі технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2004. – Вип. 2(9). – С. 3 – 12. *Здобувач брав участь у розробці методики розрахунку втрат в гідроапаратах.*

10. Гречка І.П. Розрахункові дослідження параметрів осциляції гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – № 1 (7). – С. 68 – 74. *Здобувач брав участь у розробці математичних моделей гідроапаратів, дослідженнях, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

11. Гречка І.П. Динамічні характеристики циліндричних пружин гідравлічного вібраційного контуру / П.М. Андренко, О.Л. Григор’єв, І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 23. – С. 3 – 12. *Здобувач*

*брав участь у розробці математичних моделей гідроапаратів, дослідженнях, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

12. Гречка І.П. Побудова математичної моделі нового гідравлічного вібраційного контуру / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Вісник Сумського державного університету. – Суми: СумДУ. – 2005. – № 12(84). – С. 78 – 86. *Здобувачем розроблено математичну модель запропонованого гідравлічного вібраційного контуру.*

13. Гречка І.П. Дослідження впливу параметрів нового гідравлічного вібраційного контуру гідроапарату на його коефіцієнт підсилення / О.В. Дмитрієнко, І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 39. – С. 83 – 88. *Здобувач брав участь у постановці задачі, розрахункових дослідженнях коефіцієнта підсилення і формулюванні висновків.*

14. Гречка І.П. Вибір сумарної жорсткості пружин гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2006. – № 2 (12). – С. 87 – 91. *Здобувачем прийнята участь у розробці математичної моделі гідроапаратів, аналізі результатів, формулюванні висновків.*

15. Гречка І.П. Розрахунок витоків у гідророзподільниках із новим гідравлічним вібраційним контуром / І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2006. – № 10. – С. 73 – 78.

16. Гречка І.П. Вплив параметрів осциляції золотника на кавітацію в гідророзподільнику з вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко, І.П. Гречка, Г.В. Крикун // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя. – 2006. – Вип. 1 – С. 76 – 79. *Здобувач формулював критерії кавітації в гідророзподільниках, брав участь у дослідженнях, аналізі результатів.*

17. Гречка І.П. Динаміка гідроагрегату, збудованого з використанням гідроапаратів з новим ГВК / П.М. Андренко, І.П. Гречка, О.В. Дмитрієнко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля. – 2007. – № 3(109). Ч. 2. – С. 6 – 13. *Здобувач розробив математичну модель ГВК, приймав участь в дослідженнях та формулюванні висновків.*

18. Гречка І.П. Вплив параметрів осциляції золотника на динамічні характеристики гідророзподільника С-100П / І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2007. – № 2 (16). – С. 65 – 71.

19. Гречка І.П. Експериментальне дослідження нового гідравлічного вібраційного контуру / І.П. Гречка, М.Д. Довгополий, І.М. Федоренко // Вестник ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ. – 2007. – Вып. 38. – С. 257 – 260. *Здобувач розробив методику експериментальних досліджень ГВК і брав участь в дослідженнях.*

20. Гречка І.П. Оцінка впливу стохастичної сили тертя на точність підтримання частоти обертів гідроагрегату намотування обмоток електродвигунів / І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2008. – № 2 (20). – С. 60 – 62.

21. Гречка І. П. Математичне моделювання течії робочої рідини в новому гідравлічному вібраційному контурі / І.П. Гречка, В.В. Клітної, Я.І. Мальцев // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2009. – №2/5 (38). – С. 28 – 31. *Здобувач брав участь у розробці математичної моделі течії в ГВК, дослідженнях та формулюванні висновків.*

22. Гречка І.П. Експериментальні дослідження впливу частоти осциляції золотника гідророзподільника на його статичну точність / П.М. Андренко, І.П. Гречка, Г.В. Крикун, В. Медніс // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2009. – № 2. – С. 23 – 30. *Здобувач брав участь в розробці методики дослідження гідророзподільника, аналізі результатів та формуванні висновків.*

23. Гречка І.П. Підвищення ефективності гідроприводу верстата для намотування обмоток електродвигунів / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Вестник НТУУ “КПИ”. – К.: НТУУ “КПИ”. – 2009. – №55. – С. 242 – 255. *Здобувачем проведено аналіз гідроагрегатів верстатів, запропоновано введення гідравлічного зворотного зв'язку.*

24. Гречка І.П. Особливості врахування гозовмісту робочої рідини при дослідженні гідросистем / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2009. – № 2 (24). – С. 71 – 73. *Здобувач отримав аналітичну залежність густини робочої рідини від змани тиску в гідроагрегаті, брав участь у аналізі результатів і формулюванні висновків.*

25. Пат. 44434 Україна, МКИ F16K 17/04. Гідроапарат прямої дії з осциляцією / Андренко П.Н., Гречка І.П.; заявник і патентовласник Андренко П.Н., Гречка І.П. – № у 2009 01614; заявл. 24.02.09; опубл. 12.10.09, Бюл. № 19. *Здобувачем запропоновано конструкцію гідроапарата.*

26. Пат. 45554 Україна, МПК F15B 9/00. Гідроагрегат верстата для намотки обмоток електродвигунів / Андренко П.М., Гречка І.П., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М.; заявник і патентовласник Андренко П.Н., Гречка І.П., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М. – № у 2009 07102; заявл. 07.07.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21. *Здобувачем розроблено гідравлічний вібраційний контур.*

27. Гречка І.П. Розробка гідроапаратів зі стабільними динамічними характеристиками / Андренко П.М., Гречка І.П. // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Х міжнар. наук.-прак. конф., – 16 – 17 трав. 2002 р.: тези доп. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2002. – С. 88. *Здобувач брав участь у розробці математичних моделей і формулюванні висновків.*

28. Гречка І.П. Порівняльний аналіз характеристик гідроапаратів з осциляцією розрахованих за різними математичними моделями / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика: ІХ міжнар. наук.-техніч. конф. АС ПГП, 22 – 23 квіт., 2008 р.: тези доп. – Кременчук, 2008. – С. 37 – 38. *Здобувач брав участь у розробці математичних моделей гідроапаратів і дослідженнях.*

## АНОТАЦІЇ

**Гречка І.П.** Підвищення технічного рівня гідроагрегату обертання шляхом удосконалення гідравлічної системи керування. – 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, 2010.

Дисертація присвячена теоретичним та експериментальним дослідженням, спрямованим на підвищення технічного рівня гідроагрегату обертання. Розроблені схемні рішення гідроагрегату верстата та гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром, їх нелінійні математичні моделі. Отримані нові аналітичні залежності для розрахунку: густини робочої рідини, яка враховує нестационарність гідродинамічних процесів, та частоти обертання вала гідромотора від зовнішнього навантаження. Уточнено математичну залежність для розрахунку витоків у гідроапаратах з осциляцією. Встановлені залежності між сумарною жорсткістю пружини гідророзподільника та його точністю. Визначено взаємозв'язок між параметрами осциляції золотника гідророзподільника, його переміщенням та умовою виникнення кавітації. Розроблено методику розрахунку і проектування гідроагрегату, на основі багатокритеріальної оптимізації параметрів. Результати роботи впроваджено у ряді спеціалізованих підприємств України і використовуються у навчальному процесі.

Ключові слова: гідроагрегат, гідророзподільник з осциляцією, робоча рідина, робочий процес, оптимізація, гідравлічний вібраційний контур.

**Гречка И.П.** Повышение технического уровня гидроагрегата вращения путем усовершенствования гидравлической системы управления. – 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, 2010.

Диссертация посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям, направленным на повышение технического уровня гидроагрегата вращения. Разработаны схемные решения гидроагрегата станка и гидрораспределителя с гидравлическим вибрационным контуром. Предложено для создания осцилляции золотника гидрораспределителя использовать шунтирующий резонансный контур. Это позволило упростить конструкцию гидравлического вибрационного контура. Проведен критический анализ существующего математического описания гидроагрегатов вращения. Выявлен ряд неучтенных факторов, учет которых позволяет повысить адекватность математической модели реальному объекту. Обоснована правомерность принятых допущений. Создана более полная нелинейная математическая модель

гидроагрегата станка для наматывания обмоток электродвигателей, которая включает математическую модель гидрораспределителя с гидравлическим вибрационным контуром. Получены новые аналитические зависимости для расчета: плотности рабочей жидкости, которая учитывает нестационарность рабочих процессов, и частоты вращения вала гидромотора от внешней нагрузки. Уточнена математическая зависимость для расчета утечек в гидроаппаратах с осцилляцией.

Путем математического моделирования течения рабочей жидкости в проточной части гидравлического вибрационного контура установлены области, которые влияют на его коэффициент усиления. Аналитические исследования гидравлического вибрационного контура показали, что его коэффициент усиления, существенным образом, зависит от диаметра внутреннего патрубка и частоты пульсаций давления в гидроагрегате. Установлены зависимости между суммарной жесткостью пружины гидрораспределителя и его точностью. Определена взаимосвязь между параметрами осцилляции золотника гидрораспределителя, его перемещением и условием возникновения кавитации. С помощью пакета прикладных программ проведен анализ динамических характеристик гидроагрегата станка для наматывания обмоток электродвигателей. Впервые установлено влияние стохастической силы трения на точность поддержания частоты вращения гидромотора гидроагрегата станка для наматывания обмоток электродвигателей.

Экспериментальным путем исследованы: гидродинамические процессы в гидравлическом вибрационном контуре, влияние натяжения провода на изменение давления на входе и выходе гидромотора и влияние частоты осцилляции золотника гидрораспределителя на точность поддержания давления в гидроагрегате.

Разработана методика расчета и проектирования гидроагрегата, на основе многокритериальной оптимизации параметров. Доказано, что применение в гидроагрегате станка для наматывания обмоток электродвигателей разработанного гидрораспределителя с гидравлическим вибрационным контуром позволит увеличить более чем на 43% точность поддержания расхода в гидроагрегате, уменьшить на 12,1% время регулирования и на 3,23% – гистерезис. Установлено, что по показателям технического уровня разработанный гидроагрегат превышает аналог. Обоснована экономическая эффективность его внедрения в производство. Результаты работы внедрены на ряде специализированных предприятий Украины и используются в учебном процессе.

Ключевые слова: гидроагрегат, гидрораспределитель с осцилляцией, рабочая жидкость, рабочий процесс, оптимизация, гидравлический вибрационный контур.

**Grechka I.P.** Increase of a technical level of a hydrounit of rotation by improvement of a hydraulic control system. – Manuscript.

The thesis for receiving candidate degree of technical sciences of a specialty 05.05.17 – hydraulic machines and hydropneumatic units. – National technical university “Kharkiv polytechnic institute”, Kharkiv, 2010.

The dissertation is devoted to the theoretical and experimental researches directed on the increase of a technological level of the hydrounit of rotation. Devised are the circuit decisions of the hydrounit of the machine tool and the hydroallocator with a hydraulic vibrating contour, their nonlinear mathematical models. Received are the new analytical dependences for calculation such as density of a working liquid, which takes into account nonstationary of the hydrodynamical processes and the rotation frequency of a hydromotor’s shaft from external loading. Specified is the mathematical dependence for the calculation of outflows in the hydrodevices with oscillation. Established are the dependences between total rigidity of a hydroallocator’s spring and its accuracy. Determined is the interrelation between the parameters of the oscillation of a hydroallocator’s zolotnik, its moving and a condition of cavitation occurrence. Designed is the procedure of calculation and designing of the hydrounit, including the multicriterion optimization of parameters. The results of the work are implemented in a range of the specialized enterprises of Ukraine and are used in the educational process.

Keywords: hydrounit, hydroallocator with oscillation, working liquid, functional process, optimization; hydrodynamical process.

Підписано до друку 06.05.2010 р. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Папір офсетний. Друк – різнографія. Умовн. друк. арк. 0,9.  
Гарнітура Times New Roman. Наклад 100 прим. Зам. № 028294

---

Надруковано у СПДФО Ізрайлев С.М.  
Свідоцтво № 2 480 017 0000 040432 від 21.03.2001 р.  
61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 16.