

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Тайсір Мохамад Нур Фахреддин
(Ліван)

УДК 621.651

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОНОМНОГО
РУЛЬОВОГО ГІДРОАГРЕГАТА ШЛЯХОМ РАЦІОНАЛЬНОГО
ВИБОРУ ЙОГО ПАРАМЕТРІВ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2006

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: кандидат технічних наук, професор
Гладкий Петро Максимович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”, м. Харків,
завідувач кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Косторной Сергій Дмитрович,
Сумський державний аграрний університет, м. Суми,
професор кафедри вищої математики

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Аврунін Григорій Аврамович,
Харківське конструкторське бюро машинобудування
ім. О.О.Морозова, м. Харків,
заступник головного конструктора

Провідна установа: Інститут проблем машинобудування ім. А.М.Підгорного
НАН України, м. Харків

Захист відбудеться 21 вересня 2006 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.64.050.11 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

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

Автореферат розісланий 11 серпня 2006 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Необхідність створення конкурентоспроможних на світовому ринку машин і устаткування диктує потребу в підвищенні технічного рівня машинобудівних гідроагрегатів, оскільки вони є одним з найефективніших засобів автоматизації машин і механізмів для літальних апаратів, мобільної наземної, річкової і морської техніки. Розглядається наукова проблема підвищення ефективності роботи автономного рульового гідроагрегата шляхом раціонального вибору його параметрів. Гідравлічний агрегат, що працює за об'ємним принципом має широке розповсюдження практично у всіх областях машинобудування. Головна причина - висока енерговіддача при мінімальних габаритах. У гідроагрегаті з дросельним принципом регулювання напрямку і величини потоку робочої рідини відбувається за рахунок дроселювання прохідних перетинів. Разом з певними перевагами (простота конструкції, надійність) такий гідроагрегат має істотний недолік: низький ККД, обумовлений самим принципом дросельного регулювання, оскільки в процесі дроселювання неминучі втрати енергії з виділенням тепла. У гідроагрегатах дросельного управління з насосом постійної продуктивності і переливним клапаном ККД складає звичайно не більш 30%, з насосом регульованої продуктивності - до 60%, тоді як в гідросистемах об'ємного управління при максимальних значеннях кінематичних і навантажувальних параметрів ККД всього агрегату, включаючи насос, складає близько 80%. В даний час спостерігаються наступні тенденції у галузі використання гідроагрегату:

- підвищення потужності пристроїв, в яких застосовується гідроагрегат і, відповідно, підвищення потужності гідроагрегату;
- збільшення кількості одиниць гідроагрегатів, встановлюваних у виробках;
- прагнення до полегшення джерел гідравлічної енергії.

Особливо слід зазначити істотне зростання останнім часом вартості енергоносіїв і обмеженість енергоресурсів.

Враховуючи відмічені вище факти, особливу актуальність набуває проблема підвищення ККД гідроагрегату, а, отже, зниження споживання енергії і зменшення встановленої потужності приводних двигунів, що забезпечують роботу насосів гідроагрегату.

Основним і найрадикальнішим шляхом підвищення ККД гідроагрегату є використання об'ємного принципу регулювання, тобто регулювання за рахунок зміни робочого об'єму гідромашин, що передають енергію в гідроагрегаті.

В даний час гідроагрегати з об'ємним принципом регулювання використовуються в основному на середні і великі потужності (більше 10 кВт). Проте, надто значний клас гідроагрегатів має менші потужності. Це рульові гідроагрегати літальних апаратів, середніх кораблів і мобільного транспорту, верстатні гідросистеми,

гідроагрегати будівельних і дорожніх машин. Як правило, в цих галузях застосовується гідроагрегати з дросельним регулюванням.

Не дивлячись на менші встановлені потужності таких гідроагрегатів, проблема економії енергії для них надто важлива, оскільки їх кількість набагато перевищує кількість потужних гідроагрегатів. У зв'язку з цим доцільно вести роботи по впровадженню об'ємного гідроагрегату на ці потужності.

Конструкції об'ємного гідроагрегату досить різноманітні. Проте загальним елементом в них є допоміжна гідромеханічна система (регулюючий механізм), який забезпечує зміну робочого об'єму гідромашин. Ці регулюючі механізми вимагають додаткового джерела енергії, як правило гідравлічної. Природно, при цьому погіршується загальний ККД, оскільки витрати енергії на роботу регулюючого механізму складають до 15% від загальної потужності гідроагрегату, причому із зменшенням потужності гідроагрегату питома вага потужності регулюючого механізму росте. Якраз дана робота і присвячена вирішенню цієї актуальної проблеми.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ “ХП”, у відповідності до науково-дослідної тематики кафедри, а також національної програми України “Машини та технології майбутнього”, розділ 5 “Енергоресурси”, в якій передбачено створення нових або модернізація існуючих машин с метою зниження споживання палива, електроенергії, водних і інших енергоресурсів за рахунок удосконалювання конструкції, підвищення ККД, адаптації агрегатів до навантажень.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є дослідження автономного рульового гідроагрегату об'ємного регулювання підвищеної економічності і надійності в поєднанні з мінімальними габаритами.

Поставлена мета досягається за рахунок застосування прогресивних конструктивних рішень при раціональному виборі параметрів агрегату. Найважливішими рішеннями є наступні:

- розробка нових методів моделювання параметрів робочого процесу в порожнинах об'ємного гідроагрегату;
- встановлення залежностей для аналітичного розрахунку моменту на похилій шайбі аксіально-плунжерного насоса;
- застосування в якості регулюючого механізму потужного електромагніту, охопленого жорстким електричним зворотнім зв'язком за положенням ("пряме керування");
- інтегроване виконання всього гідроагрегату в одному герметичному моноблоці, що включає: насос регульованої продуктивності; електромагніт прямого керування; приводний електродвигун; компенсційно-підтискуючий пристрій; силовий гідроциліндр; давачі стану; запобіжні і зворотні клапани; електронний блок управління і контролю;

- здійснення безперервного контролю стану всіх елементів гідроагрегату за допомогою електронного блоку управління і контролю побудованого за принципом неповного модального управління.

Об'єкт дослідження - гідродинамічні перехідні процеси в автономному рульовому гідроагрегаті.

Предмет дослідження – функціональна залежність ефективності роботи автономного рульового гідроагрегату від його параметрів

Методи дослідження. Основними методами дослідження були: системний аналіз, методи теорії та практики створення гідроагрегатів об'ємного та дросельного управління, методи теорії механізмів і машин, оптимального управління, теорії і практики математичного моделювання гідромеханічних систем, що включають: аналіз раніш розроблених схем і їх моделей, засобів динамічного корегування, аналіз особливостей об'єкту зі змінними параметрами стосовно до автономного гідроагрегату. Перевірка ефективності розробленої структури вузла управління насосом на характерних режимах роботи автономного агрегату вироблена шляхом математичного моделювання перехідних процесів на нелінійній математичній моделі, що враховує змінність інерційного навантаження і гідравлічної жорсткості гідросистеми, динамічна взаємодія елементів механізму управління.

На підставі проведених робіт представляється можливим використання гідроагрегату з об'ємним регулюванням на потужності до 10 кВт з прийнятними показниками економічності і надійності в різних областях: рульові авіаційні і ракетні системи; рульові системи судів; рульові і силові агрегати мобільних машин; системи управління промислових роботів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

- уперше встановлено такі режимні характеристики роботи об'ємного гідроагрегата, при яких його динамічна жорсткість виявляється не нижче, ніж у дросельного гідроагрегата;

- розкрита нова закономірність протікання робочого процесу в гідроциліндрі при розривній течії з утворенням парогазових порожнин з урахуванням залежності модуля пружності робочої рідини від тиску при наявності газоповітряної фази;

- уперше отримано аналітичний вираз для визначення моменту на похилій шайбі аксіально-плунжерного насоса при малих кутах відхилення і при відсутності навантаження на насосі;

- уперше встановлено вплив додаткових зворотних зв'язків за положенням і за кутовою швидкістю ротора електромеханічного перетворювача на динаміку рульового гідроагрегата;

- удосконалена нелінійна математична модель системи автономного рульового гідроагрегата за рахунок одночасного врахування сухого тертя і люфтів;

Практичне значення одержаних результатів. Практична цінність роботи полягає в розробці на основі теоретичних досліджень:

- методики розробки нелінійної математичної моделі автономного рульового гідроагрегату;

- методики дослідження динамічних процесів в системі "рульова поверхня - гідроагрегат" автономного гідроагрегату при певних управляючих і збурюючих діях без корекції і з корекцією схеми гідроагрегату;

- рекомендацій, що дозволяють реалізувати в гідроагрегатах робочих органів ряду машин (рульові авіаційні і ракетні системи; рульові системи судів; рульові і силові приводи мобільних машин; системи управління промислових роботів і ін.) підвищення ефективності їх роботи при використуванні насосів з об'ємним управлінням.

Результати дисертації можуть бути використані при модернізації систем управління насосів, що серійно випускаються, з дистанційним пропорційним керуванням і різного типу мобільних машин, а також в навчальному процесі в дисциплінах "Об'ємні гідропневмомашини", "Теорія автоматичного керування і динаміка гідропневмосистем" та "САПР гідропневмосистем".

Особистий внесок здобувача. Результати досліджень, які винесені на захист, отримані здобувачем самостійно. Постановка проблеми і задач, їх аналіз виконано спільно з науковим керівником.

Особисто здобувачем:

- розроблена нелінійна математична модель функціонування гідроагрегату з високим ступенем адекватності;

- розроблена нелінійна математична модель робочого процесу в гідроциліндрі з урахуванням наявності газоповітряної фази в робочій рідині, а також можливого розриву течії при дроселюванні на вході в порожнину низького тиску гідроциліндра;

- виконані чисельні розрахунки на ЕОМ, в результаті яких визначена динамічна жорсткість гідроциліндра (без урахування пружних деформацій стінок) залежно від різних параметрів в діапазоні частот 10...200 Гц.

- досліджені шляхи поліпшення динамічних характеристик об'ємного гідроагрегату. На базі нелінійної математичної моделі електромеханічного перетворювача одержані оптимальні параметри контуру замикання з урахуванням додаткового зворотного зв'язку по кутовій швидкості ротора. Доведено, що динамічні характеристики гідроагрегату при цьому підвищуються. Пропонована структура замикання дозволила істотно (приблизно у 80 разів) збільшити жорсткість по навантаженню і забезпечити необхідну точність управління насосом.

Апробація результатів дисертації. Загальні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися на наукових конференціях і семінарах, у тому числі на: ІХ

– XI Міжнародних науково-практичних конференціях MicroCAD-2003, MicroCAD-2004, MicroCAD-2005 (Харків 2003 – 2005), VII – IX Міжнародних науково-технічних конференціях “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” (Черкаси-2003, Київ-2004, Краматорськ-2005), Міжнародній науково-технічній конференції “Промислова гідравліка і пневматика”, присвяченій 100-річчю з дня народження проф. Т. М. Башти (Київ, 2004). У повному обсязі результати дисертаційної роботи були представлені на науково-технічному семінарі кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ “ХП”.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано сім статей в спеціалізованих виданнях, затверджених переліком ВАК України (3 статей в збірниках наукових праць, 4 статті в наукових журналах).

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних літературних джерел і 3 додатків. Повний обсяг дисертації складає 143 сторінок машинописного тексту, з них 48 рисунків за текстом, 4 рисунків на 3 сторінках, 5 таблиць за текстом, 3 додатків на 7 сторінках, 122 найменування літературних джерел на 11 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність дослідження ефективності автономного рульового гідроагрегата, сформульована мета роботи, наукова проблема і задачі, що її складають, визначені загальні положення, що мають наукову новизну та практичну цінність.

У **першому розділі** дисертаційної роботи виконаний аналіз сучасного стану досліджуваної проблеми, наведений огляд літературних джерел по темі роботи. Розглянуті тенденції застосування об'ємного гідроагрегату в різних галузях; наведені дані про математичні моделі процесів управління, руху механізмів, динаміки гідроагрегатів і гідросистем. Розглянуті методи динамічної корекції. Наведені відомості про роботи, присвячені дослідженню стійкості, демпфування і динамічної корекції гідроагрегатів. Наведений огляд теоретичних робіт по напрямках дослідження, наведений аналіз невирішених проблем.

Вирішенню окремих із перерахованих задач присвячені роботи вчених: Авруніна Г.А., Башти Т.М., Прокоф'єва В. М., Гамініна М. С., Хохлова В. А., Лещенко В. А., Черкашенко М.В., Лур'є З.Я., Навроцького К.Л., Попова Д. М., Казмиренко В.Ф., Рабиновича М. І., Коробочкина Б. Л., С. А. Єрмакова, Струтинського В. Б., Зайончковського Г.І. і ін.

На основі проведеного літературного огляду теоретичних і експериментальних робіт сформульовані мета і задачі дослідження.

У другому розділі дане аналітичне дослідження і аналіз характеристик гідроагрегату об'ємного регулювання на основі нелінійної математичної моделі. Розглянуті особливості конструкції автономного гідроагрегату, побудована нелінійна математична модель автономного рульового гідроагрегату. Виконаний аналіз досліджень, проведених на нелінійній математичній моделі гідроагрегату і встановлена її адекватність реальним процесам. У заключенні другого розділу розглянуті шляхи підвищення динамічних характеристик гідроагрегату об'ємного регулювання і проведений аналіз одержаних результатів.

На рис. 1 наведена структурна схема автономного гідроагрегату об'ємного регулювання. Математична модель електромеханічного перетворювача (ЕМП) основана на традиційних рівняннях електричної машини.

Рівняння руху ротора ЕМП:

$$J_p \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M - M_H; \quad (1)$$

де: J_p - сумарний момент інерції ротора ЕМП і похилої шайби насоса;
 φ - кут повороту ротора ЕМП;
 M_H - момент сил опору (сили тертя, реакція похилої шайби насоса);
 M - момент електромагнітний.

$$M = B \cdot i \cdot l \cdot W \cdot K_{ск} \cdot R = K_M \cdot i; \quad (2)$$

де: B - магнітна індукція постійних магнітів;
 i - струм в обмотках електромагніту;
 l - довжина магнітів;

Рис. 1 – Структурна схема автономного гідроагрегату.

W - число активних провідників;
 $K_{ск}$ - коефіцієнт, що враховує скіс пазів обмоток;
 R - радіус ротора.

Рівняння електричної частини:

$$L \frac{di}{dt} + r \cdot i = \left(U \cdot k_1 - k_{oc,\varphi} \cdot \varphi - k_{v\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \right) \cdot k_y - e; \quad (3)$$

де: L - індуктивність обмоток;
 r - активний опір обмоток;
 k_y - коефіцієнт посилення підсилювача потужності;
 k_1 - коефіцієнт посилення попереднього підсилювача;
 k_{oc} - коефіцієнт зворотного зв'язку по положенню ротора ЕМП;
 k_v - коефіцієнт зворотного зв'язку по кутовій швидкості ротора ЕМП;
 e - проти-ЕРС;

$$e = B \cdot l \cdot W \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot R = k_e \cdot \frac{d\varphi}{dt}; \quad (4)$$

де: $k_e = B \cdot l \cdot W \cdot R$.

Слід зазначити, що необхідність введення зворотного зв'язку по кутовій швидкості ротора визначається тим, що при замиканні контура ЕМП тільки по куту не вдається одержати необхідну жорсткість механічної характеристики та якість переходного процесу.

В результаті дослідження нелінійної математичної моделі ЕМП отримані оптимальні параметри контура замикання з урахуванням додаткового зворотного зв'язку по кутовій швидкості ротора. Встановлено, що при коефіцієнті посилення 130 В/В і коефіцієнті зворотного зв'язку по кутовій швидкості ротора $k_{vц} = 0,05$ В/(рад/с), можуть бути досягнуті необхідна жорсткість і частотні характеристики певної якості.

Математична модель гідромеханічної частини агрегату складена за розрахунковою схемою наведеною на рис.2.

Рівняння руху поршня:

$$m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 Y_{\Pi}}{dt^2} = S_{\Pi} (p_1 - p_2) - C_k \dot{Y}_{\Pi} - Y_H - b_{\Pi} \left(\frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{Ц}}{dt} \right) - F_{ТРП}; \quad (5)$$

де: m_{Π} - маса поршня ;

S_{Π} - робоча площа поршня;

p_1, p_2 - тиск в порожнинах гідроциліндра;

b_{Π} - коефіцієнт в'язкого тертя поршня в гідроциліндрі;

C_k - жорсткість силової проводки від поршня до інерційного навантаження;

Y_H - координата переміщення навантаження;

$F_{ТРП}$ - сила сухого тертя ущільнень поршня в гідроциліндрі.

$$F_{ТРП} = \begin{cases} F_{ТРП}^0 \operatorname{sign} \left(\frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{Ц}}{dt} \right) & \text{при } \frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{Ц}}{dt} > 0; \\ F_{ДВ} & \text{при } \frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{Ц}}{dt} = 0, |F_{ДВ}| < F_{ТРП}^0; \\ F_{ТРП}^0 \operatorname{sign} \left(\frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{Ц}}{dt} \right) & \text{при } \frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{Ц}}{dt} = 0, |F_{ДВ}| > F_{ТРП}^0; \end{cases}$$

де: $F_{ТРП}^0$ - модуль сили сухого тертя ущільнень поршня в гідроциліндрі;

$F_{ДВ}$ - рушійна (активна) сила, діюча на поршень ГЦ;

$$F_{ДВ} = -m_{\Pi} \frac{d^2 Y_{\Pi}}{dt^2} + S_{\Pi} (p_1 - p_2) - C_k \dot{Y}_{\Pi} - Y_H - b_{\Pi} \left(\frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{Ц}}{dt} \right);$$

Рівняння руху гідроциліндра:

$$m_{\Pi} \frac{d^2 Y_{\Pi}}{dt^2} = -C_{\text{осн}} \cdot Y_{\Pi} - S_{\Pi} (P_1 - P_2) - b_{\Pi} \frac{dY_{\Pi}}{dt} + F_{\text{ТПП}}; \quad (6)$$

де: m_{Π} - маса гідроциліндра;
 b_{Π} - коефіцієнт в'язкого тертя в опорі;
 Y_{Π} - координата переміщення гідроциліндра;
 $C_{\text{осн}}$ - жорсткість основи гідроциліндра.

Рівняння витрат в порожнині 1:

$$C_{\Gamma} P_1 \frac{dP_1}{dt} = -k_{\text{пер}} (P_1 - P_2) - S_{\Pi} \left(\frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{\Pi}}{dt} \right) - k_{\text{ут}} (P_1 - P_{\Pi}) + Q_{\text{нас}} + Q_{\text{кл1}}; \quad (7)$$

де: $C_{\Gamma}(P_1)$ - гідравлічна місткість порожнини 1;
 $k_{\text{пер}}$ - коефіцієнт перетоків;
 $k_{\text{ут}}$ - коефіцієнт витоків по насосу;
 $Q_{\text{нас}}$ - нелінійна функція, що описує подачу насоса;

$$C_{\Gamma} P_1 = \frac{V_1}{E(P_1)}; \quad (8)$$

де: V_1 - об'єм першої порожнини гідроциліндра;

$E(P_1)$ - модуль пружності робочої рідини з урахуванням наявності газоповітряної фази:

$$E(P_1) = E_a \frac{1 - \frac{P_1 - P_0}{E_a} + \varepsilon \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \frac{P_1 - P_0}{E_a} + \varepsilon \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{E_a}{n P_1}}; \quad (9)$$

де: E_a - середній адіабатичний модуль пружності робочої рідини в інтервалі тиску від P_0 до P_1 ;

p_0 - атмосферний тиск ;

n - показник політропи;

$$\varepsilon = \frac{V_{1\text{ов}}}{V_{1\text{ож}}} - \text{відносний вміст газоповітряної фази};$$

$V_{1\text{ов}}$, $V_{1\text{ож}}$ - об'єми відповідно газоповітряної фази і рідини в першій порожнині за нормальних умов.

$$Q_{\text{нас}} = \begin{cases} 0 & \text{при } |\varphi| \leq \delta; \\ k (\varphi - \delta) & \text{при } \varphi > \delta; \\ k (\varphi + \delta) & \text{при } \varphi < -\delta; \end{cases}$$

де: d - зона нечутливості;
 k - коефіцієнт подачі насоса.

$Q_{\text{кпл}}$ - витрата через підживлюючий клапан.

$$Q_{\text{кпл}} = \begin{cases} 0 & \text{при } P_1 \geq P_n; \\ G_{\text{п}} \cdot \sqrt{P_{\text{п}} - P_1} & \text{при } P_1 < P_n; \end{cases}$$

де $G_{\text{п}}$ - провідність зворотного клапана;
 $P_{\text{п}}$ - тиск в баку (тиск підживлення).

Рівняння витрат в порожнині 2:

$$C_{\Gamma} P_2 \frac{dP_2}{dt} = -k_{\text{пер}} P_1 - P_2 - S_{\text{п}} \left(\frac{dY_{\text{п}}}{dt} - \frac{dY_{\text{ц}}}{dt} \right) - k_{\text{ут}} P_2 - P_{\text{п}} + Q_{\text{нас}} + Q_{\text{кп2}}; \quad (10)$$

де: $C_{\Gamma}(P_2)$ - гідравлічна місткість порожнини 2;

$$C_{\Gamma} P_2 = \frac{V_2}{E(P_2)};$$

де: V_2 - об'єм другої порожнини гідроциліндра;

$E(P_2)$ - модуль пружності робочої рідини з урахуванням наявності газоповітряної фази:

$$E(P_2) = E_a \frac{1 - \frac{P_2 - P_0}{E_a} + \varepsilon \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \frac{P_2 - P_0}{E_a} + \varepsilon \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{E_a}{nP_2}}; \quad (11)$$

При складанні рівнянь балансу витрат в порожнинах об'ємного гідроагрегату враховувалася наступна обставина. Як правило, при роботі агрегату тиск в одній з порожнин мінімальний (відповідає тиску підживлення в баку), при цьому в динамічних процесах можливо зниження тиску нижче за тиск паротворення робочої рідини з утворенням вакуумних порожнин. У зв'язку з можливим зниженням динамічної жорсткості гідроциліндра пропонується рівняння балансу витрат (7) і (10) доповнювати наступними співвідношеннями:

$$\text{а) якщо } P_1 \leq P_s \text{ або } V_{\text{В1}} < 0, \quad (12)$$

$$\text{то } \begin{cases} P_1 = P; \\ V_1 = \int_{t_{01}}^t Q_{P1} \cdot dt; \end{cases} \quad (13)$$

$$\text{б) якщо } P_2 \leq P_s \text{ або } V_{\text{В2}} < 0, \quad (14)$$

$$\text{то} \quad \begin{cases} P_2 = P_s; \\ V_2 = \int_{t_{02}}^t Q_{P2} \cdot dt; \end{cases} \quad (15)$$

де: P_s - тиск паротворення робочої рідини;

V_{B1}, V_{B2} - об'єми парогазових порожнин в гідроциліндрі (прийняті негативними);

t_{01}, t_{02} - час початку утворення парогазових порожнин (тобто моменти початку виконання умов (12) і (14));

t - поточний час;

Q_{P1}, Q_{P2} - миттєві значення "бракуючої" витрати у відповідних порожнинах.

Умови (12) і (14) перевіряються на кожному кроці чисельної інтеграції i , у разі їх виконання, замість рівнянь (7) і (10) використовуються співвідношення (13) і (15) відповідно. При цьому Q_{P1} і Q_{P2} визначаються з рівнянь (7) і (10) в припущенні

$$\frac{dP_1}{dt} = 0 \text{ або } \frac{dP_2}{dt} = 0 :$$

$$Q_{P1} = -k_{\text{пер}} (P_1 - P_2) S_{\Pi} \left(\frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{\Pi}}{dt} \right) - k_{\text{УТ}} (P_1 - P_{\Pi}) + Q_{\text{нас}} + Q_{\text{кл1}};$$

$$Q_{P2} = k_{\text{пер}} (P_1 - P_2) S_{\Pi} \left(\frac{dY_{\Pi}}{dt} - \frac{dY_{\Pi}}{dt} \right) - k_{\text{УТ}} (P_2 - P_{\Pi}) - Q_{\text{нас}} + Q_{\text{кл2}};$$

При використуванні співвідношень (13) і (15) не враховується зміна тиску в паровій порожнині. Проте, зважаючи на нетривалість розривних явищ і незначності абсолютної величини тиску пари робочої рідини, таке спрощення не спотворює загальної картини робочого процесу в гідроциліндрі.

Рівняння руху навантаження:

$$m_H \cdot \frac{d^2 Y_H}{dt^2} = C_k (Y_{\Pi} - Y_H) - b \frac{dY_H}{dt} - F_{\text{ТРН}} - F_H; \quad (16)$$

де: m_H - приведенне до осі гідроциліндра значення інерційного навантаження;

F_H - сила зовнішнього навантаження;

b - коефіцієнт в'язкого тертя в навантаженні;

$F_{\text{ТРН}}$ - сила сухого тертя в навантаженні.

$$F_{\text{ТРН}} = \begin{cases} F_{\text{ТРН}}^0 \text{sign} \left(\frac{dY_H}{dt} \right) & \text{при } \frac{dY_H}{dt} > 0; \\ F_{\text{ДВН}} & \text{при } \frac{dY_H}{dt} = 0, ; |F_{\text{ДВН}}| < F_{\text{ТРН}}^0 \\ F_{\text{ТРН}}^0 \text{sign} \left(\frac{dY_H}{dt} \right) & \text{при } \frac{dY_H}{dt} = 0, ; |F_{\text{ДВН}}| > F_{\text{ТРН}}^0 \end{cases}$$

де: $F_{\text{ТРН}}^0$ - модуль сили сухого тертя в навантаженні;

$F_{\text{ДВН}}$ - рушійна (активна) сила, діюча в навантаженні;

$$F_{\text{ДВН}} = -m_{\text{П}} \frac{d^2 Y_{\text{Н}}}{dt^2} + C_{\text{К}} (Y_{\text{П}} - Y_{\text{Н}}) - b \frac{dY_{\text{Н}}}{dt} - F_{\text{Н}}.$$

За системою рівнянь проведено чисельне моделювання. При цьому використовувалися відомі програми рішення систем диференціальних рівнянь.

Нижче наводяться результати моделювання, одержані для основних режимів зовнішніх дій, а саме: перехідні процеси на ступінчатий вхідний сигнал різної величини (рис.3); логарифмічні амплітудна і фазова частотні характеристики розімкненого контура при різних амплітудах вхідного сигналу.

Амплітудна і фазова частотні характеристики в розімкненому контурі не мають явно виражених піків і провалів по амплітуді, проте має місце “розшарування” залежно від величини вхідного сигналу. Цей факт врахований при визначенні критичної добротності, і коефіцієнт посилення розімкненого контура визначався по гіршому значенню амплітуди, визначеної при фазі -180° , що забезпечило запас по амплітуді -6 дБ і 35° по фазі у всьому діапазоні величини робочих сигналів.

У третьому розділі розглядеться проблема динамічної жорсткості гідроагрегату і шляхи поліпшення його динамічних характеристик.

Значення динамічної жорсткості розраховувалося як відношення амплітуди синусоїдальної силової дії, прикладеної до штока, до амплітуди переміщення штока (у замкнутому контурі). Істотним моментом є досить сильна залежність динамічної жорсткості від тиску в баку. Така залежність пояснюється наявністю нерозчиненого повітря в рідині і відповідним зниженням об'ємного модуля пружності останньої. Загалом прийнятне значення динамічної жорсткості (на рівні 10000 кН/м) набуває практично для всіх значень тиску в баку, причому розраховувався і крайній випадок, коли відбулася розгерметизація газової порожнини бака і тиск знижується до атмосферного. Деякі дослідники, проводячи порівняння динамічних характеристик об'ємного і дросельного гідроагрегату, відзначають нижчу жорсткість “гидравлічної пружини” об'ємного гідроагрегату. Пояснюючи цей ефект тим, що в об'ємному гідроагрегаті працює на протидію навантаженню тільки одна порожнина, оскільки в іншій порожнині в цей час тиск відсутній і вона не бере участь в створенні зусилля. В той же час при роботі дросельного гідроагрегату, такий ефект не спостерігається, оскільки навіть за відсутності навантаження на поршні, тиск в порожнинах гідроциліндра має місце, і він, як правило, рівний половині від тиску нагнітання насоса. Таким чином, при збільшенні тиску в одній порожнині, тиск в іншій зменшується на таку ж величину, підвищуючи тим самим перепад на поршні. У різних джерелах приводяться аналітичні викладення, підтверджуючі описане явище і робиться висновок про те, що за інших рівних умов, жорсткість об'ємного гідроагрегату в 2 рази

нижча, ніж у дросельного.

Проте дисертантом проведені дослідження, що показують, що таке твердження не може сприйматися однозначно і мають місце режими роботи гідроагрегату, коли жорсткість гідравлічної пружини гідроциліндра у об'ємного гідроагрегату така ж, або всього лише ненабагато нижче, ніж у дросельного, причому ступінь зниження жорсткості незначний і залежить від наявності нерозчиненої повітряної фази в робочій рідині.

Найприйнятнішим шляхом підвищення динамічних характеристик для рульового гідроагрегату представляється організація додаткових зворотних зв'язків по координатах стану агрегату. Застосоване так зване часткове модальне управління, з використанням частини координат стану. Як спостережувану координату можна використовувати сигнал з тахогенератора ЕМП (відповідає швидкості переміщення похилої шайби насоса), що використовується для стабілізації контура ЕМП. Відомо, також, що позитивний вплив на динаміку робить зворотний зв'язок по швидкості поршня силового гідроциліндра. Таким чином, представляється доцільним розглянути вплив цих координат на динаміку приводу. Хоча швидкість поршня силового гідроциліндра в явному вигляді в існуючій структурі одержати не можна, проте, використовуючи сигнал з датчика зворотного зв'язку по положенню поршня силового гідроциліндра, шляхом його диференціювання можна одержати швидкість. Здійснення одноразового диференціювання не представляє технічної складності, і може бути порівняно легко реалізовано за наявності відповідних фільтрів високих частот.

В процесі аналізу були виконані оптимізаційні розрахунки і отримані значення коефіцієнтів зворотних зв'язків по швидкості поршня силового гідроциліндра і швидкості переміщення похилої шайби насоса .

Для визначення характеру впливу коефіцієнтів зворотних зв'язків були складені дві цільові функції, характеризуючі основні параметри перехідного процесу.

Перша цільова функція - інтегральний критерій якості:

$$I_{KP} = k \int_0^T (V - V_0)^2 t dt;$$

- де: k - коефіцієнт пропорційності;
T - час інтеграції;
V - миттєве значення швидкості поршня;
V₀ - стале значення швидкості поршня
t - поточний час;

Друга цільова функція - час першого досягнення заданої величини переміщення поршня силового гідроциліндра - t_{пп}.

Обидві цільові функції обчислюються безперервно в процесі моделювання і автоматично фіксуються після закінчення рахунку перехідного процесу.

Як видно на рис. 4, форма поверхні, що відображає поведінку інтегрального критерію якості $I_{кр}$, має яскраво виражену "улоговину", відповідну мінімальним значенням $I_{кр}$ (тобто областям стійкої роботи), а також "плато", відповідні великим значенням $I_{кр}$, тобто областям автоколивального режиму.

Рис. 4 – Поверхня цільової функції – інтегрального критерію якості.

Друга цільова функція $t_{пп}$, має пологішу поверхню, зростаючи до області великих позитивних $k_{вр}$ і $k_{вб}$. Цей факт легко з'ясовний, оскільки обидва зворотні зв'язки мають демпфуючий характер, що збільшує тривалість перехідного процесу.

Перехідний процес також істотно покращав: постійна часу зменшилася з 0,06 до 0,03 сек при прийнятній якості перехідного процесу.

Таким чином, можна говорити про те, що одержана структурна корекція контура управління забезпечує істотне поліпшення динамічних характеристик, при відносній простоті її алгоритмічної реалізації. Чисельні значення коефіцієнтів зворотних зв'язків повинні підбиратися у кожному окремому випадку на підставі попереднього аналізу математичної моделі гідроагрегату.

Четвертий розділ присвячений аналізу чинників впливу на зусилля перестановки похилої шайби аксіально-плунжерного насоса. У ньому вивчені особливості роботи регульованого насоса у складі об'ємного гідроагрегату, одержані аналітичні залежності і проведено дослідження кінематичних і силових характеристик поворотного механізму. Отримані розрахункові залежності дозволили встановити чисельні значення силових параметрів механізму управління.

Визначення зусиль на похилій шайбі насоса представляють важливу задачу при проектуванні гідроагрегату, оскільки від правильності розрахунку залежить вибір приводного механізму для переміщення похилої шайби.

Особливістю роботи насоса у складі слідкуючого об'ємного гідроагрегату є те, що основний час насос навантажений незначним тиском і при цьому похила шайба знаходиться поблизу нульового положення. Автором проведений аналіз залежностей з відомих літературних джерел за наступних умов: тиск в порожнині нагнітання малий; кут відхилення похилої шайби не перевищує 5...8 град.; вісь повороту похилої шайби співпадає з віссю обертання блоку циліндрів; вісь центрів сфер перетинає вісь повороту похилої шайби; розподільний золотник симетричний щодо площини, перпендикулярної опорної площини похилої шайби.

В результаті аналізу одержані розрахункові зусилля, близькі до нуля. Проте, досвід експлуатації показує, що в цих умовах також має місце силова дія з боку похилої шайби. Причому його величина може бути сумарною із зусиллями, що мають місце при навантаженні від зусиль тиску і інерційних зусиль плунжерів. Для пояснення цього ефекту проведено аналітичне дослідження кінематичних характеристик механізму похилої шайби насоса.

П'ятий розділ присвячений експериментальному дослідженню силових характеристик поворотного механізму аксіально- плунжерного насоса змінної продуктивності. Розроблена схема випробувальної установки, вибрані методи проведення випробувань і вимірювань, а також обробки результатів. Описана конструкція випробовуваного насоса. Проведене експериментальне визначення характеристик аксіально-плунжерного насоса і експериментальне визначення зусилля на похилій шайбі аксіально-плунжерного насоса (рис.5). Автором показано, що має місце істотна нелінійна дія з боку гойдаючого вузла на похилу шайбу аксіально-плунжерного насоса при високих частотах обертання, при цьому розрахункове значення цієї дії добре узгоджується з результатами експерименту.

Рис. 5 - Момент на похилій шайбі насоса (експеримент).

У **додатках** приведені варіанти конструкції автономного рульового гідроагрегату з управлінням положенням похилої шайби і тексти програм рішення досліджуваних задач.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-практичної задачі дослідження шляхів підвищення ефективності автономного рульового гідроагрегату на базі розробки його більш повної математичної моделі. Основні результати і висновки дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. Виконаний аналіз літературних джерел, присвячених конструкціям і математичним моделям комплексу гідропристроїв і системи керування гідроагрегатом в цілому, з'ясування неврахованих факторів дозволили розробити більш повну нелінійну математичну модель.

2. Запропонована математична модель і відповідна до неї структурно-функціональна схема вирішення поставленої наукової проблеми в пакеті імітаційного моделювання, дозволяє досліджувати динамічні характеристики комплексу гідропристроїв системи управління гідроагрегатом при різноманітних законах керування.

3. Знайдена можливість безпосереднього керування похилою шайбою регульованого насоса за допомогою електромеханічного перетворювача, проте необхідно передбачити заходи щодо досягнення необхідної жорсткості механічної характеристики такого перетворювача і стійкості його контура управління.

4. Встановлено, що характеристики замкнутого і розімкненого контурів гідроагрегату, який розглядається в даній роботі, з об'ємним регулюванням в цілому задовольняють вимогам, що пред'являються до слідкуючих систем керування.

5. Зона нечутливості в замкнутому контурі складає декілька сотих відсотка, що цілком забезпечує вимоги до точності гідроагрегатів для мобільних машин.

6. В дослідженому варіанті автономного гідроагрегату стала часу перехідного процесу в складає 0,08 ... 0,1 секунди, що дозволяє використовувати такий агрегат в

контурі керування рульових механізмів.

7. Проведені дослідження показують, що амплітудні і фазові частотні характеристики замкнутого контура залежать від амплітуди вхідного сигналу, що пояснюється насиченням по продуктивності насоса і тертям в елементах приводу.

8. Динамічна жорсткість гідроагрегату в замкнутому контурі залежить як від величини збурюючого зусилля, так і від тиску в корпусі. Збільшення збурюючого зусилля приводить до збільшення динамічної жорсткості. Збільшення тиску в корпусі гідроагрегату так само приводить до збільшення динамічної жорсткості.

9. Запропоновано істотне поліпшення динамічних характеристик гідроагрегату за рахунок організації порівняно нескладного контура керування, побудованого за принципом неповного модального управління.

10. Проведені аналітичні дослідження показали, що поблизу нульового положення похилої шайби навіть за відсутності тиску в лінії нагнітання, має місце досить істотна дія з боку плунжерів на похилу шайбу аксіально-плунжерного насоса. Відмічений ефект має істотне значення для малих насосів, що працюють при великих частотах обертання, і зменшується із зростанням габаритів насоса. Наявність великого градієнта зміни моменту поблизу нульового положення похилої шайби викликає необхідність використання приводного механізму, що має достатню статичну і динамічну жорсткістю моментної характеристики. Одержані розрахункові залежності дозволяють набути чисельні значення силових параметрів механізму керування.

11. Виконані тестові дослідження математичної моделі комплексу гідроприсроїв шляхом порівняння розрахункових динамічних характеристик з реальними, отриманими при експерименті. Показано, що має місце істотна нелінійна дія з боку гойдаючого вузла на похилу шайбу аксіально-плунжерного насоса при високих частотах обертання. Розрахункове значення цієї дії добре узгоджується з результатами експерименту.

12. Підвищення ефективності функціонування системи досягнуто шляхом оптимізації значень коефіцієнтів настройки каналів за критерієм відносної інтегральної квадратичної оцінки.

13. Обґрунтовано введення гнучких зворотних зв'язків за швидкістю переміщення золотника гідророзподільника і швидкістю руху штоку сервомотора, які підвищують стійкість комплексу гідроприсроїв і поліпшують його динамічні характеристики.

14. Отримана аналітична залежність зусиль, що виникають на похилій шайбі аксіально-плунжерного насоса, причому аналізу піддається також режим малого тиску нагнітання. Цей режим важливий при роботі слідкуючого гідроагрегату об'ємно-регулювання, оскільки значну частину часу похила шайба знаходиться поблизу нульових кутів відхилення при невеликому тиску нагнітання;

15. Основні наукові положення і результати роботи, викладені в дисертаційній роботі мають практичну значимість при проектуванні, а також в навчальному процесі у дисциплінах "Об'ємні гідропневмомашини", "Теорія автоматичного керування і динаміка гідропневмосистем" і "САПР гідропневмосистем" (НТУ "ХП"). Результати роботи можуть бути передані до промислових підприємств і використані у відповідності до планів виробництва.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Гладкий П.М., Тайсир Мохамад Нур Фахреддин. Нелинейная математическая модель контура управления электрогидравлического следящего привода системы регулирования паровой турбины // Вісник Сумського державного університету.- Суми, 2003.- Вип.13 (59). – С. 108 – 112. Здобувачем запропонована нелінійна математична модель електрогидравлічного слідкуючого привода.

2. Гладкий П.М., Тайсир Мохамад Нур Фахреддин. Динамика сервомотора регулирующих клапанов турбины Р-12-3,4/0,3 с учетом инерционности подвижных деталей механизмов парораспределения // Технологія і техніка друкарства.- К.: НТУУ „КПІ”, 2004.- Вип.2-3(4-5).– С. 81 – 84. Здобувачем запропонований алгоритм розрахунку сили опору, прикладеної до штоку сервомотора.

3. Гладкий П.М., Тайсир Мохамад Нур Фахреддин. Исследование динамических свойств электрогидравлического преобразователя в системе регулирования паровой турбины // Вісник Національного технічного університету „ХП”.- Х.: НТУ „ХП”, 2004.- Вип. 11.- С. 43 – 48. Здобувачем виконаний в пакеті імітаційного моделювання розрахунок і аналіз динамічних характеристик.

4. Гладкий П.М., Тайсир Мохамад Нур Фахреддин. Повышение динамических характеристик гидропривода объемного регулирования // Восточно-Европейский журнал передовых технологий- Х.: НТУ „ХП”, 2005.- Вип. 3/1(15).- С. 19 – 22. Здобувачем виконаний розрахунок динамічних характеристик гідропривода.

5. Гладкий П.М., Тайсир Мохамад Нур Фахреддин, Бурняшев А.В. Влияние газовой фазы рабочей жидкости на динамическую жесткость гидроцилиндра объемного гидропривода // Вестник Донбасской государственной машиностроительной академии.- Краматорск: ДГМА, 2005.- Вып. 1.- С. 172 – 177. Здобувачем виконаний в пакеті математичного імітаційного моделювання розрахунок і аналіз динамічних характеристик.

6. Тайсир Мохамад Нур Фахреддин. Анализ факторов влияния на усилия переастановки наклонной шайбы аксиально-поршневого насоса // Вісник Національного технічного університету „ХП”.- Х.: НТУ „ХП”, 2005.- Вип. 11.- С. 43 – 48.

7. Тайсир Мохамад Нур Фахреддин. Структурная коррекция контура управления объемного гидропривода // Вісник Національного технічного університету „ХП”.-

АНОТАЦІЇ

Тайсір Мохамад Нур Фахреддин. Підвищення ефективності автономного рульового гідроагрегату шляхом раціонального вибору його 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, 2006.

Дисертація присвячена теоретичним та експериментальним дослідженням, спрямованим на підвищення ефективності функціонування автономного рульового гідроагрегату. Розроблена математична модель функціонування гідроагрегату з високим ступенем адекватності, проведено аналітичне дослідження зусиль, що виникають на похилій шайбі аксіально-плунжерного насоса, причому аналізу піддається також режим малого тиску нагнітання. Виконані аналітичні дослідження, що дозволяють розрахувати силову дію похилої шайби при малому тиску з урахуванням сил тертя і люфтів в з'єднаннях поршневої групи. Отримана математична модель робочого процесу в гідроциліндрі з урахуванням наявності газоповітряної фази в робочій рідині, а також можливого розриву течії. Визначені основні характеристики і принципові схеми при удосконаленні гідроагрегату, вибрані перспективні схеми. Виконані чисельні розрахунки на ЕОМ, в результаті яких визначена динамічна жорсткість гідроциліндра залежно від різних параметрів в діапазоні частот 10...200 Гц.

Досліджені шляхи поліпшення динамічних характеристик автономного об'ємного гідроагрегату. На базі нелінійної математичної моделі електромеханічного перетворювача одержані оптимальні параметри контура замикання з урахуванням додаткового зворотного зв'язку по кутовій швидкості ротора. Доведено, що динамічні характеристики гідроагрегату при цьому підвищуються. Пропонована структура замикання дозволила істотно (приблизно у 80 разів) збільшити жорсткість по навантаженню і забезпечити необхідну точність управління насосом.

Результати роботи включено у навчальний процес до дисциплін: "Об'ємні гідропневмомашини", "Теорія автоматичного керування і динаміка гідропневмосистем" і "САПР гідропневмосистем".

Ключові слова: автономний гідроагрегат, електромеханічний перетворювач, насос, похила шайба, динамічні характеристики.

Тайсір Мохамад Нур Фахреддин. Повышение эффективности автономного рулевого гидроагрегата путем рационального выбора его 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, 2006.

Диссертация посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям, направленным на повышение эффективности функционирования автономного рулевого гидроагрегата. Разработана математическая модель функционирования гидроагрегата с высокой степенью адекватности. Проведено аналитическое исследование усилий, возникающих на наклонной шайбе аксиально-плунжерного насоса, причем анализу поддается также режим малого давления нагнетания. Этот режим важен при работе следящего гидроагрегата объемного регулирования, поскольку большую часть времени наклонная шайба находится вблизи нулевых углов отклонения при небольшом давлении нагнетания. Причем проведенные аналитические исследования показали, что вблизи нулевого положения наклонной шайбы даже при отсутствии давления в линии нагнетания, имеет место довольно существенное воздействие со стороны вращающихся плунжеров на наклонную шайбу аксиально-плунжерного насоса. Отмеченный эффект имеет существенное значение для малых насосов, работающих при больших частотах вращения, и уменьшается с ростом габаритов насоса. Наличие большого градиента изменения момента вблизи нулевого положения наклонной шайбы вызывает необходимость в использовании приводного механизма, обладающего достаточной статической и динамической жесткостью моментной характеристики. Полученные расчетные зависимости позволяют получить численные значения силовых параметров механизма управления.

Проведенные аналитические исследования позволяют рассчитать силовое воздействие наклонной шайбы при малом давлении с учетом сил трений и люфтов в соединениях поршневой группы.

Получена математическая модель рабочего процесса в гидроцилиндре с учетом наличия газовой фазы в рабочей жидкости, а также возможного разрыва течения. Существенным моментом является достаточно сильная зависимость динамической жесткости от давления в баке. Такая зависимость объясняется наличием нерастворенного воздуха в жидкости и соответствующим снижением объемного модуля упругости последней. В целом приемлемое значение динамической жесткости (на уровне 10000 кН/м) получено практически для всех значений давления в баке. Рассчитывался и крайний случай, когда составлялась разгерметизация газовой полости бака и давление снижается до атмосферного. Выполнены численные расчеты на ЭВМ, в результате которых определена динамическая жесткость гидроцилиндра (без учета упругих деформаций стенок) в зависимости от разных параметров в диапазоне частот 10...200 Гц. Динамическая жесткость привода в замкнутом контуре зависит как от величины возмущающего усилия, так и от давления в корпусе. Увеличение возмущающего усилия приводит к увеличению динамической жесткости. Увеличение давления в корпусе гидропривода также приводит к увеличению дина-

мической жесткости. Определены основные характеристики и принципиальные схемы при усовершенствовании гидроагрегата, выбраны перспективные схемы.

Доказано, что имеет место существенное нелинейное воздействие со стороны качающего узла на наклонную шайбу аксиально-плунжерного насоса при высоких частотах вращения. Расчетное значение этого воздействия хорошо согласуется с результатами эксперимента.

Исследованы пути улучшения динамических характеристик автономного объемного гидроагрегата. Показано, что существенное улучшение динамических характеристик гидропривода возможно за счет организации сравнительно несложного контура управления, построенного по принципу не полного модального управления.

На базе нелинейной математической модели электромеханического преобразователя получены оптимальные параметры контура замыкания с учетом дополнительной обратной связи по угловой скорости ротора. Показано, что динамические характеристики гидроагрегата при этом повышаются. Предлагаемая структура замыкания позволила существенно (приблизительно в 80 раз) увеличить жесткость по нагрузке и обеспечить необходимую точность управления насосом.

Результаты работы включены в учебный процесс по дисциплинам "Объемные гидропневмомашин", "Теория автоматического управления и динамика гидропневмосистем" и "САПР гидропневмосистем".

Ключевые слова: автономный гидроагрегат, электромеханический преобразователь, насос, наклонная шайба, динамические характеристики.

Taissir Mohamad Nour Fakhreddine. Increase of efficiency of autonomous steering hydrounit by the rational choice of his parameters. - Manuscript.

Thesis for of scientific degree of candidate of technical sciences on speciality 05.05.17 – Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic units.- National technical university "Kharkov polytechnic institute", Kharkov, 2006.

The thesis is devoted to the theoretical and experimental researches directed on the increase of efficiency of functioning of autonomous steering hydrounit. Developed mathematical model of functioning of hydrounit with the high degree of adequacy, analytical research of efforts which arise up on the sloping puck of axial-plunger pump is conducted, thus to the analysis the mode of small pressure of festering is added also. Executed analytical researches, that allow to expect power action of sloping puck at small pressure taking into account forces of frictions and backlashes in connections of piston group. Got mathematical model of working process in hydrocylindr taking into account the presence of gasair phase in a working liquid, and also possible break of flow. Certain basic descriptions and of principles charts at the improvement of hydrounit, chosen perspective charts. Executed numeral calculations on computer, as a result of which certain dynamic inflexibility of hy-

drocylindr depending on different parameters at the range frequencies 10...200 Hertz. Explored ways of improvement of dynamic descriptions of autonomous by volume hydrounit. On the base of nonlinear mathematical model of electromechanics transformer the got optimum parameters of contour of shorting taking into account the additional feed-back on angular speed of rotor. It is led to that dynamic descriptions of hydrounit rise here. The offered structure of shorting allowed substantially (approximately in 80 times) to multiply inflexibility on loading and provide necessary exactness of management by a pump.

Job performances are plugged in an educational process to disciplines: "Volumes hydropnewmomachins", "Theory of automatic control and dynamics of hydro-pnewmosystems" and "CAD of hydropnewmosystems".

Keywords: autonomous hydrounit, electromechanics transformer, pump, sloping puck, dynamic descriptions.

Підписано до друку 02.08.06 р. Формат 60x84¹/₁₆. Папір офсетний.

Друк ризографія. Гарнітура Times. Обсяг 0,9 авт. арк.

Наклад 100 прим. Замовлення № 695062

Надруковано в типографії ПП Ізрайлев Є.М.
Свідоцтво № 04058841 Ф0050331 від 21.03.2001 р.
61024, м. Харків, вул. Гуданова, 4/10.