

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

**ЦЕНТА ЄВГЕН МИКОЛАЙОВИЧ**



УДК 621.22

**ПОЛІПШЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОАГРЕГАТА  
НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТРАКТОРА ШЛЯХОМ СИНТЕЗУ  
КОРИГУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2013

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі гідравлічних машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Лур'є Зіновій Якович,**  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
професор кафедри гідравлічних машин

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Зайончковський Геннадій Йосипович,**  
Національний авіаційний університет, м. Київ,  
завідувач кафедри гідрогазових систем

кандидат технічних наук, доцент  
**Волошина Анжела Анатоліївна,**  
Таврійський державний агротехнологічний  
університет, м. Мелітополь,  
доцент кафедри мобільних енергетичних засобів

Захист відбудеться 14 листопада 2013 р. о 14:30 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

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

Автореферат розісланий «7» жовтня 2013 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю.О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** У світовій практиці чітко намітилася тенденція створення більш досконалих гідроагрегатів (ГА) навісного обладнання (НО) тракторів та інших мобільних машин, оснащених гідроапаратурою із пропорційним керуванням, вимірjuвальними перетворювачами переміщень рухомих елементів (золотників, плунжерів, штоків гідроциліндрів, робочих органів гідрофікованих машин), тягових зусиль. У якості пристроїв керування таких ГА використовуються мікропроцесори, програмовані контролери, ЕОМ. Це сприяє з одного боку передачі все більшого числа функцій керувальній електроніці, а з іншого створює умови для забезпечення зростаючих вимог до показників якості робочого процесу ГА. У свою чергу підвищується значимість розробки математичних моделей елементів і ГА в цілому, комп'ютерного моделювання та дослідження робочого процесу в них на стадії проектування. Теоретичні та експериментальні дослідження, присвячені математичному моделюванню ГА НО, мають низку проблемних питань і потребують подальшого удосконалення для оцінки показників якості робочих процесів. Тому дослідження робочого процесу ГА НО трактора і його поліпшення на основі розробленої нелінійної математичної моделі, багатопараметричної оптимізації та синтезу коригувальних пристроїв є актуальною задачею, яка визначила напрям дисертаційної роботи.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Дисертаційну роботу виконано на кафедрі гідравлічних машин НТУ «ХП». У дисертаційній роботі використовуються результати, отримані здобувачем при виконанні держбюджетної теми МОН України «Розробка комплексу математичних моделей, проточних частин гідропневмоагрегатів і визначення характерних особливостей робочого процесу» (ДР № 0106U001481).

**Мета і задачі дослідження.** Метою дослідження є поліпшення показників якості динамічних характеристик гідроагрегата навісного обладнання трактора на основі розробленої математичної моделі та синтезу коригувальних пристроїв.

Для досягнення поставленої мети вирішувались наступні задачі:

- аналіз науково-технічних джерел і постановка науково-практичної задачі;
- розробка вдосконалених математичних моделей робочих процесів гідро-пристроїв і гідроагрегата НО у цілому з урахуванням нелінійностей, стисливості та двофазності робочої рідини (РР), хвильових процесів у напірній магістралі, змінності навантаження та приведення його параметрів до осі виконавчого механізму та ін.;

- чисельні дослідження робочих процесів вузлів «електрогідравлічний перетворювач (ЕГП) – золотник гідророзподільника (ГР) із пропорційним керуванням»;

- дослідження робочого процесу і встановлення взаємозв'язків елементів гідроагрегата при підйомі навісного обладнання у режимі положення (зі зворотним зв'язком за положенням штока ГЦ) та оцінка ефективності зворотних зв'язків;

- синтез коригувальних пристроїв для поліпшення робочого процесу підйому НО на основі багатопараметричної оптимізації;

- дослідження робочого процесу ГА при підйомі та опусканні НО в режимі положення із синтезованими коригувальними пристроями;

- дослідження робочого процесу ГА НО в режимі зусилля (зі зворотним зв'язком за зусиллям на гаку трактора);

- проведення експериментальних досліджень і формулювання практичних рекомендацій із проектування ГА НО, з подальшого використання результатів досліджень.

*Об'єкт дослідження* – процеси взаємодії робочої рідини з виконавчими органами гідроагрегата НО.

*Предмет дослідження* – функціональні залежності витрат і тисків РР, переміщень і швидкостей рухомих елементів ГА, синтез коригувальних пристроїв для поліпшення робочого процесу гідроагрегата НО.

**Методи дослідження.** Теоретичні аспекти дисертації базуються на фундаментальних положеннях теорії машин і механізмів, механіці рідини та газу, теорії оптимальних систем, методах динамічного синтезу та ін.

Основні методи дослідження: системний аналіз, що допустив розглядати ГА по основних вузлах з їхніми динамічними характеристиками з наступним об'єднанням в єдине ціле; методи теорії механізмів і машин, що сприяли більш поглибленій розробці математичних моделей вузлів «електрогідравлічний перетворювач – золотник дроселюючого гідророзподільника» і «гідророзподільник – гідроциліндр»; механіка рідини та газу, за допомогою методів якої обґрунтоване урахування змінності коефіцієнта витрати, дані оцінки хвильовим процесам, стисливості та двофазності РР, що впливають на динаміку ГА; методи математичного моделювання, які дозволили більш повно представити реальний ГА НО функціональними залежностями, що описують сукупність фізичних процесів при його роботі; теорія оптимальних систем, арсенал методів якої дозволив вибрати ефективні підходи до синтезу коригувальних пристроїв, уведених до складу ГА і суттєво поліпшити робочий процес.

Експериментальні дослідження виконувалися на стендах ТОВ «НДІ Гідропривод» (м. Харків), ВАТ «ХТЗ» (м. Харків), ГА з вертикальним гідроциліндром кафедри «Гідравлічні машини» НТУ «ХП» (м. Харків).

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає у наступному:

- уперше розроблено вдосконалену математичну модель робочого процесу гідроагрегата навісного обладнання, що враховує міжелементні зв'язки, нелінійність характеристик гідропрістроїв, хвильові процеси у трубопроводах, двофазність і стисливість робочої рідини, зміну коефіцієнта витрати в дросельних щілинах елементів, зміну навантаження, тертя у золотникових парах, зворотні негативні зв'язки та дозволяє виконати широкий комплекс досліджень динаміки гідроагрегата і поліпшити його статичні та динамічні характеристики;

- уперше здійснено динамічний синтез коригувального пристрою за інтегральним критерієм, що забезпечує істотне зниження коливань швидкості переміщення штоків гідроциліндрів, навісного обладнання та зменшення пульсацій тисків робочої рідини в різних гідропрістроях гідроагрегата;

- уперше виконано синтез коригувального пристрою, нелінійні характеристики настроювальних каналів якого реалізують невеликі задані переміщення та відпрацювання малих сигналів розузгодження за положенням навісного обладнання і тяговим зусиллям.

**Практичне значення отриманих результатів** для машинобудування становлять:

- програмне забезпечення у вигляді діаграм обчислювальних блоків пакета Vissim, отриманих на базі розробленої математичної моделі гідрагрегата навісного обладнання трактора, з урахуванням алгоритму їх побудови, дозволяє на стадії проектування нових і модернізованих гідрагрегатів оцінити показники якості їх статичних і динамічних характеристик;

- методика синтезу коригувального пристрою (ПД-регулятора) з нелінійними залежностями каналів настроювання, що дає можливість забезпечити стійкі малі переміщення в положеннях підйому та опускання навісного обладнання;

- методика синтезу коригувального пристрою, що дозволяє поліпшити робочий процес гідрагрегата в частині компенсації впливу великих інерційних сил об'єкта керування (наприклад, навісного обладнання), тобто істотне зниження коливань швидкості переміщення штока гідроциліндра і піків тиску робочої рідини;

- застосовано модульний принцип побудови математичної моделі гідрагрегата зі змінною структурою, що дає можливість уведення нових модулів гідропристроїв поліпшуючих робочий процес;

- алгоритм уведення в математичну модель гідрагрегата в пакеті Vissim експериментальних і модельних кривих для їхнього порівняння за допомогою інтегральних оцінок.

Результати дисертаційного дослідження використовуються в ТОВ «Промгідропривод» (м. Харків) при розробці та модернізації гідрагрегатів.

Основні результати досліджень використовуються в навчальному процесі кафедри гідравлічних машин НТУ «ХП» у дисциплінах «Динаміка гідропневмосистем», «Математичне моделювання та оптимізація ГПС», «Динаміка ГПС і гідропневмосистем нафтогазової галузі».

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення дисертації отримані автором самостійно, серед них: аналітичний огляд науково-технічної літератури, теоретичні та експериментальні дослідження; розробка математичних моделей електрогідравлічного перетворювача, гідророзподільника із пропорційним керуванням, вузла «гідророзподільник – гідроциліндр», клапана тиску; проведено дослідження математичної моделі гідрагрегата з навісним обладнанням трактора Т-150К в режимах положення і зусилля в пакеті Vissim; експериментальні дослідження на стенді ТОВ «НДІГідропривод», ВАТ «ХТЗ» і гідрагрегата з вертикальним гідроциліндром кафедри «Гідравлічні машини» НТУ «ХП».

Постановка мети, науково-практичної задачі та її складових виконувалися разом з науковим керівником.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на: XIV – XX Міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2006 – 2012 рр.); VII – XIII Міжнародних науково-технічних конференціях АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця, 2006 р.; м. Мелітополь, 2007, 2010 рр.; м. Кременчук, 2008 р.; м. Львів, 2009 р.; м. Донецьк, 2011 р.; м. Чернігів, 2012 р.); Міжнародній науково-практичній

конференції «Мехатроніка будівельних і дорожніх машин» (м. Харків, 2007 р.); Міжнародній науково-практичній конференції UNITECH '08 (м. Габрово, Болгарія, 2008 р.); XII – XVII Міжнародних науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Луганськ, 2007 р.; м. Київ, 2008, 2010 рр.; м. Чернівці, 2009 р.; м. Вінниця, 2011 р.; м. Черкаси, 2012 р.).

**Публікації.** За результатами проведених у дисертаційній роботі досліджень опубліковано 21 наукову роботу, серед них: 14 статей у фахових наукових виданнях України, 6 тез доповідей конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг дисертації 326 сторінок, з них: 40 рисунків по тексту, 44 рисунка на окремих 46 сторінках; 6 таблиць по тексту, 3 таблиці на 3 сторінках; список використаних джерел з 152 найменувань на 17 сторінках; 13 додатків на 95 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

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

У **першому розділі** визначено область дослідження роботи і проведено аналітичний огляд науково-технічної літератури, що присвячена існуючим гідроагрегатам (ГА) навісного обладнання (НО) тракторів. Виконано аналіз схем і конструктивних особливостей ГА виробництва фірми «Bosch» та ІМІНМАШ НАН Білорусі. Значний внесок у розробку математичних моделей об'ємних гідромашин і гідроапаратури для гідроагрегатів промислового призначення внесли роботи вчених: Коробочкіна Б. Л., Прокоф'єва В. М., Навроцького К. Л., Попова Д. М., Лур'є З. Я., Данилова Ю. А., Кириловського Ю. Л., Колпакова Ю. Г., Коденко М. М., Зайончковського Г. Й., Бажина І. І., Полюшкова А. Г., Волошиної А. А., Kordak R., Shute N. A., Witt P., Hesse K. та ін.

Встановлено, що сучасною тенденцією розвитку ГА НО тракторів є впровадження в них пропорційної гідроапаратури, вимірювальних перетворювачів і пристроїв керування (мікропроцесорів, програмовних контролерів, ЕОМ), використання LS-регулювання (чутливого до навантаження).

Відзначено, що розробка та подальше вдосконалення математичних моделей роботи елементів і ГА НО у цілому пов'язане з урахуванням ряду важливих факторів. Серед них: урахування в математичній моделі нелінійностей при визначенні сили тертя, гідродинамічної сили гідропристроїв; розгляд реальної РР як двофазної (наявність газоповітряного середовища); урахування стисливості РР і деформації стінок трубопроводів; урахування у рівняннях витрат змінності коефіцієнтів витрати у функції числа Рейнольдса; необхідність уведення системи нерівностей, що обмежують переміщення золотників та виконавчих механізмів гідропристроїв і відповідності цьому швидкості їх руху; побудова в цілому нелінійної динамічної моделі робочого процесу ГА НО трактора.

Перспективним є проведення дослідження робочого процесу ГА НО трактора і його поліпшення на основі нелінійної математичної моделі, багатопараметричної оптимізації та синтезу коригувальних пристроїв. Задачі, що визначають основний зміст загальної системної структури досліджень, показано на рис. 1.



Рис. 1. Загальна системна структура досліджень

**Другий розділ** присвячено аналізу НО трактора як об'єкта керування на реальних режимах роботи. Навісне обладнання, призначене для приєднання до трактора навісних і напівнавісних машин і знарядь, являє собою сукупність навісного пристрою та навісного знаряддя (плуг, борона та ін.).

Проведено аналіз гідрокінематичних схем НО, які застосовуються на сільськогосподарських машинах, способів регулювання глибини оброблення ґрунту. Розглянуті різні режими роботи НО (регулювання положення НО; регулювання зусилля; змішане регулювання) та встановлені їх особливості.

Розглядалася нова принципова гідравлічна схема ГА НО трактора, розробленої трьома організаціями м. Харкова (ВАТ «ХТЗ», ТОВ «НДП гідропривод» і Хартрон-Експрес ЛТД), наведено опис її роботи. Виявлено специфіку функціонування та конструктивні особливості ГА, що впливають на його роботу. Відзначено, що поліпшення статичних і динамічних характеристик руху навісного обладнання досягається шляхом застосування сучасної елементної бази гідравлічної і електронної частин із застосуванням мікропроцесорної техніки та програмного забезпечення.

**У третьому розділі** викладено результати розробки вдосконаленої нелінійної математичної моделі роботи ГА НО трактора, яка реалізована у вигляді окремих модулів елементів (насоса, ЕГП, ГР, вузла «ГР – ГЦ», КТ і таке ін.) з наступним об'єднанням у загальну модель ГА НО. Розрахункову схему ГА показано на рис. 2.

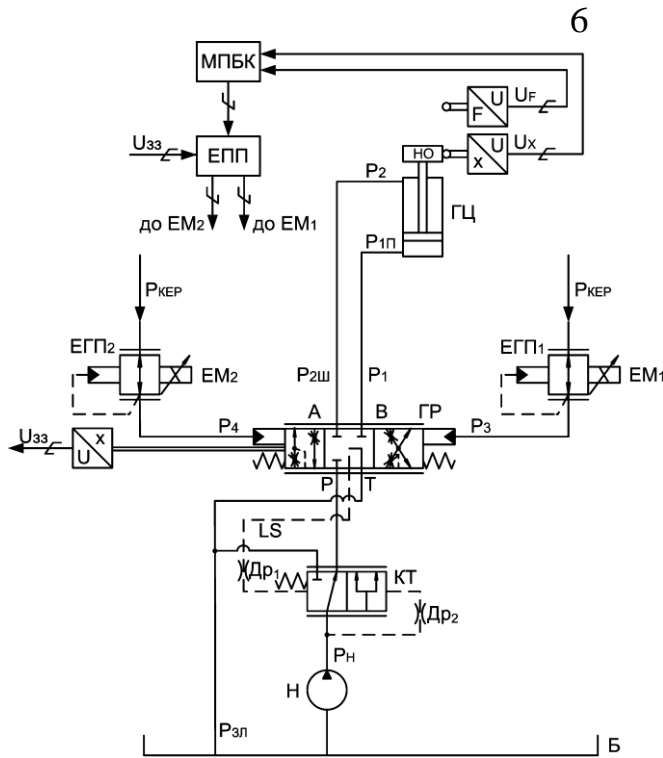


Рис. 2. Розрахункова схема ГА НО:

Н – насос; КТ – клапан тиску; ГР – гідророзподільник; ЕГП<sub>1</sub>, ЕГП<sub>2</sub> – електрогідравлічні перетворювачі; ЕМ<sub>1</sub>, ЕМ<sub>2</sub> – електромагніти; ГЦ – гідроциліндри; Др<sub>1</sub> і Др<sub>2</sub> – дроселі; P<sub>1</sub> – P<sub>4</sub>, P<sub>1П</sub>, P<sub>2Ш</sub>, P<sub>3Л</sub>, P<sub>КЕР</sub> – тиски РР у відповідних точках схеми; LS – лінія чутливості до навантаження; ЕПП – електронний підсилювач потужності; МПБК – мікропроцесорний блок керування; НО – навісне обладнання;  $\begin{matrix} \text{U} \\ \text{X} \end{matrix}$ ,  $\begin{matrix} \text{U} \\ \text{F} \end{matrix}$ ,  $\begin{matrix} \text{U} \\ \text{X} \end{matrix}$  – відповідно вимірювальні перетворювачі переміщення (положення) НО, зусилля з боку ґрунту та переміщення (положення) золотника ГР; U<sub>F</sub>, U<sub>X</sub>, U<sub>ЗЗ</sub> – відповідно сигнали зворотних зв'язків за положенням НО, зусиллям з боку ґрунту, положенням золотника ГР

Укрупнено, згідно з наведеною схемою, ГА НО в режимі положення працює у такий спосіб. Після подачі керуючого впливу з ЕПП, наприклад, на ЕМ<sub>1</sub> плунжер ЕГП<sub>1</sub> переміщуючись, збільшує тиск  $p_3$ . При цьому золотник ГР зміщується вліво в позицію В і відкриває доступ РР у поршневій порожнині ГЦ. Відбувається підйом НО до заданої висоти. Зі штокових порожнин РР зливається в бак. Сигнали про фактичне переміщення золотника ГР і штоків ГЦ надходять у МПБК, де в сукупності з іншими сигналами забезпечують задану висоту. Опускання НО відбувається при подачі керуючого сигналу на ЕМ<sub>2</sub> (на ЕМ<sub>1</sub> сигнал дорівнює 0) і роботі перерахованих елементів у зворотному порядку.

При побудові математичних моделей роботи елементів і ГА в цілому прийняті наступні допущення:

- РР однорідна, а її течія нерозривна;
- температура, густина, в'язкість РР прийняті постійними, рівними їх середнім значенням;
- РР у зазорах пар тертя клапана тиску і гідророзподільника вважаємо нестисливою у зв'язку з тим, що довжина зазорів значно менше довжини хвиль коливань, які розповсюджуються у стисливих середовищах;
- витіки РР через зазори в елементах ГА (крім насоса) не враховуємо, через їхню малість у порівнянні з витратами в системі;
- інерційність РР у гідролініях ГР і КТ мала в порівнянні з силами гідравлічного впливу на золотники;
- кутова швидкість обертання вала насоса постійна;
- втрати тиску в нагнітальній та зливній магістралях від ГР до ГЦ не враховуємо через їхню малість у порівнянні з тиском у ГА.



Розроблена математична модель ГА НО трактора в нормальній формі Коші представляється такою системою рівнянь:

$$\begin{aligned}
 1. \quad & \frac{dx_E}{dt} = v_E, \\
 2. \quad & \frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left( \frac{U_{\dot{o}} - K_{iE} v_E - i}{R} - i \right), \\
 3a. \quad & \frac{dv_{E1}}{dt} = (K_{Fi} i - p_3 A_E - \beta_E v_{E1} - F_{\dot{O}B0.E} \text{sign } v_{Y1} - F_{\ddot{A}\ddot{A}.E1}) / m_E, \\
 3\dot{a}. \quad & \frac{dv_{E2}}{dt} = (K_{Fi} i - p_4 A_E - \beta_E v_{E2} - F_{\dot{O}B0.E} \text{sign } v_{E2} - F_{\ddot{A}\ddot{A}.E2}) / m_E, \\
 4. \quad & \frac{dx_{\ddot{A}D}}{dt} = v_{\ddot{A}D}, \\
 5\dot{a}. \quad & \frac{dv_{\ddot{A}D}}{dt} = [p_3 (A_{\dot{C}i\ddot{E}} - A_{\dot{O}\ddot{A}}) - C_{iD} (x_{\dot{O}\ddot{A}D} + x_{\ddot{A}D}) - F_{\dot{O}D\ddot{A}D} - \beta_{\ddot{A}D} v_{\ddot{A}D} - F_{\ddot{A}\ddot{A}.\ddot{A}D1}] / m_{\ddot{A}D}, \\
 5\dot{a}. \quad & \frac{dv_{\ddot{A}D}}{dt} = [-p_4 A_{\dot{C}i\ddot{E}} - C_{iD} x_{\ddot{A}D} - F_{\dot{O}D\ddot{A}D} - \beta_{\ddot{A}D} v_{\ddot{A}D} + F_{\ddot{A}\ddot{A}.\ddot{A}D2}] / m_{\ddot{A}D}, \\
 6\dot{a}. \quad & \frac{dp_1}{dt} = (q_{\ddot{A}D.i1} - A_i v_Z) / \left( \frac{V_{01} + A_i y_Z}{E_{\dot{O}.i}} + \frac{V_T}{E_{T1}} \right), \\
 6\dot{a}. \quad & \frac{dp_2}{dt} = (q_{\ddot{A}D.\dot{o}2} - A_{\dot{o}} v_Z) / \left( \frac{V_{02} + A_{\dot{o}} y_Z}{E_{\dot{O}.\dot{o}}} + \frac{V_T}{E_{T2}} \right), \\
 7\dot{a}. \quad & \frac{dp_2}{dt} = (A_{\dot{o}} v_Z - q_{\ddot{A}D.\dot{o}1}) / \left( \frac{V_{02} - A_{\dot{o}} y_Z}{E_{\dot{O}.\dot{o}}} + \frac{V_T}{E_{T2}} \right), \\
 7\dot{a}. \quad & \frac{dp_1}{dt} = (A_i v_Z - q_{\ddot{A}D.i2}) / \left( \frac{V_{01} + A_i y_Z}{E_{\dot{O}.i}} + \frac{V_T}{E_{T2}} \right), \\
 8. \quad & \frac{dy_Z}{dt} = v_Z, \\
 9\dot{a}. \quad & \frac{dv_Z}{dt} = (A_i p_{1i} - A_{\dot{o}} p_2 - F_{CZ} - \beta_Z v_Z - F_{\dot{O}B0.Z} \text{sign } v_Z) / m_Z, \\
 9\dot{a}. \quad & \frac{dv_Z}{dt} = (A_{\dot{o}} p_2 - A_i p_{1i} - F_{CZ} - \beta_Z v_Z - F_{\dot{O}B0.Z} \text{sign } v_Z) / m_Z, \\
 10. \quad & \frac{dx_{\dot{E}T}}{dt} = v_{\dot{E}T}, \\
 11. \quad & \frac{dv_{\dot{E}T}}{dt} = [A_{\dot{E}T} (p_{\ddot{A}D2} - p_{\ddot{A}D1}) - F_{iD.\dot{E}T} - F_{\ddot{A}\ddot{A}.\dot{E}T} - F_{\dot{O}D\dot{E}T} - \beta_{\dot{E}T} v_{\dot{E}T}] / m_{\dot{E}T}, \\
 12\dot{a}. \quad & \frac{dp_H}{dt} = \frac{E_H}{V_H} (q_{i\ddot{A}} - q_{i\dot{O}} - q_{i\ddot{I}} - q_{\ddot{A}D.i1} - q_{\dot{E}\dot{O}} - q_{\dot{E}\ddot{A}D.\dot{E}\dot{O}}), \\
 12\dot{a}. \quad & \frac{dp_H}{dt} = \frac{E_H}{V_H} (q_{i\ddot{A}} - q_{i\dot{O}} - q_{i\ddot{I}} - q_{\ddot{A}D.\dot{o}2} - q_{\dot{E}\dot{O}} - q_{\dot{E}\ddot{A}D.\dot{E}\dot{O}}).
 \end{aligned} \tag{1}$$

Формули (3а), (5а), (6а), (7а), (9а), (12а) відповідають підйому НО, (3б), (5б), (6б), (7б), (9б), (12б) – опусканню НО.

Тут  $v_{E1}$ ,  $v_{E2}$ ,  $v_{\bar{A}D}$ ,  $v_{\hat{E}T}$ ,  $v_Z$  – відповідно швидкості переміщення золотників ЕГП<sub>1</sub>, ЕГП<sub>2</sub>, ГР, КТ, штока ГЦ (НО);  $x_E$ ,  $x_{\bar{A}D}$ ,  $x_{\hat{E}T}$ ,  $y_Z$  – переміщення золотників ЕГП<sub>1</sub>, ЕГП<sub>2</sub>, ГР, КТ, штока ГЦ (НО);  $i$  – електричний струм у колі котушки електромагніту ЕГП;  $U_{\phi}$  – електрична напруга на вході електромагніту ЕГП;  $K_{iE}$  – коефіцієнт противое.р.с.;  $T_L = L/R$  – постійна часу електромагніту ЕГП;  $L$  і  $R$  – індуктивність і активний опір кола електромагніту ЕГП;  $K_{Fi} = F_{E_{\max}}/i_{\max}$  – коефіцієнт тягового зусилля електромагніту ЕГП;  $p_1$ ,  $p_{1i}$ ,  $p_2$ ,  $p_{2\phi}$ ,  $p_3$ ,  $p_4$  – тиски РР у відповідних точках схеми;  $p_H$ ,  $p_{\hat{C}\hat{E}}$ ,  $p_{\bar{A}D1}$ ,  $p_{\bar{A}D2}$  – тиски на виході насоса, у зливній магістралі, на дроселях Др<sub>1</sub> і Др<sub>2</sub>;  $A_E$  – площа золотника ЕГП,  $A_{\hat{E}T}$  – площа поперечного перерізу золотника КТ;  $A_{\hat{C}\hat{E}}$ ,  $A_{\hat{O}\hat{A}}$ ,  $A_i$  і  $A_{\phi}$  – відповідно площі золотника ГР і хвостовика, поршневої та штокової порожнини ГЦ;  $C_{iD}$  і  $x_{0\bar{A}D}$  – коефіцієнт жорсткості та попередній стиск центруючої пружини ГР;  $\beta_E$ ,  $\beta_{\bar{A}D}$ ,  $\beta_{\hat{E}T}$ ,  $\beta_Z$  – коефіцієнти рідинного (в'язкого) тертя золотників ЕГП, ГР, КТ і ГЦ;  $F_{\hat{O}D.E}$ ,  $F_{\hat{O}D.Z}$  – модуль сили «сухого» тертя золотника ЕГП і ГЦ;

$F_{\hat{O}D\bar{A}D} = F_{\hat{O}D.\bar{A}D} \text{sign } v_{\bar{A}D}$  – сила тертя ГР,  $F_{\hat{O}D\hat{E}T} = F_{\hat{O}D.\hat{E}T} \text{sign } v_{\hat{E}T}$  – сила тертя КТ;  $F_{\bar{A}\bar{A}.E1} = 2\mu_E^2 \pi d_E x_{E1} (p_{\hat{E}\bar{A}D} - p_3) \cos\theta$ ,  $F_{\bar{A}\bar{A}.E2} = 2\mu_E^2 \pi d_E x_{E2} (p_{\hat{E}\bar{A}D} - p_4) \cos\theta$  – гідродинамічні сили ЕГП<sub>1</sub> і ЕГП<sub>2</sub>,

$F_{\bar{A}\bar{A}.\bar{A}D1} = 2\mu_{\bar{A}D}^2 \pi d_{\bar{A}D} x_{\bar{A}D1} (p_i - p_1) \cos\theta$  – гідродинамічна сила ГР при підйомі НО,

$F_{\bar{A}\bar{A}.\bar{A}D2} = 2\mu_{\bar{A}D}^2 \pi d_{\bar{A}D} x_{\bar{A}D2} (p_i - p_2) \cos\theta$  – гідродинамічна сила ГР при опусканні НО,

$F_{\bar{A}\bar{A}.\hat{E}T} = 2\mu_{\hat{E}T}^2 A_{\hat{U}.\hat{E}T} (p_i - p_{\hat{C}\hat{E}}) \cos\theta$  – гідродинамічна сила КТ;  $F_{CZ} = i \cdot G$  – сила,

приведена до осі ГЦ;  $F_{iD.\hat{E}T} = C_{\hat{E}T} (x_{\hat{E}T} + x_{iD.0.\hat{E}T})$  – сила пружини КТ;

$m_E$ ,  $m_{\bar{A}D}$ ,  $m_{\hat{E}T}$  – відповідно маси рухомих частин золотників ЕГП, ГР, КТ;

$m_Z = i^2 \cdot m_{HO}$  – маса, приведена до осі ГЦ;

$q_{\bar{A}D\bar{I}1} = \mu_{\bar{A}D\bar{I}} A_3 \text{sign}(p_H - p_1) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_H - p_1|}$  – витрата РР, що надходить через ГР у поршневу порожнину ГЦ при підйомі НО;

$q_{\bar{A}D\phi1} = \mu_{\bar{A}D\phi} A_4 \text{sign}(p_{2\phi} - p_{\bar{N}\bar{E}}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{2\phi} - p_{\bar{C}\hat{E}}|}$  – витрата РР, що надходить через ГР у штокову порожнину ГЦ при підйомі НО;

$q_{\bar{A}D\phi2} = \mu_{\bar{A}D\phi} A_1 \text{sign}(p_H - p_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_H - p_2|}$  – витрата РР, що надходить через ГР у штокову порожнину ГЦ при опусканні НО;

$q_{\bar{A}D\bar{I}2} = \mu_{\bar{A}D\bar{I}} A_2 \text{sign}(p_1 - p_{\hat{C}\hat{E}}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_{\hat{C}\hat{E}}|}$  – витрата РР, що надходить через ГР у поршневу порожнину ГЦ при опусканні НО;

$A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_4$  – площі дроселюючих щілин золотника ГР,

$\mu_{\bar{A}D.I}$ ,  $\mu_{\bar{A}D.\emptyset}$  – коефіцієнт витрати на ділянці «ГР – поршнева порожнина ГЦ» і ділянці «ГР – штокова порожнина ГЦ» відповідно;  $\rho$  – густина РР;  $V_T$  – об'єм РР у трубопроводі;  $V_f$  – об'єм РР у вихідній порожнині насоса;  $V_{01}$  і  $V_{02}$  – початкові об'єми РР у поршневій і штокової порожнинах ГЦ;  $E_{T1}$ ,  $E_{T2}$ ,  $E_{\emptyset.I}$ ,  $E_{\emptyset.\emptyset}$ ,  $E_H$  – відповідно приведені об'ємний модуль пружності трубопроводу 1 і 2, поршневої та штокової порожнини ГЦ, насоса;  $q_{i\bar{A}}(t)$ ,  $q_{i\emptyset}(t)$ ,  $q_{iI}(t)$ ,  $q_{E\bar{A}D.E\emptyset}(t)$ ,  $q_{ET}(t)$  – відповідно геометрична подача насоса, витрати витoku і перетікання насоса, витрата на керування КТ, витрата через щілину КТ.

При спільному розв'язанні системи рівнянь (1) щодо однієї зі змінних (фазових координат  $p_i(t)$ ,  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ ,  $v_z(t)$ ,  $y_z(t)$  та ін.) одержуємо нелінійне диференціальне рівняння 12 порядку. Для одержання єдиного чисельного рішення системи (1) потрібно мати 12 початкових умов (ПУ), тобто мати значення  $i(0)$ ,  $\dot{x}_E(0)$ ,  $x_E(0)$ ,  $\dot{x}_{\bar{A}D}(0)$ ,  $x_{\bar{A}D}(0)$ ,  $p_1(0)$ ,  $p_2(0)$ ,  $p_i(0)$ ,  $v_z(0)$ ,  $y_z(0)$ ,  $\dot{x}_{ET}(0)$  і  $x_{ET}(0)$ , які визначаються з рівнянь статички і стану ГА до початку руху.

Отримані математичні моделі виражаються у вигляді структурно-функціональних схем (діаграм обчислювальних блоків) і досліджуються на ЕОМ за допомогою пакета імітаційного моделювання, що дозволяє інтегрувати систему нелінійних диференціальних рівнянь високого порядку.

**У четвертому розділі** викладено результати поетапного дослідження динаміки ГА НО трактора. На першому етапі досліджувалися динамічні характеристики ЕГП як окремого вузла ГА. Другий етап передбачав визначення динамічних характеристик робочого процесу двох ЕГП, кожний з яких бере участь або при підйомі НО або при опусканні НО. На третьому етапі функціонування ЕГП виконувалося з додаванням моделі золотника ГР. При цьому окремо розглядалися підйом і опускання НО. Четвертий етап охоплює динаміку ГА НО окремо для підйому і опускання НО з наступним об'єднанням їх у єдиний цикл. П'ятий етап передбачає дослідження динаміки ГА НО з ПД-регулятором на різних режимах. Здійснювалось уточнення коефіцієнтів зворотних негативних зв'язків за положенням золотника ГР, за положенням штока ГЦ і за зусиллям, а при наявності експериментальних осцилограм оцінювалась адекватність розроблених моделей елементів і моделі ГА НО.

У цілому проведені чисельні дослідження моделей різних вузлів ГА при різних законах зміни вхідного керуючого сигналу і збурювального сигналу навантаження, таких як ступінчастий, лінійно зростаючий з обмеженням, гармонічний.

Отримані графіки перехідних процесів переміщення золотника ЕГП при ступінчастому та гармонічному вхідному впливі показують, що при частоті  $f = 10 \text{ \AA}$  фільтрується гармонічний вхідний сигнал.

Досліджено вплив на робочий процес різних значень ваги  $G$  і маси  $m_{HO}$  НО, приведених до осі ГЦ. На рис. 3 показано результати динаміки робочого процесу та взаємозв'язків елементів ГА при підйомі НО в режимі положення при різних  $G$  і  $m_{HO}$ . Встановлено, що із зростанням  $G$  від 5000 до 15000 Н і  $m_{HO}$  від 510 до 1529 кг, знижується частота згасаючих коливань швидкості  $v_z$  (рис. 3а  $f \approx 11,32 \text{ \AA}$ , рис. 3б  $f \approx 8,14 \text{ \AA}$ , рис. 3в  $f \approx 6,62 \text{ \AA}$ ).

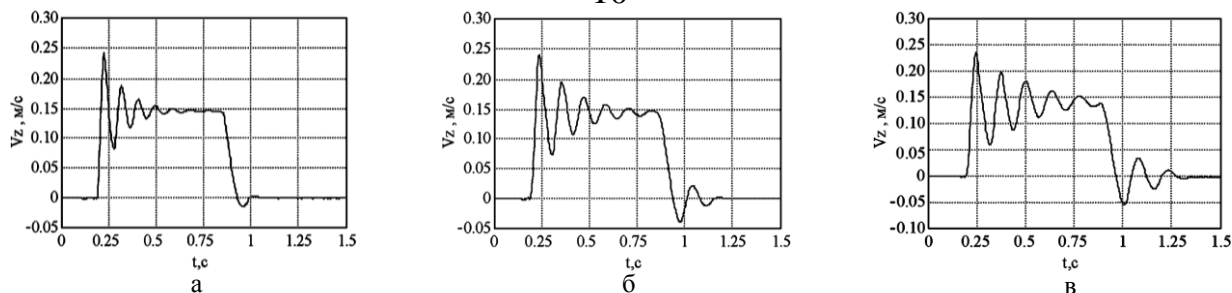


Рис. 3. Залежність швидкості переміщення штока ГЦ від ваги і маси НО:  
 а – при  $G = 5000 \text{ I}$  ,  $m_{ii} = 510 \text{ eã}$  , б – при  $G = 10000 \text{ I}$  ,  $m_{ii} = 1020 \text{ eã}$  ,  
 в – при  $G = 15000 \text{ I}$  ,  $m_{ii} = 1529 \text{ eã}$

У цілому перехідні процеси швидкості  $v_z$ , тисків  $p_H$  і  $p_1$  мають суттєво коливальний характер, пов'язаний зі значним збільшенням приведеної маси до осі ГЦ за рахунок НО (об'єми стискуваної РР у ГА без НО та з НО однакові). У процесі розгону і виходу на усталений рух коливальний характер  $v_z$  і  $p_H$ , пов'язаний із взаємним переходом частини кінетичної енергії, обумовленої приведеною масою  $i^2 \cdot m_{HO}$ , у потенційну енергію стисливого об'єму РР і навпаки.

Згасаючий характер кривих швидкості  $v_z$  і тиску  $p_H$  при різних  $G$  і  $m_{HO}$  оцінювали за допомогою логарифмічного коефіцієнта затухання  $\delta$  та коефіцієнта відносного демпфування  $D$ . Для кривої  $v_z$  рис. 3а значення  $\delta = 0,865$  і  $D = 0,136$ , для кривої  $v_z$  рис. 3б –  $\delta = 0,6$  і  $D = 0,095$ , для кривої  $v_z$  рис. 3в –  $\delta = 0,546$  і  $D = 0,0866$ . Аналогічно визналися  $\delta$  і  $D$  по кривих  $p_H$ , які на рис. 3 не показані.

Оцінено вплив двофазності РР на робочий процес ГА: з ростом  $m_0$  знижується швидкодія, зменшується частота коливань (рис. 4).

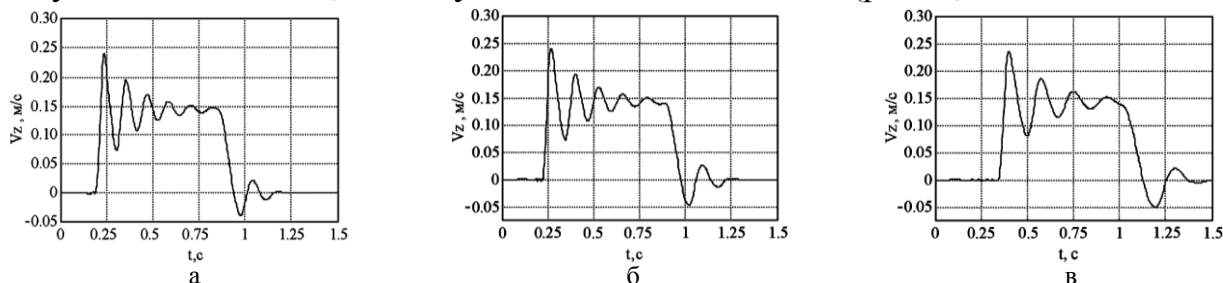


Рис. 4. Вплив на робочий процес вмісту нерозчиненого повітря  $m_0$  в РР  
 при  $G = 10000 \text{ I}$  ,  $m_{ii} = 1020 \text{ eã}$  : а –  $m_0 = 0,025$  , б –  $m_0 = 0,05$  , в –  $m_0 = 0,15$

Проведено дослідження додаткових негативних зворотних зв'язків за швидкістю руху штока ГЦ, золотника ГР, за тиском на виході насосної установки, позитивного перекриття ГР, зони нечутливості вхідного електричного сигналу на статичні та динамічні характеристики ГА. У результаті проведених досліджень встановлено, що ефективними виявилися позитивне перекриття ГР  $\Delta_{AD}$ , що дорівнює 1 мм, зворотний зв'язок за переміщенням штока ГЦ, що дорівнює  $K_{oz} = 0,5 \text{ A/ñ}$  та зона нечутливості  $\Delta U$ , що дорівнює  $\pm 0,1 \text{ В}$ .

Результати впливу коефіцієнта  $K_{oz}$  на статичну похибку  $\delta_{\text{НО.І}}$  показано в табл. 1.

Зниження коливань швидкості  $v_z$ , тисків  $p_H$  і  $p_1$ , а отже, поліпшення показників якості робочого процесу ГА з НО у динаміці здійснюється шляхом постановки та рішення задачі динамічного синтезу коригувального пристрою (КП) за інтегральним критерієм

$$I = \frac{\int_0^{t_k} |v_z(t) - v_{\hat{A}\hat{E}}(t)| dt}{\int_0^{t_k} v_{\hat{A}\hat{E}}(t) dt} \cdot 100, \% \rightarrow \min. \quad (2)$$

На рис. 5 зображено схему синтезу з багатопараметричною оптимізацією коефіцієнтів  $K_1 - K_4$  при підйомі НО.

Таблиця 1

Результати моделювання  $\delta_{\tilde{N}\tilde{D}.i}$

Значення $K_{oz}, \hat{A}/\hat{n}$	$y_c = 0,02 \text{ i}$		$y_c = 0,1 \text{ i}$	
	Максимальна похибка переміщення штока ГЦ, см	Статична похибка $\delta_{\tilde{N}\tilde{D}.i}, \%$	Максимальна похибка переміщення штока ГЦ, см	Статична похибка $\delta_{\tilde{N}\tilde{D}.i}, \%$
0,4	0,317	15,8	0,349	3,49
0,45	0,209	10,4	0,29	2,9
0,5	0,178	8,9	0,174	1,74

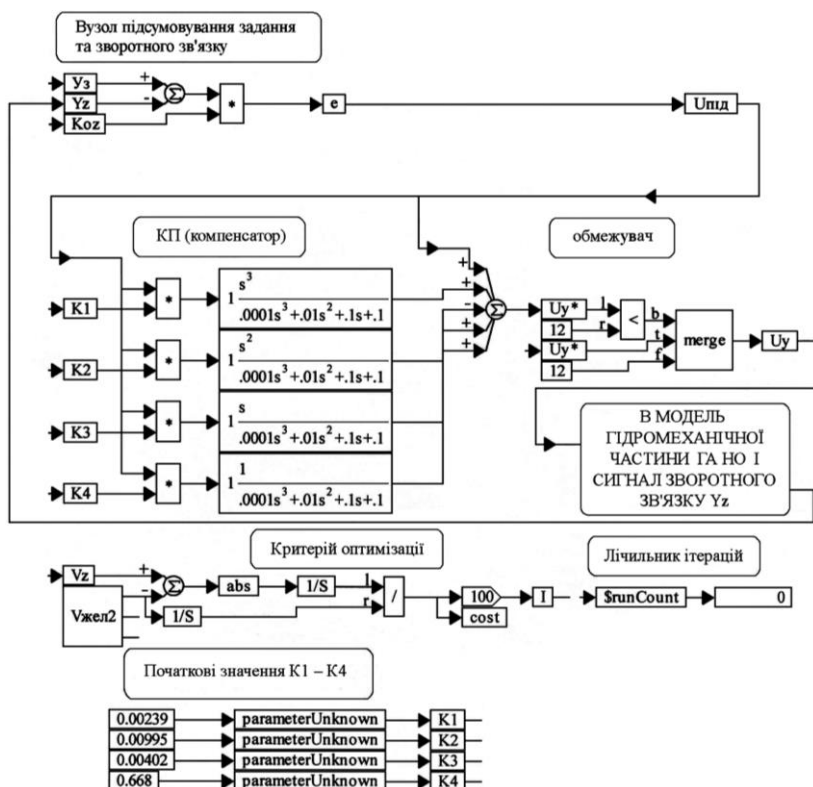


Рис. 5. Структурно-функціональна схема синтезу КП (компенсатора) із багатопараметричною оптимізацією коефіцієнтів  $K_1 - K_4$  при підйомі НО

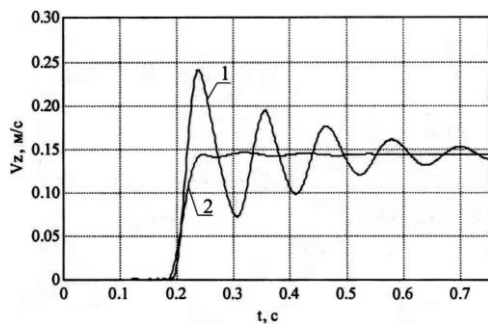
Коригувальний пристрій містить мікросхеми з передатними функціями реально диференціювальних ланок від третього до нульового порядку, суматори, обмежувачі, множники і 4 елемента з оптимальними значеннями параметрів  $K_1^0 - K_4^0$ . Вхід КП з'єднаний з виходом ПІД-регулятора, а вихід підключений до моделі гідромеханічної частини ГА НО. Результати пошуку оптимальних значень параметрів  $K_1^0 - K_4^0$  при синтезі КП при  $G = 10000 \text{ Í}$  ( $G_{iD} = i \cdot G = 40000 \text{ Í}$ ) і  $m_{\hat{n}} = 1020 \text{ êã}$  ( $m_{\hat{n}.iD} = i^2 \cdot m_{HO} = 16320 \text{ êã}$ ),  $i = 4$  наведено в табл. 2.

Криві швидкості штока ГЦ при чисельному експерименті без КП і з КП при підйомі НО показано на рис. 6. З аналізу кривих випливає, що при введенні КП практично зникли коливання.

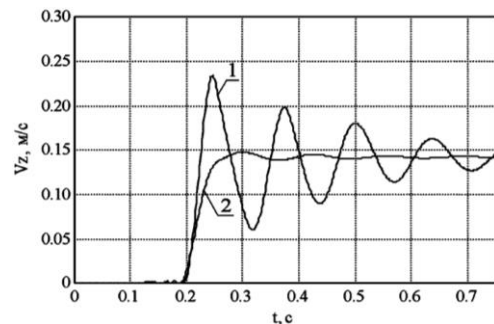
На рис. 7 зображено криві тиску на виході насоса  $p_H$  і тиску в поршневій порожнині ГЦ  $p_1$  із КП.

Результати пошуку оптимальних значень параметрів  $K_1^0 - K_4^0$  при синтезі КП (компенсатора)

Значення, $G_{\text{н.д.}}$ , Н/ $m_{\text{н.д.}}$ , кг	Оптимальні значення				$I$ , %	Число ітерацій	Метод оптимізації	Дискретність, $\Delta$ , с	Час інтегр. кожної ітерації, с	Початкові значення			
	$K_1^0$	$K_2^0$	$K_3^0$	$K_4^0$						$K_{10}$	$K_{20}$	$K_{30}$	$K_{40}$
40000 / 16320	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$1,218 \cdot 10^{-2}$	$6,73 \cdot 10^{-3}$	0,65	3,38	117	Powell	$9 \cdot 10^{-5}$	0,75	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	0,6



а



б

Рис. 6. Криві швидкості переміщення штока ГЦ при підйомі НО:

а – при  $G = 10000 \text{ Ї}$  ( $G_{\text{н.д.}} = 40000 \text{ Ї}$ ),  $m_{\text{н.д.}} = 1020 \text{ êã}$  ( $m_{\text{н.д.}} = 16320 \text{ êã}$ ),

б – при  $G = 15000 \text{ Ї}$  ( $G_{\text{н.д.}} = 60000 \text{ Ї}$ ),  $m_{\text{н.д.}} = 1529 \text{ êã}$  ( $m_{\text{н.д.}} \approx 24500 \text{ êã}$ )

1 – без КП (компенсатора); 2 – з КП

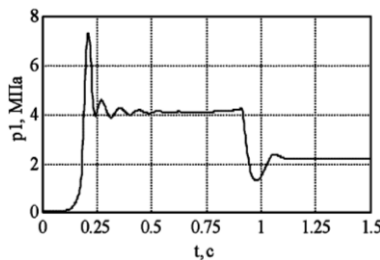
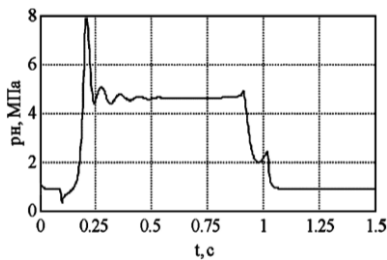
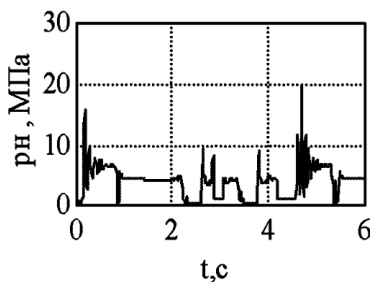
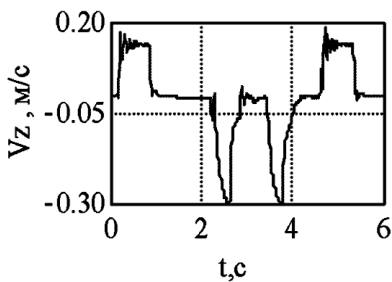


Рис. 7. Криві змінних  $p_H$  і  $p_1$  ГА НО з КП у режимі підйому та виходу на усталений рух при  $G = 5000 \text{ Ї}$  ( $G_{\text{н.д.}} = 20000 \text{ Ї}$ ),  $m_{\text{н.д.}} = 510 \text{ êã}$

( $m_{\text{н.д.}} \approx 8200 \text{ êã}$ ),  $m_0 = 0,025$



На рис. 8 показано робочі процеси швидкості  $v_z$  та переміщення  $y_z$  штока ГЦ, тиску  $p_H$  на виході насоса для ГА з КП як при підйомі, так і опусканні при завданні на підйом  $y_c = 0,1 \text{ ì}$  (при  $G = 10000 \text{ Ї}$ ,  $m_{\text{н.д.}} = 1020 \text{ êã}$ ).

Для забезпечення малих заданих переміщень (0,0025 – 0,03 м) ГЦ і відпрацювання малих розузгоджень за положенням і тяговим зусиллям було виконано динамічний синтез КП (рис. 9) ПІД-регулятора, у якому коефіцієнти налаштувальних каналів пропорційного,

Рис. 8. Криві змінних  $v_z$ ,  $y_z$  і  $p_H$  ГА НО в режимі підйому та виходу на усталений рух (при  $G = 10000 \text{ Í}$ ,  $m_{ff} = 1020 \text{ êã}$ ) з КП (компенсатором)

інтегрального, диференціального перетворення на вхідний вплив представлені синтезованими нелінійними залежностями  $K_i(y_c)$ ,  $K_I(y_c)$  і  $K_A(y_c)$ .

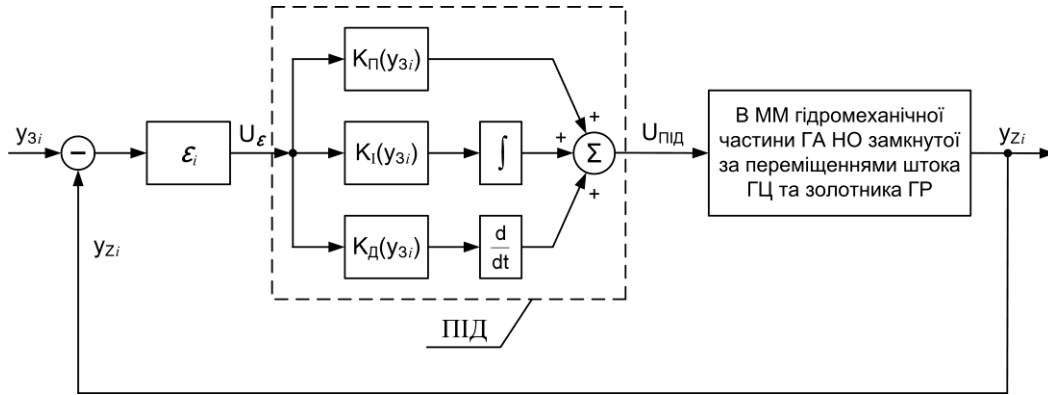


Рис. 9. Структурно-функціональна схема синтезу КП (ПІД-регулятора) з нелінійними залежностями каналів настроювання

Критерій оптимальності при синтезі за участю всієї моделі ГА виконаний згідно з вираженням  $\varepsilon_i = [y_{ci} - y_{zi}(t)] \rightarrow \min$  методом проб і помилок.

Синтезована нелінійна залежність каналу  $K_i(y_c)$  починається з більших значень і в міру збільшення завдання ( $y_c$ ) суттєво зменшується.

Робочі процеси ГА  $v_z$ ,  $y_z$  і  $p_H$  при підйомі та опусканні НО із синтезованими нелінійними залежностями  $K_i$ ,  $K_I$  і  $K_A$  ПІД-регулятора показано на рис. 10.

На рис. 11а зображено осцилограму швидкості  $v_z$  зі слабозатухаючими коливаннями на ділянці підйому НО ( $t = 0 - 1 \text{ с}$ ), отримана при чисельному експерименті без КП (компенсатора) з урахуванням хвильових процесів у напірному трубопроводі. Враховуючи, що модель (1) складається зі звичайних диференціальних рівнянь, напірний трубопровід змодельовано на основі Г-подібної схеми зосередження системою звичайних диференціальних рівняннь

$$\left. \begin{aligned} p_1 - p'_1 &= L \frac{d_{\bar{A}D\bar{I}1}}{dt} + R q_{\bar{A}D\bar{I}1}, \\ q_{\bar{A}} &= C \frac{dp'_1}{dt}, \\ q_{\bar{A}D\bar{I}1} &= q_{\bar{O}I1} + q_{\bar{A}}, \\ q_{\bar{O}I1} &= A_I v_z + \frac{V_{o1} + A_I \cdot y_z}{E_{\bar{O}I}} p'_1. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

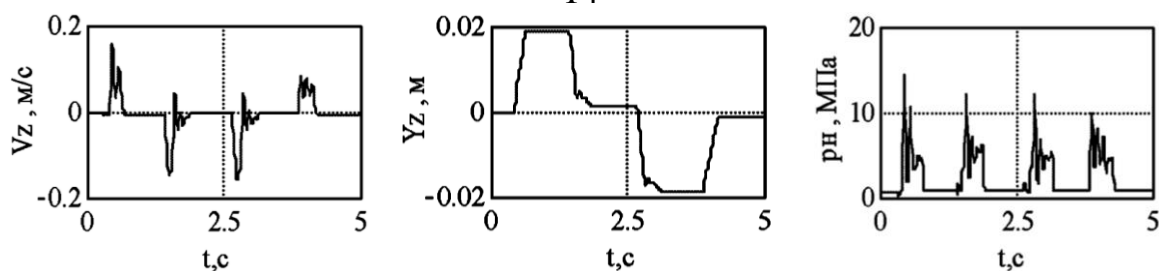


Рис. 10. Робочі процеси ГА при підйомі та опусканні НО з нелінійними залежностями  $K_I$ ,  $K_I$  і  $K_{\bar{A}}$  ПД-регулятора при  $y_c = 0,02$  і

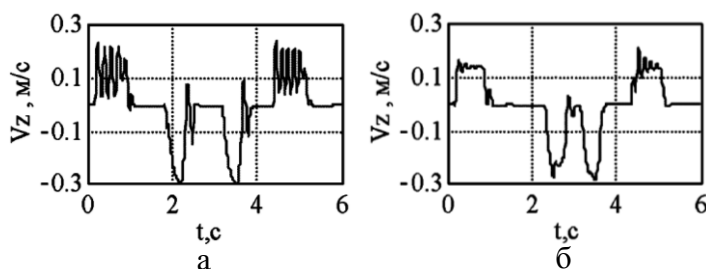


Рис. 11. Осцилограми швидкості  $v_z$  з урахуванням хвильових процесів при  $G = 10000 \text{ І}$ ,  $m_{ff} = 1020 \text{ ẽã}$ ,  $y_c = 0,1$  і :  
а –  $v_z$  без КП (компенсатора); б –  $v_z$  з КП

Зі збільшенням ваги та маси амплітуди коливань швидкості  $v_z$  за рахунок хвильових процесів зростають. При введенні КП вплив хвильових процесів суттєво знижується (рис. 11б).

Проведено дослідження ГА в режимі зусилля.

У **п'ятому розділі** викладено результати експериментальних досліджень на випробувальних стендах і гідроагрегаті-аналозі з вертикальним ГЦ. Виконано порівняння експериментальної та модельної динамічних характеристик швидкості переміщення ГЦ. Підтверджено адекватність розробленої математичної моделі ГА НО, а отже достатню для практики точність теоретичних досліджень.

Отримано експериментальну і модельну осцилограми переміщення золотника ГР із нейтрального положення до положення «підйом» (+5,2 мм) і до положення «опускання» (-2,7 мм). Близькість кривих оцінювалася за відносними інтегральними оцінками, аналогічними виразу (2), і при часі інтегрування  $t_k = 2,4$  с погрішність склала для підйому 4,46%, для опускання 4,52%.

Порівняння експериментальної кривої тиску  $p_n$  на виході насосної установки гідроагрегата-аналога з вертикальним ГЦ і кривої  $p_n$  досліджуваного ГА НО (у відносних одиницях) показано на рис. 12. При цьому підйом НО становив 60 мм, а вантажу на ГА-аналозі – 5 мм. Значення відносної інтегральної оцінки склало 11,7%.

Експериментальна (1) осцилограма швидкості  $v_z(t)$  ГА НО, розробленого ІМІНМАШ НАН Білорусі для трактора «Білорусь», і отримана осцилограма (2) швидкості  $v_z(t)$  на розробленій математичній моделі для трактора Т-150К (ВАТ «ХТЗ») без урахування КП (компенсатора) при одному й тому ж  $G = 10000 \text{ І}$ ,  $m_{ff} = 1020 \text{ ẽã}$  у режимі підйому показано на рис. 13. Значення відносної інтегральної оцінки склало 12%.



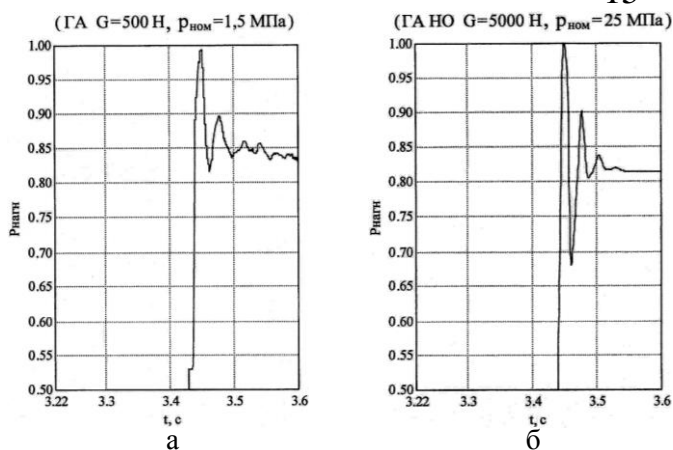


Рис. 12. Експериментальна (а) і модельна (б) осцилограми тиску  $p_H$  ГА з вертикальним гідроциліндром при підйомі вантажу на 5 мм і ГА при підйомі НО на 60 мм

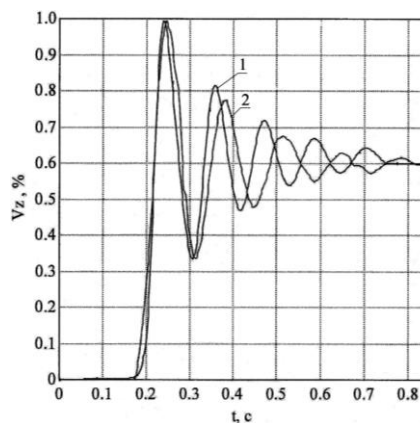


Рис. 13. Експериментальна (1) (Мінськ) і модельна (2) (Харків) осцилограми швидкості  $v_z$  ГА НО

У **додатках** наведено: вихідні дані; структурно-функціональні схеми математичної моделі вузлів і ГА НО в цілому в різних режимах з їхнім коротким описом; діаграма обчислювальних блоків для моделювання ГА НО у режимі зусилля при урахуванні нестационарного руху РР у зливному трубопроводі; титульний аркуш технічного завдання на розробку ГА НО трактора; акти впровадження результатів роботи.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичну задачу дослідження робочого процесу гідроагрегата навісного обладнання трактора і його поліпшення на основі нелінійної математичної моделі, багатопараметричної оптимізації та синтезу коригувальних пристроїв.

Основні результати і висновки дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. Виконаний аналітичний огляд науково-технічної літератури, пов'язаної з конструюванням і розробкою навісного обладнання тракторів, і випробувань гідроагрегатів різного технічного рівня, розробок математичних моделей гідроприсроїв, дозволив виявити низку проблемних питань і важливих факторів раніше належним чином не розглянутих та неврахованих в їх математичних моделях. До них слід віднести: аналіз кінематичного ланцюга між виконавчим пристроєм гідроагрегата (силовими гідроциліндрами та навісним обладнанням); пошук рішення по зниженню коливань швидкості руху навісного обладнання та піків тиску робочої рідини, викликаних великою масою навісного обладнання та об'ємом робочої рідини в гідроагрегаті; забезпечення стійких малих переміщень навісного обладнання в ручному і автоматичному режимах; урахування в моделі нелінійностей, нерівностей, що обмежують переміщення та швидкості золотників, стисливості та двофазності робочої рідини тощо, що дозволило підвищити точність математичних моделей.

2. Розроблено математичну модель робочого процесу гідроагрегата навісного обладнання трактора, де всі гідроприсрої, включаючи робочу рідину та навантаження, розглядаються як єдине ціле. Математична модель, до складу якої увійшли рівняння подачі та витрат робочої рідини, руху золотників, руху плунжерів і штоків елементів, представляє собою систему 12-ти диференціальних

рівнянь першого порядку, ураховує нелінійності, конструктивні особливості та характеристики реальних об'єктів тощо і дозволяє виконати комплекс досліджень на шляху рішення поставленої науково-практичної задачі.

3. Проведено чисельні дослідження динамічних характеристик вузла «пропорційний електромагніт – золотник електрогідравлічного перетворювача», які показали, що при синусоїдальному вхідному сигналі цей вузол є фільтром частот вище 10 Гц.

4. Встановлено, що динамічні характеристики при підйомі навісного обладнання без коригувальних пристроїв в інтервалі зміни навантаження від 5000 до 15000 Н характеризуються діапазоном логарифмічного декремента згасання  $\delta = 0,79 - 0,68$ , коефіцієнтом демпфування  $D = 0,125 - 0,104$ , тобто з ростом навантаження вони зменшуються.

5. Розрахункові динамічні характеристики в режимі підйому навісного обладнання показали, що хвильові процеси у гідроагрегаті суттєво впливають на них зі збільшенням навантажень від 10000 Н та при заданих переміщеннях штока гідроциліндра, більших ніж 0,05 м.

6. Виконаний динамічний синтез коригувального пристрою за інтегральним критерієм забезпечив компенсацію значних інерційних сил, суттєво поліпшив робочий процес гідроагрегата: амплітуди коливань швидкості переміщення штока гідроциліндра при навантаженнях 5000 – 15000 Н знижуються в 2 – 6 разів; час загасання в 1,3 – 1,6 рази; максимальний пік тиску робочої рідини на виході насосної установки в 1,15 – 1,35 рази.

7. Синтез коригувального пристрою з нелінійними характеристиками настроювальних каналів забезпечив стійкі малі переміщення штоків гідроциліндрів (навісного обладнання) зі статичною похибкою не вище 5 % і відпрацювання малих сигналів розузгодження при підйомі та опусканні, що дозволило суттєво поліпшити динамічні характеристики гідроагрегата.

8. Проведені експериментальні дослідження підтвердили адекватність розробленої математичної моделі робочого процесу гідроагрегата: динамічна характеристика моделі вузла «пропорційний електромагніт – електрогідравлічний перетворювач» відрізняється від характеристики реального вузла на 4,52 – 5,54 %, а відносна інтегральна оцінка модельної кривої швидкості переміщення штока гідроциліндра та експериментальної становить 12,2 %.

9. Результати досліджень використовуються при розробці та модернізації гідроагрегатів ТОВ «Промгідропривод» (м. Харків) і в навчальному процесі кафедри гідравлічних машин НТУ «ХП».

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

1. Цента Е. Н. Математическая модель узла «электрогидравлический преобразователь – золотник гидрораспределителя» гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 3 (17). – С. 96 – 99. *Здобувачем запропоновано рівняння руху плунжера електрогідравлічного перетворювача.*

2. Цента Е. Н. Математическая модель узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр» гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 3 (109), ч. 2. – С. 89 – 93. *Здобувачем запропоновано рівняння руху золотника гідророзподільника при підйомі та опусканні навісного обладнання.*

3. Цента Е. Н. Математическая модель клапана давления гидроагрегата с чувствительностью к нагрузке / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Вестник Харьковского

національного автомобільно-дорожного університета : сб. научных трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – Вып. 38. – С. 200 – 203.

*Здобувачем запропоновано рівняння витрати через щілину клапана тиску.*

4. Цента Е. Н. Динамические характеристики электрогидравлического преобразователя гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 2 (20). – С. 87 – 92.

*Здобувачем виконаний аналіз перехідних процесів електрогидравлического перетворювача при різних видах вхідного сигналу.*

5. Цента Е. Н. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2008. – № 2/4 (32). – С. 36 – 41.

*Здобувачем виконано аналіз перехідних процесів у гідроагрегаті, розглянуто вплив газомісту в робочій рідині, змінності коефіцієнтів витрати в різних вузлах гідроагрегата.*

6. Цента Е. Н. Динамика узла «электрогидравлический преобразователь – золотник распределителя» гидроагрегата трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, В. А. Макей // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2008. – № 2 (49), ч. 2. – С. 89 – 91.

*Здобувачем отримано та проаналізовано осцилограми перехідних процесів математичної моделі з двома електрогидравлическими перетворювачами при імітації підйому і опускання навесного обладнання при ступінчастому вхідному впливі та згладженими вхідними сигналами.*

7. Цента Е. Н. Переходные процессы следящего гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – № 23. – С. 73 – 78.

*Здобувачем досліджено перехідні процеси тиску на виході насосного агрегата, переміщень золотника гідророзподільника і штока гідроциліндра та ін. змінних.*

8. Цента Е. Н. Динамический синтез гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, В. А. Макей // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 4 (22). – С. 103 – 107.

*Здобувачем визначено значення коефіцієнтів настроювальних каналів ПД-регулятора, коефіцієнтів жорстких зворотних зв'язків за положенням і швидкістю штока гідроциліндра та положенням золотника гідророзподільника, які забезпечують бажаний закон переміщення навесного обладнання.*

9. Цента Е. Н. Оптимизация параметров гидроагрегата навесного оборудования трактора по динамическому критерию / З. Я. Лурье, В. А. Макей, А. И. Панченко, Е. Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАТУ, 2008. – Вып. 8, т. 8. – С. 3 – 15.

*Здобувачем отримано оптимальну траєкторію підйому навесного обладнання з використанням відносної інтегральної оцінки.*

10. Цента Е. Н. Синтез компенсационных устройств компьютерных систем управления технологическим оборудованием / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, Е. Н. Цента [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАТУ, 2008. – Вып. 8, т. 9. – С. 3 – 15.

*Здобувачем розглянуто введення в контур керування нелінійних систем керування компенсаційних пристроїв.*

11. Цента Е. Н. Синтез компенсационного устройства гидроагрегата навесного оборудования трактора / Е. Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАТУ, 2009. – Вып. 9, т. 5. – С. 224 – 230.

*Здобувачем показано доцільність застосування компенсатора для нелінійних систем на прикладі гідроагрегата навісного обладнання трактора.*

12. Цента Е. Н. Стенд для динамических исследований гидроагрегатов навесного оборудования почвообрабатывающей техники / А. И. Гасюк, Е. Н. Цента // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2010. – № 3/9 (45). – С. 54 – 56.

*Здобувачем отримано експериментальну криву тиску в напірній магістралі гідросистеми при раптовій зміні щільності ґрунту.*

13. Цента Е. Н. Улучшение показателей качества рабочего процесса нелинейного гидроагрегата мобильных машин путем динамической компенсации / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // MOTROL: Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2011. – Volume 13С. – Р. 115 – 127. *Здобувачем отримано перехідні процеси швидкості переміщення штока гідроциліндра і тисків рідини в різних точках гідроагрегата при моделюванні без коригувального пристрою і з коригувальним пристроєм.*

14. Цента Е. Н. Об одном способе приведения силы веса и массы рабочего органа мобильной машины к исполнительному устройству гидроагрегата / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Гірничо-електромеханічна. – Донецьк : ДВНЗ «ДонНТУ», 2011. – Вип. 22 (195). – С. 167 – 177.

*Здобувачем запропоновано рівняння приведених сили ваги і маси навісного обладнання.*

15. Цента Е. Н. Исследование динамических характеристик гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, В. А. Макей, І. Г. Лищенко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2008. – № 2 (49), ч. 2. – С. 92 – 95.

*Здобувачем було проведено дослідження динамічних характеристик гідроагрегата навісного обладнання трактора при різних вхідних сигналах.*

16. Цента Е. Н. Синтез параметрически оптимизируемого гидроагрегата навесного оборудования трактора по динамическому критерию / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Proceedings International scientific conference UNITECH '08. – Gabrovo: University publishing house "V. Aprilov", 2008. – Volume II. – Р. 449 – 454.

*Здобувачем вирішено оптимізаційну задачу за призначенням динамічним критерієм для забезпечення заданих властивостей, включаючи і введення додаткового пристрою (ПІД-регулятора).*

17. Цента Є. М. Основні принципи побудови сучасних гідроагрегатів навісного обладнання ґрунтообробної техніки / З. Я. Лур'є, Є. М. Цента // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XVIII міжнар. науково-практичної конф., 12 – 14 травня 2010 р., Харків : у 4 ч. / за ред. проф. Товажнянського Л. Л. – Харків : НТУ «ХП», 2010. – Ч. 1. – С. 307.

*Здобувачем на прикладі навісного обладнання трактора показано сучасні рішення побудови гідроагрегатів різних фірм.*

18. Цента Е. Н. Динамика гидроагрегата навесного оборудования трактора в режиме положения при подъеме и опускании / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XIX міжнар. науково-практичної конф., 01 – 03 червня 2011 р., Харків : у 4 ч. / за ред. проф. Товажнянського Л. Л. – Харків : НТУ «ХП», 2011. – Ч. 1. – С. 248.

*Здобувачем отримано осцилограми, що відображають поліпшення показників якості робочого процесу гідроагрегата.*

19. Цента Е. Н. Основные проблемы создания эффективных гидроагрегатов навесного оборудования тракторов и пути их решения / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // ГІДРОАЕРОМЕХАНІКА В ІНЖЕНЕРНІЙ ПРАКТИЦІ : матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конф., 17 – 20 квітня 2012 р., Черкаси. – Черкаси : АПБ ім.

Героїв Чорнобиля, 2012. – С. 81. *Здобувачем запропоновано рівняння, які дозволяють визначити приведені до осі силових циліндрів вагу і масу навісного обладнання, розглянуто зниження коливальності ряду координат гідроагрегата, викликаних великою масою навісного обладнання і великим об'ємом робочої рідини в гідросистемі.*

20. Цента Е. Н. Динамика гидроагрегата навесного оборудования трактора. Проблемы, методы и этапы решения. / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XX міжнар. науково-практичної конф., 15 – 17 травня 2012 р., Харків : у 4 ч. / за ред. проф. Товажнянського Л. Л. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – Ч. 1. – С. 269.

*Здобувачем розглянуто основні проблеми, що виникають при проектуванні гідроагрегатів і дослідженні їх динаміки на сучасному технічному рівні.*

21. Цента Е. Н. Математическая модель расходов в гидроагрегате с вертикально расположенным цилиндром и переменной нагрузкой в режиме подъема / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка і пневматика : матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конф. АС ПГП, 19 – 20 вересня 2012 р., Чернігів. – Вінниця : ГЛЮБУС-ПРЕС, 2012. – С. 107.

*Здобувачем розглянуто вплив змінності навантаження на перехідні процеси вертикально розташованого гідроциліндра в режимі підйому.*

### АНОТАЦІЇ

**Цента Є.М. Поліпшення робочого процесу гідроагрегата навісного обладнання трактора шляхом синтезу коригувальних пристроїв.** На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2013 р.

Дисертацію присвячено теоретичним та експериментальним дослідженням, спрямованим на поліпшення динамічних характеристик гідроагрегата навісного обладнання трактора. Розроблені математичні моделі: насоса, електрогідравлічного перетворювача, гідророзподільника, клапана тиску, вузла «гідророзподільник – гідроциліндр», які відкрили можливість для дослідження динамічних характеристик гідроагрегата навісного обладнання трактора.

Виконаний динамічний синтез коригувального пристрою за інтегральним критерієм, спрямований на компенсацію значних інерційних сил, суттєво поліпшив робочий процес гідроагрегата: амплітуди коливань швидкості переміщення штока ГЦ при навантаженнях 5000 – 15000 Н знижуються у 2 – 6 разів. Синтез коригувального пристрою з нелінійними характеристиками настроювальних каналів забезпечив стійкі малі переміщення штоків гідроциліндрів (навісного обладнання) зі статичною похибкою не вище 5 % і відпрацювання малих сигналів розузгодження при підйомі та опусканні. Проведені експериментальні дослідження підтвердили адекватність розробленої математичної моделі: динамічна характеристика вузла «пропорційний електромагніт – електрогідравлічний перетворювач» відрізняється від характеристики реального вузла на 4,52 – 5,54 %, а відносна інтегральна оцінка модельної кривої швидкості переміщення штока гідроциліндра та експериментальної становить 12,2 %.

*Ключові слова:* гідроагрегат, навісне обладнання, математична модель, коригувальний пристрій, синтез, оптимізація, динамічні характеристики.

**Цента Е.Н. Улучшение рабочего процесса гидроагрегата навесного оборудования трактора путем синтеза корректирующих устройств. На правах рукописи.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2013 г.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-практической задачи – исследованию рабочего процесса и его улучшению на основе нелинейной математической модели, многопараметрической оптимизации и синтеза корректирующих устройств.

Проведен анализ разработанных ранее методик и математических моделей гидроаппаратуры и ГА НО в целом и выявлен целый ряд неучтенных факторов, существенно влияющих на построение математических моделей, на исследование динамики ГА. Это можно отнести к следующему: учету в математической модели нелинейностей при определении силы трения, гидродинамической силы гидроустройств; рассмотрению реальной РЖ как двухфазной (наличие газовой среды); учету в модели сжимаемости РЖ и деформации стенок трубопроводов и др.

Оценено влияние изменения газосодержания  $m_0$  в интервале 2,5 – 15 % двухфазности РЖ на динамику ГА.

Динамические характеристики модели в режиме подъема навесного оборудования показали, что волновые процессы в гидроагрегате оказывают существенное влияние на них с увеличением нагрузок от 10000 Н и при заданных перемещениях штока гидроцилиндра больших, чем 0,05 м.

Выполненный динамический синтез корректирующего устройства по интегральному критерию, направленный на компенсацию значительных инерционных сил, существенно улучшил рабочий процесс гидроагрегата: амплитуды колебаний скорости перемещения штока ГЦ при нагрузках 5000 – 15000 Н снижаются в 2 – 6 раз.

Синтез корректирующего устройства с нелинейными характеристиками настроечных каналов обеспечил устойчивые малые перемещения штоков гидроцилиндров (навесного оборудования) со статической ошибкой не выше 5 % и обработку малых сигналов рассогласования при подъеме и опускании.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили адекватность разработанной математической модели рабочего процесса гидроагрегата: динамическая характеристика модели узла «пропорциональный электромагнит – электрогидравлический преобразователь» отличается от характеристики реального узла на 4,52 – 5,54 %, а относительная интегральная оценка модельной кривой скорости перемещения штока гидроцилиндра и экспериментальной составляет 12,2%.

*Ключевые слова:* гидроагрегат, навесное оборудование, математическая модель, корректирующее устройство, синтез, оптимизация, динамические характеристики.

**Tsenta E. N. An improvement of working process hydraulic unit of the tractor mounting equipment by the synthesis of correcting devices. As the manuscript.**

The dissertation for competition of the scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.05.17 – hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units. – National Technical University is the "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, 2013.

The dissertation is devoted to theoretical and experimental researches aimed at improvement the dynamic characteristics of hydraulic unit of the tractor mounting equipment. The developed mathematical models of pump, electro-hydraulic transducer, hydraulic valve, unit "hydraulic valve - cylinder", which opened the possibility to study the dynamic characteristics of hydraulic unit of the tractor mounting equipment.

The executed dynamic synthesis of correcting device on an integral criterion aimed at compensation of considerable inertial forces, substantially improved the working process hydraulic unit: amplitude of speed fluctuation of cylinder rod at load 5000 – 15000 N go down in 2 – 6 times. The synthesis of correcting device with nonlinear characteristic of tuning channels provided steady small movement of cylinder rod (mounting equipment) with a static error not higher 5 % and development small error signal at lifting and lowering. Conducted experimental research was confirmed the adequacy of the developed mathematical model: dynamic characteristics of the unit "proportional electromagnet – electro-hydraulic transducer" differentiate from the real characteristics at 4.52 - 5.54%, and the relative integrated assessment of model velocity curve of cylinder rod and experimental curve of cylinder rod is 12.2%.

*Keywords:* hydraulic unit, mounting equipment, mathematical model, correcting device, synthesis, optimization, dynamic characteristics.



Підписано до друку 26.09.2013 р. Формат 60x84/16.  
Папір офсетн. Друк – різнографічний. Умовн. друк. арк. 0,9  
Гарнітура Times New Roman. Тираж 100 прим. Замовлення № 103

---

Надруковано у копії-центрі «МОДЕЛІСТ»  
(ФО-П Миронов М.В., Свідоцтво ВО 4 № 022953 від 24.04.2003 р.)  
61002, м. Харків, вул. Червонопрапорна, 3

---