НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Гасюк Олександр Іванович

УДК 621.646.49:621.18

ДИНАМІКА БАГАТОВИТРАТНОГО ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНУ НЕПРЯМОЇ ДІЇ НА ТИСК 25-32МПа В РЕЖИМІ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ ГІДРОАГРЕГАТА ПІДЙОМУ ВАЛА ТУРБІНИ

Спеціальність 05.05.17-Гідравлічні машини та гідропнемоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків-2005р

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі гідравлічних машин Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут” (НТУ „ХПІ”) Міністерства освіти і науки України, м. Харків

Науковий керівник доктор технічних наук, професор
Лур’є Зіновій Якович
Національний технічний університет „ХПІ”
професор кафедри гідравлічних машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Косторной Сергій Дмитрович,
Сумський національний аграрний університет
професор кафедри гідравлічних машин

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Сухоребрий Петро Миколайович
Інститут проблем машинобудування
ім. Підгорного А.М. НАН України
старший науковий співробітник відділу аерогідромеханіки

Провідна установа: Національний технічний університет України
„Київський політехнічний інститут”, кафедра прикладной гідроаеромеханіки та механотроніки,
Міністерство освіти і науки України, м. Київ

Захист відбудеться 24.02.2005р. о 12 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.050.11 у Національному технічному університеті „Харківський політехнічний інститут” за адресою: м. Харків 2, вул.. Фрунзе,21, кафедра гідравлічних машин.

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

Автореферат розісланий 18.01.2005р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради **Потетенко О.В.**

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

Актуальність теми. Робота цілого ряду гідрофіцированих машин енергетичного профілю, будівельно-дорожного, верстатобудівного, металургійного та ін. пов'язана із змінним навантаженням на робочих органах, у тому числі з режимом перевантаження. Захист від перевантажень та крайніх зусиль (моменту), вище якого можлива поломка, вихід із ладу технологічної машини поручається запобіжним клапанам (ЗК). Саме їх динамічні характеристики (показник якості, включаючи швидкодію) гарантують захист механізмів, машин від виникаючих перевантажень. Уникнути режиму перевантаження на гідроагрегатах екскаваторів, бульдозерів, на гідроагрегатах підйому валів парових турбін та інших не завжди можливо. У зв'язку з цим розробці і випробовуванню ЗК непрямої дії приділялося належну увагу з метою забезпечення режиму перевантаження. Аналіз виконаних робіт і сформульованих технічних вимог до проектування гідроагрегатів, в яких режим перевантаження з'являється частиною технологічного процесу агрегату показує, що проектування виконувалося без урахування ряду важливих факторів, підвищуючих точність математичної моделі. Поліпшення статичних та динамічних характеристик багатовитратних ЗК непрямої дії можливо отримати шляхом постанови і вирішення наукової проблеми, поєднаних з дослідженням динаміки багатовитратного ЗК непрямої дії на тиск 25-32МПа у режимі перевантаження гідроагрегата (ГА) на прикладах механізму копання з гідроциліндром і гідропідйому валу парової турбіни. Ця робота присвячена вирішенню цієї актуальної наукової проблеми.

Зв'язок работи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна работа виконувалась на кафедрі "Гідравлічні машини" Національного технічного університету "Харьківський політехничний інститут". Тема работи відповідає новому науковому напрямку в галузі моделювання, динаміки та оптимізації гідравличних машин і гідропневмоагрегатів, формованих кафедрою сумісно із НДІГідропривод, м. Харків (головною організацією у галузі машинобудування – промислові гідроприводи і гідроавтоматика у масштабі України) відповідно до державних програм розробки й освоєння найважливіших видів верстатобудівної продукції (рішення №5 Мінмашпрому України від 07.1992р.), у тому числі, п.7.16 "Клапанів запобіжних і рудукційних" (НДР №0193U02002406Р), "Гідроклапани тиску" (НДР №0194U009897). Здобувач брав безпосередню участь у виконанні зазначених НДР як виконавець.

Мета і задачі досліджень. Метою даної роботи є поліпшення статичних і динамічних характеристик багатовитратного запобіжного клапану непрямої дії у складі гідроагрегату (на прикладах гідростатичного підйому валу парової турбіни і механізму переміщення ківша екскаватора) шляхом розробки більш повної математичної моделі.

До головних вирішених задач дисертаційної роботи для досягнення поставленої мети відносяться:

- аналіз конструкції ЗК непрямої дії і схем захисту гідросистем від перевантажень;

- разробка нелінійної динамічної моделі багатовитратного запобіжного клапану непрямої дії з більшою ступеню адекватності натурному об’єкту;

- побудова статичних моделей ЗК непрямої дії по різним методикам для визначення залежності статизму від тиску наладки відкриття ЗК, жорсткості пружини керуючого клапану, діаметрів затвора керуючого і основного клапана ЗК та ін.;

- формування алгоритму визначення тиску РР за дроселем 1 при спрацюванні керуючого клапану ЗК;

- оцінка адекватності розробленних статичних і динамічних математичних моделей шляхом експериментальних досліджень;

- разробка математичних моделей гідроагрегатів переміщення гідроциліндра ківша екскаватора і гідропідйома вала парові турбіни;

-дослідження статичних і динамічних характеристик гідроагрегатів з багатовитратним ЗК непрямої дії і формулювання практичних рекомендацій по проектуванню гідроагрегатів з багатовитратного запобіжного клапану непрямої дії, по подальшому використанню результатів дослідження.

Об’єкт дослідження – гідравлічні і гідромеханічні процеси взаємодії потоку РР з елементами гідроагрегату підйому вала парової турбіни, впливаючі на динаміку режиму перевантаження.

Предмет дослідження – функціональні залежності статичних і динамічних моделей багатовитратного ЗК непрямої дії, визначаючі показники якості перехідних процесів.

Методи досліджень. Основними методами досліджень були: системний аналіз, який відкриває можливості декомпозиції ГА з ЗК на основні вузли з урахуванням взаємозв’язків всіх елементів; методи теорії механизмів і машин, які сприяють більш повній розробці математичних моделей запираючо-регулюючих елементів ЗК; механіка рідини і газу, за допомогою методів, які обґрунтовують облік змінності коефіцієнта витрат і дана оцінка стискуванності і двофазності РР; методи математичного моделювання, дозволяючи більш повно представити реальний ЗК непрямої дії функціональними залежностями, які описують сукупність фізичних процесів при його роботі в режимі перевантаження; натурні і числові експерименти, на базі яких була встановлена адекватність розроблених математичних моделей і отримані статичні і динамічні характеристики ГА з ЗК.

Наукова новизна отриманих результатів:

-вперше створена математична модель багатовитратного запобіжного клапану непрямої дії для дослідження його динаміки в складі ГА у режимі перевантаження на основі системного підходу, який враховує міжелементні зв’язки ГА з ЗК, нелінійності характеристик його елементів, змінності

коефіцієнтів витрат в дросельних щілинах, двофазності РР, що повишає її адекватність натурному об’єкту;

-отримані аналітичні рівняння безрозмірного коефіцієнту витрати і несучої вантажопідйомності гідростатичного підшипника, які дозволили побудувати його математичну модель в складі ГА з ЗК непрямої дії;

-вперше отримані динамічні характеристики гідроагрегата підйому вала парової турбіни з багатовитратним запобіжним клапаном непрямої дії, з великим об’ємом стискуваної РР, нерівномірністю витрати насосу і оцінкою впливу хвильових процесів в напірній магістралі при пуску та в режимі перевантаження;

-вперше теоретично визначено вплив великих об’ємів стискуваної двофазної РР та пульсації витрати насосу і розраховані на розроблених математичних моделях їх величини, що дозволяє вилучити вібрації напірного трубопроводу і підвищити надійність гідроагрегату підйому вала парової турбіни.

Практичне значення отриманих результатів

Практичну цінність роботи складають:

-комплекс програм по розрахунку статичних та динамічних характеристик;

-методика поетапного рішення поставленої наукової проблеми від вибору конкретного об’єкта, розробка математичної моделі ГА і програмних засобів для дослідження його динаміки до формування практичних рекомендацій;

-методика розрахунку апроксимуючих рівнянь безрозмірних витрат і несучої здібності гідростатичного підшипника по табличним експериментальним даним.

Результати роботи сформульовані у формі рекомендацій при проектуванні ЗК непрямої дії і ГА підйому вала парової турбіни і передані у ВАТ „Турбоатом”, м. Харків, для подальшого удосконалення розглянутого гідрообладнення, ДП “Промгідропневмопривод”, НДІ ”Гідропривод”, ЗАТ “Реммашстрой”, ЗАТ НПП “Регулятор”, ВАТ “Проммашина”, м. Харків, а також використовується в навчальному процесі за дисциплінами “Динаміка гідропневмосистем” і “Математичне моделювання гідропневмосистем”.

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

Особисто здобувачем:

- розроблена математична модель ГА з ЗК непрямої дії для двох об’єктів: ГА підйому вала парової турбіни і кар’єрного екскаватора;

- проведені дослідження математичної моделі ГА з ЗК непрямої дії и виконана оцінка її адекватності реальному об’єкту, а також дослідження статичних та динамічних характеристик ЗК непрямої дії;

- запропонована методика розрахунку апроксимуючих рівнянь безрозмірних витрат і несучої здібності гідростатичного підшипника.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на наукових конференціях, симпозіумах і семінарах: V÷IX Міжнародних конференціях "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (м.Київ, 2000 – 2004рр.); VIII ÷ XII Міжнародних науково - практичних конференціях "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" (м. Харків, 2000 – 2004рр.); 10-ій ювілейній науково – технічній конференції АС ПГП (м. Кіровоград, 2000р.); міжнародном симпозіумі у ЗАТ "НДІГідропривод" "Сучасні напрямки у розвитку, застосуванні і сервісному обслуговуванні об'ємних гідроприводів, пневмоприводів і мастильного обладнання у машинобудуванні та інших галузях промисловості " (м. Харків, 2001р.). У повному обсязі дисертаційна робота доповідалася на науково-технічном семінарі кафедри гідромашин НТУ "ХПІ".

Публикації. Матеріали дисертаційної роботи відображені у 9 публікаціях, з яких 9 статтей в фахових виданнях, затверджених переліком ВАК України.

Обсяг і структура дисертації. Робота складається зі вступу, 5 розділів, висновкив, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 290 сторінки, з них 22 ілюстрації за текстом, 92 ілюстрації на 87 сторінках; 21 таблиця за текстом, 1 таблиця на 1 сторінці; 16 додатків на 26 сторінках; 107 найменувань використаних джерел на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи, сформульована ціль, наукова проблема і задачі, її складаючи, визначені основні положення, які мають наукову новизну і практичну цінність.

У першому розділі визначена область дослідження роботи на базі аналізу відповідних літературних джерел і обґрунтована необхідність проведення досліджень в цьому напрямку. Наведені дані, які свідчать про широке застосування в машинобудуванні ГА з ЗК непрямої дії, а також розглянуті задачі, виникаючі при їх експлуатації. Виконаний аналіз схем і конструктивних особливостей типових ЗК. Великий внесок в розробку математичних моделей об'ємних гідромашин і гідроапаратури внесені відомими вченими: Бажиним І.І., Даниловим Ю.А., Кирилловскім Ю.Л., Колпаковим Ю.Г., Коробочкіним Б.Л., Лур'є З.Я., Навроцьким К.Л., Поповим Д.Н., Полюшковим А.Г., Прокоф'євим В.М., Blackburn J., Reethol G., Kordak R. та ін. Визначені питання та фактори, які не розглядалися в попередніх дослідженнях в цій галузі:

-змінності коефіцієнту витрат в функції числа Re , який впливає на динамічні характеристики елементів ГА і ГА в цілому;

-двофазності РР, істотно знижуючи об'ємний модуль пружності в зоні низкого тиску і динамічних характеристик ГА (особливо в частині швидкодії);

-обмеження переміщення і швидкостей руху запірно-регулюючих елементів (ЗРЕ) керуючого та основного клапанів в ЗК, відображаючих особливості їх кінематики і динаміки;

-представлення керуючого клапану в динаміці як динамічної ланки, а не як статичного елементу;

-урахування стискуваності РР у трубопроводі і оцінки впливу хвильових процесів в них;

оцінка впливу пульсації подачі насоса на перехідні процеси ГА з ЗК.

Без урахування цих факторів не видається можливим покращити статичні та динамічні характеристики ГА с ЗК непрямої дії. Визначені об'єкти і мета досліджень, сформульована актуальна наукова проблема – дослідження динаміки багатовитратного запобіжного клапана на тиск 25-32МПа в режимі перевантаження гідроагрегата підняття вала турбіни. Задачі, визначаючі основний зміст наукової проблеми і відповідні ієрархії їх вирішень наведені на рис.1.

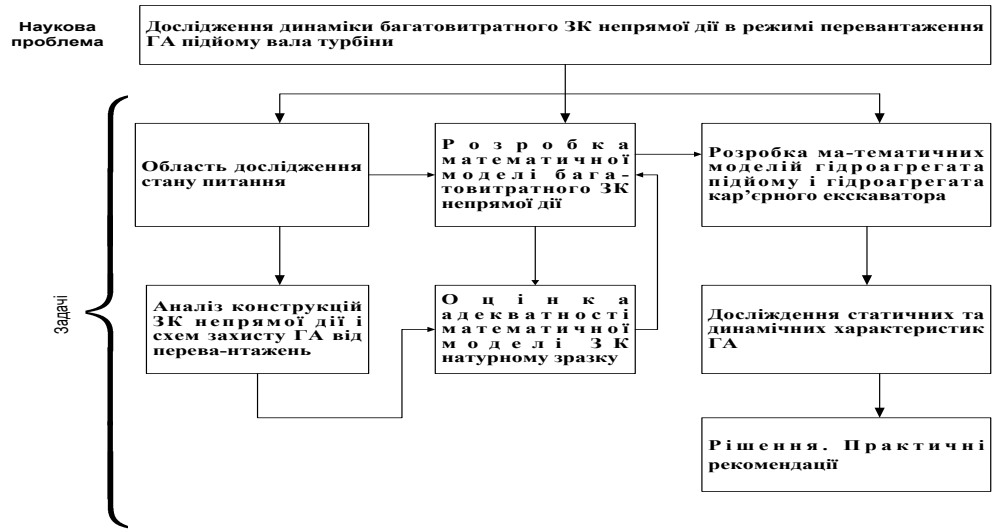

Рис.1. Задачи, складаючи наукову проблему

Другий розділ присвячено опису ГА підйому вала парової турбіни, специфіці його функціонування, виявленню конструктивних особливостей ГА, спливаючих на його роботу.

Гідростатичний підйом призначений для полегшення зрушення валопроводу при запуску і зупинці, а також належної роботи підшипників турбоагрегату.

Відфільтроване масло із головного баку по засмоктовуючому колектору підводиться до двох радіально-поршневих насосів НР2/320 з електропроводом змінного струму. В роботі зазвичайно знаходиться один насос, другий - резервний, який включається автоматично при неполадках першого робочого насосу. Напірні магістралі насосів розділені один від одного зворотними клапанами. Кожна насосна установка має запобіжний клапан непрямої дії.

Головний напірний колектор по окремим лініям живить великогабаритні сегментні підшипники турбіни і генератора. На лінії підведення масла до змащувального зазору, утворюваному шийкою валу і напіввкладишами, знаходяться регулювальні вентилі, забеспечуючі необхідний розмір всплиття валопроводу, який знаходиться в межі 0,04...0,06мм. Кожний

підшипник турбіни і генератора забезпечений зворотним клапаном, розташованим всередині картеру підшипника. Зворотні клапани необхідні для запобігання витікання РР з підшипнику при відключенні системи гідропідняття.

“Скачки” тиску в гідросистемі можуть викликати наступні фактори: окалина, шлам, смолисті продукти окислення маслу, іржа, які сприяють зменшенню прохідного перетину гідростатичного кишені підшипника, що може привести до нерівномірного всплиття ротора і, отож до його деформації. Крім того, недостатня товщина змащувальної плівки масла підвищує нагрів і знос бабітової заливки підшипників.

Зі свідчень спеціалістів ВАТ “Турбоатом” у гідроагрегаті підйому спостерігаються пульсації тиску, які викликають вібрацію трубопроводів і в окремих випадках спричиняли обрив трубопроводу високого тиску, а також викликали вигвинчування регулюючих штоків вентилів, впливаючи на падіння тиску в підшипниках і роботу валоповоротного пристрою з коливанням сили струму електродвигуна.

<u>В третьому розділі</u> викладені результати розробки математичних моделей ГА (кар’єрного екскаватора і підйому вала парової турбіни з багато витратним ЗК непрямої дії), котрі включають нелінійні рівняння геометричних, кінематичних і силових параметрів, а також функціональні обмеження. Розрахункова схема ГА показана на рис. 2.

Математична модель насоса має рівняння:

$$\left.\begin{aligned}
&Q_{нг}\ t\ = W_н \omega_н\ t\ ,\\
&Q_{н1}\ t\ = Q_{нг}\ t\ - Q_{ну1}\ t\ - Q_{нп1}\ t\ - Q_{нк1}\ t\ - Q_{нд1}\ t\ ,\\
&Q_{ну1}\ t\ = C_{ну} p_n\ t\ ,\ Q_{нп1}\ t\ = C_{нп}\left[p_n\ t\ - p_{сл}\ t\ \right],\\
&Q_{нд1}\ t\ = \frac{V_{н1}}{E_{ж1}} * \frac{dp_n\ t}{dt},\\
&Q_{нк_1}(t) = \frac{W_н + W_{нм}}{E_{ж_1}} \omega_н(t)\left[p_n\ t\ - p_{сл}\ t\ \right],\\
&E_{ж1} = K\ \ p_n + 1\ \ \ Ap_n + B\ \frac{1 - m_0\ \ D_1 + m_0 D_2}{K\ \ p_n + 1\ \ 1 - m_0\ \ D_1 + m_0\ \ Ap_n + B\ \ D_2},\\
&D_1 = \sqrt[A]{\frac{Ap_0 + B}{Ap_n + B}},\ \ D_2 = \sqrt[K]{\frac{p_0 + 1}{p_n + 1}}.
\end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Де $Q_{нг}$, $Q_{ну_1}$, $Q_{нп_1}$, $Q_{нк_1}$, $Q_{нд_1}$ - відповідно, геометрична подача, витрати витоку та перетічки, витрати, пов’язані з компресією РР і деформаційні витрати насосу; $C_{ну}$, $C_{нп}$ - коефіцієнти витоку та перетічки насосу; p_n, $p_{сл}$ - тиск нагнітання та зливу; $V_{н_1}$ - об’єм РР в видючій порожнині насосу; $E_{ж_1}$ - об’ємний модуль пружності РР; $W_н$, $W_{нм}$ - характерний об’єм і характерний

“мертвий” об’єм насосу; $\omega_н$ - кутова частота обертів насосу; A, B - параметри РР, залежні від типу мастила і робочої температури системи; K - показник політропи; m_0 - зміст нерозчинного повітря в РР.

Математична модель багатовитратного запобіжного клапану непрямої дії наведена:

Рівняннями витрат, нерозлучності потоку, змінного коефіцієнту витрат переміщення ЗРЕ, функціональних обмежень, керуючого клапану ЗК, дроселів 1 і 2, а також рівняннями витрат, змінного коефіцієнта витрат, переміщення і обмежень на переміщення швидкості ЗРЕ основного клапана.

$$
\left.
\begin{aligned}
&Q_{др_1} = \mu_{др_1} A_{др_1} sign\ \ p_n - p_1\ \ \sqrt{\frac{2}{\rho}\left|p_n - p_1\right|},\\
&Q_{др_2} = \mu_{др_2} A_{др_2} sign\ \ p_1 - p_2\ \ \sqrt{\frac{2}{\rho}\left|p_1 - p_2\right|},\\
&A_{ущ} = \pi x \sin\frac{\alpha}{2}\left(d_y - \frac{x}{2}\sin\alpha\right),\\
&Q_{ук} = A_{кл}\frac{dh}{dt} = G_з\ \ p_з - p_1\ \ ,\ \ G_З = \frac{\pi d_{др3}^4}{128\mu_ж l_З},\\
&Q_{др_2} = Q_{др_1} + Q_{ук},\ \ Q_{др_2} = Q_{ущ},\\
&\mu_{дрi} = \mu_{дрim}\sqrt{\frac{4\rho Q_{дрi}}{\pi d_{дрi}\mu_ж}}\Bigg/\sqrt{\left(\frac{\mu_{дрim}}{\kappa_{дрi\mu}}\right)^2 + \frac{4\rho Q_{дрi}}{\pi d_{дрi}\mu_ж}},\ \ i = 1,2,\\
&\mu_{ущ} = \mu_{ут}\sqrt{\frac{2\rho Q_{ущ}}{\pi\varepsilon d_y\mu_ж}}\Bigg/\sqrt{\left(\frac{\mu_{ут}}{\kappa_{у\mu}}\right)^2 + \frac{2\rho Q_{ущ}}{\pi\varepsilon d_y\mu_ж}},\ \ i = 1,2,\\
&m_y\frac{d^2x}{dt^2} = A_y p_2 - F_{пр.у} - F_{гд.у} - F_{ж.тр.у},\\
&F_{пр.у} = C_y(x_0 + x),\\
&F_{гд.у} = 2\mu_{ущ}^2\pi\ d_y x(p_2 - p_{сл})\cos\theta,\\
&F_{ж.тр.у} = \beta_y\frac{dx}{dt},\\
&\sqrt{\frac{2\rho Q_{ущ}}{\pi\varepsilon d_y\mu_ж}}\Bigg/\sqrt{\left(\frac{\mu_{ут}}{\kappa_{у\mu}}\right)^2 + \frac{2\rho Q_{ущ}}{\pi\varepsilon d_y\mu_ж}},\ \ i = 1,2,\\
&m_y\frac{d^2x}{dt^2} = A_y p_2 - F_{пр.у} - F_{гд.у} - F_{ж.тр.у},\\
&F_{пр.у} = C_y(x_0 + x),\\
&F_{гд.у} = 2\mu_{ущ}^2\pi\ d_y x(p_2 - p_{сл})\cos\theta,\\
&F_{ж.тр.у} = \beta_y\frac{dx}{dt},\\
&0 \le x \le x_{\max},\\
&\dot{x} = \begin{cases} 0, & при\ \dot{x} > 0\ ,\ x = x_{\max},\\ 0, & при\ \dot{x} < 0\ ,\ x = 0,\\ \dot{x}, & при\ 0 < x < x_{\max}, \end{cases}
\end{aligned}
\right\} \qquad (2)
$$

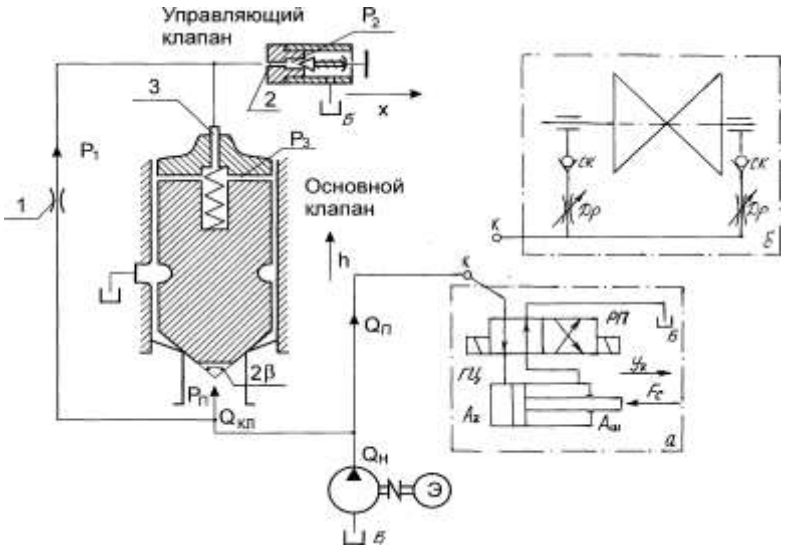

Рис.2. Розрахункова схема гідроагрегатів з ЗК непрямої дії: а – з навантаженим гідроциліндром; б – з гідростатичним підшипником; РП – розподільник; Др – дросель; ОК – зворотній клапан; ГЦ – гідроциліндр

де $Q_{др_1}$, $Q_{др2}$, $Q_{ущ}$, $Q_{ук}$ - відповідно витрати через дроселі 1 і 2, витрати через дроселюючу щілину керівного клапану ЗК; витрати керування основним клапаном; $A_{др_1}$, $A_{др2}$, $A_{ущ}$, $A_{кл.щ}$ - площа дросельних отворів дроселів 1 і 2, площина дроселюючи отворів керівного і основного клапана ЗК; $\mu_{др_1}$, $\mu_{др_2}$, $\mu_{ущ}$ - коефіцієнти витрат дроселів 1 і 2, коефіцієнти витрат щілин керівного клапану ЗК; $\mu_{ж}$ - коефіцієнт динамічної в'язкості; ρ - щільність РР; ε - коефіцієнт стискування струменя; κ_{μ} - початкове значення похідної залежності $\mu = f\sqrt{Re}$ при $Re \to 0$

$$
\left.
\begin{aligned}
&Q_{кл} = \mu_{кл.щ} A_{кл.щ} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n},\\
&A_{кл.щ} = \pi h \sin\beta \left(d_к + \frac{h}{2} \sin 2\beta \right),\\
&\mu_{кл.щ} = \mu_{кл.т} \sqrt{\frac{2\rho Q_{кл}}{\pi \varepsilon d_к \mu_ж}} \Bigg/ \sqrt{\left(\frac{\mu_{кл.т}}{\kappa_{кл.\mu}} \right)^2 + \frac{2\rho Q_{кл}}{\pi \varepsilon d_к \mu_ж}},\\
&m_{кл} \frac{d^2 h}{dt^2} = A_{кл} \left(p_n - p_3 \right) - F_{пр.кл} - F_{гд.кл} - F_{ж.тр.кл} - F_{тр.кл},\\
&F_{пр.кл} = C_{кл} \left(h_0 + h \right), \; F_{гд.кл} = 2\mu_{кл.щ}^2 \pi \, d_к h (p_n - p_{сл}) \cos\theta,\\
&F_{ж.тр.кл} = \beta_{кл} \frac{dh}{dt}, \; F_{тр.кл} = F_{тро.кл} sign \frac{dh}{dt},\\
&0 \le h \le h_{max},\\
&\dot{h} = \begin{cases} 0, \; при \; \dot{h} \rangle 0, \; h = h_{max}, \\ 0, \; при \; \dot{h} \langle 0, \; h = 0, \\ \dot{h}, \; при \; 0 \langle h \langle h_{max}. \end{cases}
\end{aligned}
\right\} \qquad (3)
$$

Де $Q_{кл}$ - витрати через клапан; $A_{кл}$ - площина поперечного перетину прохідного отвору, перекриваючого ЗРЕ основного клапану ЗК; $\mu_{кл.щ}$ - коефіцієнт витрати щілини основного клапану ЗК; μ_m - граничне значення коефіцієнта витрат при $Re \to \infty$; d_y, $d_к$ - діаметри поперечних площин прохідних отворів, які перекриваються замикаюче-регулювальними елементами (ЗРЕ) керуючого і основного клапанів ЗК; $d_{др3}$, l_3 - діаметр і довжина дросельного отводу дроселя 3; x, $\frac{dx}{dt}$, $\frac{d^2x}{dt^2}, h, \frac{dh}{dt}, \frac{d^2h}{dt^2}$ - переміщення, швидкість і прискорення ЗРЕ керуючого і основного клапанів ЗК; m_y, $m_{кл}$ - маса керуючого і основного клапанів; $F_{пр.у}$, $F_{пр.кл}$ - сила пружини керуючого і основного клапанів; $F_{гд.у}$, $F_{гд.кл}$ - гідродинамічна сила тиску на ЗРЕ керуючого і основного клапанів; $F_{ж.тр.у}$, $F_{ж.тр.кл}$ - сила рідинного тертя ЗРЕ керуючого і основного клапанів; $F_{тр.кл}$ - сила сухого тертя; $F_{тро.кл}$ - модуль сили тертя ЗРЕ основного клапану; β_y, $\beta_{кл}$ - коефіцієнт в'язкого тертя ЗРЕ керуючого і основного клапана; p_1, p_2, p_3 -тиск на вході дроселів 1 і 2 в заклапаній порожнині основного клапану ЗК; C_y, $C_{кл}$ - жорсткість пружини керуючого і основного клапанів; α - кут утвореного конусу дроселюючої щілини керуючого клапану ЗК; 2β - кут утвореного конусу дроселюючої щілини основного клапану ЗК ; θ - кут між вісю ЗРЕ і вектором швидкості струмка, протікаючого через щілину.

Математична модель навантаженого гідроциліндра (ГЦ) має вигляд:

$$\left.\begin{aligned} Q_{ц_1} &= A_z \frac{dy_z}{dt} + \frac{V_{01} + A_z y_z}{E_{жz_1}} \frac{dp_n}{dt}, \\ Q_{ц_2} &= A_ш \frac{dy_z}{dt} - \frac{V_{02} - A_ш y_z}{E_{жz_1}} \frac{dp_{сл}}{dt}, \\ m_z \frac{d^2 y_z}{dt^2} &= A_z p_n - F_c - \beta_z \frac{dy_z}{dt} - F_{z.тр}, \\ F_{z.тр} &= \frac{\pi\ fp_n}{1{,}5}\ D_n l_n + d_ш l_ш\ , \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

де $Q_{ц_1}$, $Q_{ц_2}$ - витрати в напірній і зливній порожнині ГЦ, A_z, $A_ш$ - площа поршневої і штокової порожнечі ГЦ; V_{01}, V_{02} - об'єм поршневої і штокової порожнечі ГЦ; y_z, $\frac{dy_z}{dt}$, $\frac{d^2y_z}{dt^2}$ - переміщення, швидкість і прискорення штоку ГЦ; F_c - сила опору; $F_{z.тр}$ - сила тертя; f - коефіцієнт тертя; D_n, $d_ш$ -діаметр поршня і штока; l_n, $l_ш$ - довжина поршня і штока; m_z -

приведена маса рухомих елементів ГЦ.

Магістральний трубопровід від насоса до гідроциліндра (до гідростатичного підшипника) в припущені зосереджених параметрів описуваного рівняннями: витрати через трубопровід

$$\left.\begin{aligned}
&Q_н - Q_{ц_1} = \frac{V_T}{E_{пр}}\frac{dp_n}{dt},\\
&Q_н = Q_{н_1} - Q_{кл} - Q_{др_1},\ \ E_{пр} = \frac{E_{ж_1}}{1+\frac{d_{тр}}{\delta_{тр}}\frac{E_{ж_1}}{E_т}},\\
&p_n^* = p_n - \lambda\frac{8\rho L_{тр}}{\pi^2 d_{тр}^5}\left|\frac{Q_н + Q_{ц_1}}{2}\right|\frac{Q_н + Q_{ц_1}}{2},\\
&\lambda = \begin{cases} 75/Re \ \ при \ \ Re \le 2300, \\ 0{,}3164 \ \ Re^{-0{,}25} \ \ при \ \ Re \succ 2300, \end{cases}\\
&Re = \frac{2\left|Q_н + Q_{ц_1}\right|\rho}{\pi \ \ d_{тр}\mu_{ж}}.
\end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

Де $Q_н$ - витрати на вході в трубопровід, $Q_{ц1}$ - витрати на виході; $E_{пр}$ - приведений модуль пружності з РР; $d_{тр}$ - діаметр трубопроводу; $\delta_{тр}$ - товщина стінки трубопроводу; $E_т$ - модуль пружності стінок трубопроводу; Re - число Рейнольдса; λ - коефіцієнт втрат по довжині; V_T - об'єм трубопроводу з РР ; $L_{тр}$ - довжина трубопроводу.

Система рівнянь (5) справедлива при наступних умовах:

- хвильові процеси в трубопроводах не розглядаються;

- втрати тиску по довжені трубопроводу залежать від середнього значення витрат на вході та виході;

- інерційна складова сил РР в трубопроводі не враховується.

Рівняння витрат в ГА с гідроциліндром:

$$Q_{нг} = Q_{ну_1} + Q_{нп_1} + Q_{нк_1} + Q_{нд_1} + Q_{кл} + Q_{др_1} + Q_{ц_1}. \qquad (6)$$

При підстановці в (6) всіх доданих складових витрат, згідно їх виразів, і вирішуючи рівняння (6) відносно похідної тиску p_n, отримаємо

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{E_{ж1}}{V_{н_1} + V_{01} + A_{ш}y_z} * \qquad (7)$$
$$\left[Q_{нг} - \left(C_{ну} + C_{нп} + \frac{W_н + W_{нм}}{E_{ж}}\omega_н\right)p_n - \mu_{др_1}A_{др_1}\sqrt{\frac{2}{\rho}\left|p_n - p_1\right|}sign \quad p_n - p_1 \ - \mu_{кл.щ}A_{кл.щ}\sqrt{\frac{2}{\rho}p_n - A_ш\dot{y}_z}\right].$$

Гідростатичний підшипник і спливу вала парової турбіни визначаються рівняннями:

- витрат ГА з гідростатичним підшипником

$$Q_{нг} = Q_{ну_1} + Q_{нп_1} + Q_{нк_1} + Q_{нд_1} + Q_{кл} + Q_{др_1} + Q_{под}, \qquad (8)$$

- витрат через гідростатичний підшипник

$$Q_{под} = \frac{\delta^3 p_{под}}{\mu_{ж}} q \;\; y \;\; Z \,, \tag{9}$$

- зазору між вкладишем і валам

$$\delta = \frac{D_1 - D}{2} \,, \tag{10}$$

- тиском в гідростатичному підшипнику

$$p_{под} = \frac{4G}{D^2}\bar{G} = \frac{\beta G}{\frac{\beta D^2}{4}}\bar{G} = \frac{\beta G}{A_{под}}\bar{G} \,, A_{под} = \frac{\beta D^2}{4} \,, \tag{11}$$

- спливу ротора турбоагрегату

$$m\ddot{y}_0 = A_{под} Z p_{под} - F_{conp} - \beta' \;\; y_0 \,, \; F_{\;conp} = ZG \,, \; \beta' = Z\beta'' \,, \; m = \frac{ZG}{g} \,, y_0 = \delta h_0 \,,$$

або $$\ddot{y}_0 = g\beta \;\; \bar{G} - \frac{g\beta''}{G}\dot{y}_0 - g \,, \tag{12}$$

де $Q_{под}$ - витрати через гідростатичний підшипник; $p_{под}$ - тиск в камері гідростатичного підшипника; D_1 - діаметр вкладників підшипників; D - діаметр шипа; $A_{под}$ - площа сегменту; Z - кількість підшипників; β - кут охоплення сегменту; δ - зазор між вкладишем і валом; $q \;\; y$ - безрозмірний коефіцієнт витрат; $\bar{G}$ - безрозмірний коефіцієнт несучої можливості; G - вага валопроводу; y_0 , $\dot{y}_0$, $\ddot{y}_0$ - переміщення, швидкість і прискорення валопроводу; $F_{\;conp}$ - сила опору; h_0 - товщина плівки.

Крім наведених рівнянь в математичну модель входять початкові умови, які визначають з конструктивних особливостей і фізичної сутності функціонування елементів ГА кар'єрного екскаватора и ГА з гідростатичним. При сумісному вирішенні систем рівнянь (1)-(7) відносно однієї із змінних $p_n(t)$ або $x(t)$, або $h(t)$ та ін. Математична модель зображує собою нелінійне диференційне рівняння 7-го порядку. Такий же порядок нелінійного диференційного рівняння буде і при сумісному вирішені виразів (1)-(5), (8)-(12), описуючих ГА гідростатичним підшипником. Отримані математичні моделі виражаються у вигляді структурно-функціональних схем і досліджуються на ЕОМ за допомогою пакету імітаційного моделювання, який дозволяє інтегрувати систему нелінійних диференційних рівнянь високого тиску.

Четвертий розділ присвячений дослідженню динаміки ГА з вертикально розміщеним гідроциліндром і одним гідростатичним підшипником. При цьому модель була опрацьована на гідроагрегаті с ГЦ. Визначено апроксимуючі рівняння, необхідні для побудови математичної моделі гідростатичного підшипнику: безрозмірний коефіцієнт несучої можливості $\bar{G}$; безрозмірний коефіцієнт витрат $\bar{q}$. Замість блоків, реалізуючих динаміку вертикального ГЦ, вносяться блоки, пов'язані з гідростатичним підшипником, а саме: рівняння підйому валопроводу

(9)-(12). На рис.3 відображені криві перехідних процесів p_1, v_y, y_y, $Q_{под}$, при однофазній РР ($m_0 = 0$), $y_{max} = 78мкм$ (0,0078см), F_c =713600Н, жорсткості пружини клапана $C_{кл} = 1060 Н/см$, $F_{тр} = 30000 Н$, $\beta' = 100 \frac{Нс}{см}$.

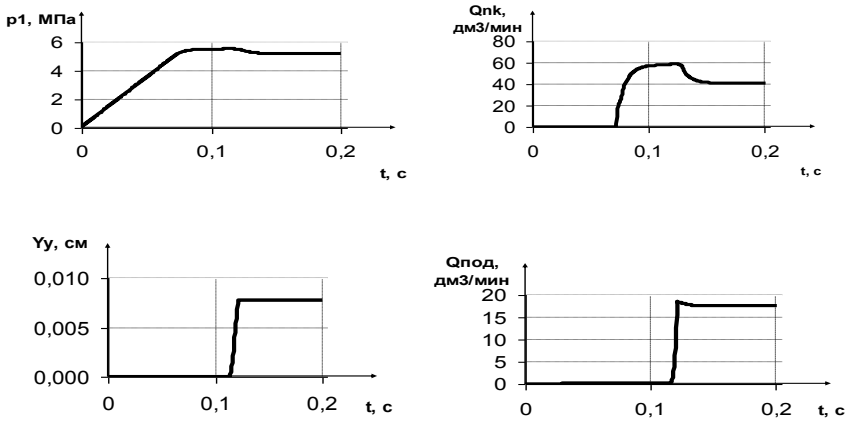

Рис.3. Перехідні процеси в ГА з однофазною РР ($m_0 = 0$) і постійному навантаженні

Процес підйому валу після включення моделі відбувається через час ≈ 0,08с, коли тиск p_1, а отже, сила в гідростатичному підшипнику не передолає навантаження (вага ділянки вала). Тиск p_1 t і витрати $Q_{пк}$ змінюються в часі з перерегулюванням. Практично за період 0,15с перехідний процес підйому валу закінчується.

При двохфазності РР $m_0 = 0{,}05$ перехідні процеси проходять у часі повільніше (див. рис.4). Підйом валу (координата y) починається через 2с після вмикання ГА. Змінився характер протікання перемінних p_1, v_y і їх максимальних значень. Наприклад, пік швидкості v_y на рис.3 дорівнює 1,25см/с, а на рис.4- 0,45см/с; пік тиску на рис.3 дорівнює 5,5МПа, а на рис.4 - 8,5МПа.

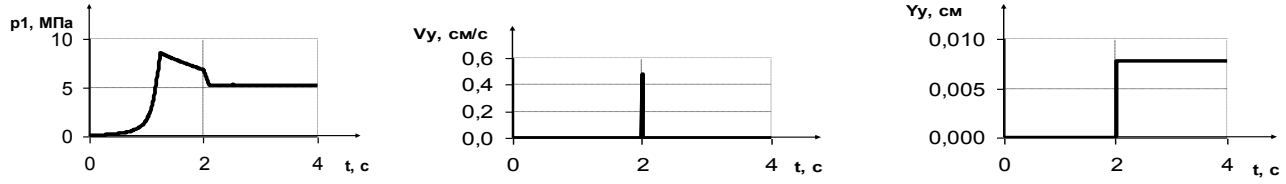

Рис.4. Перехідні процеси в ГА з двохфазною РР і постійному навантаженні

Проведені дослідження моделі при різних законах змін навантаження, таких як лінійно-нарощуючою з обмеженням та гармонічною складовою.

Змінюючи трубопровід Т- виразною схемою зосередження параметрів в середині, отримаємо наступну систему рівнянь із звичайними похідними у формі Коші:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dv_1}{dt} = p_1 - p_e \frac{2}{\rho l_T} - \frac{\xi_1}{\rho} v_1,\\
&\frac{dv_k}{dt} = p_e - p_к \frac{2}{\rho l_T} - \frac{\xi_2}{\rho} v_к,\\
&\frac{dp_e}{dt} = v_1 - v_к \frac{E}{l_T},\\
&\xi_i = \rho \lambda_i v_i / 2d_T,\ \lambda_i = \begin{cases} C_л / Re \ \ при\ Re \prec 2300, \\ C_T / Re^{0,25} \ \ при \ \ Re \geq 2300. \end{cases}
\end{aligned}\right\} \quad (13)$$

Тут відповідно v_1, $v_к$ швидкості РР на вході і виході із трубопроводу. При розділені на 2 частини отримуємо систему рівнянь (14). При подальшому розділенні число диференційних рівнянь росте.

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dv_1}{dt} = p_1 - p_{e1} \frac{4}{\rho l_T} - \frac{\xi_1}{\rho_1} v_1,\\
&\frac{dv_{к1}}{dt} = p_{e_1} - p_{к_1} \frac{4}{\rho l_T} - \frac{\xi_2}{\rho} v_{к_1},\\
&\frac{dv_к}{dt} = p_{e_2} - p_к \frac{4}{\rho l_T} - \frac{\xi_3}{\rho} v_к\\
&\frac{dp_{e_1}}{dt} = v_1 - v_{к_1} \frac{2E}{l_T},\\
&\frac{dp_{e_2}}{dt} = v_{к_1} - v_к \frac{2E}{l_T},\\
&p_{к_1} = \frac{p_{e_1} + p_{e_2}}{2}.
\end{aligned}\right\} \quad (14)$$

На рис.5 зображені перехідні процеси в ГА з двома ділянками розбиття трубопроводу, які відображають хвильові процеси. Аналіз перехідних процесів при врахуванні хвильових явищ в ГА показав, що можливо обмежитися розподілом трубопроводу на 3 ділянки з достатньою для практики точністю.

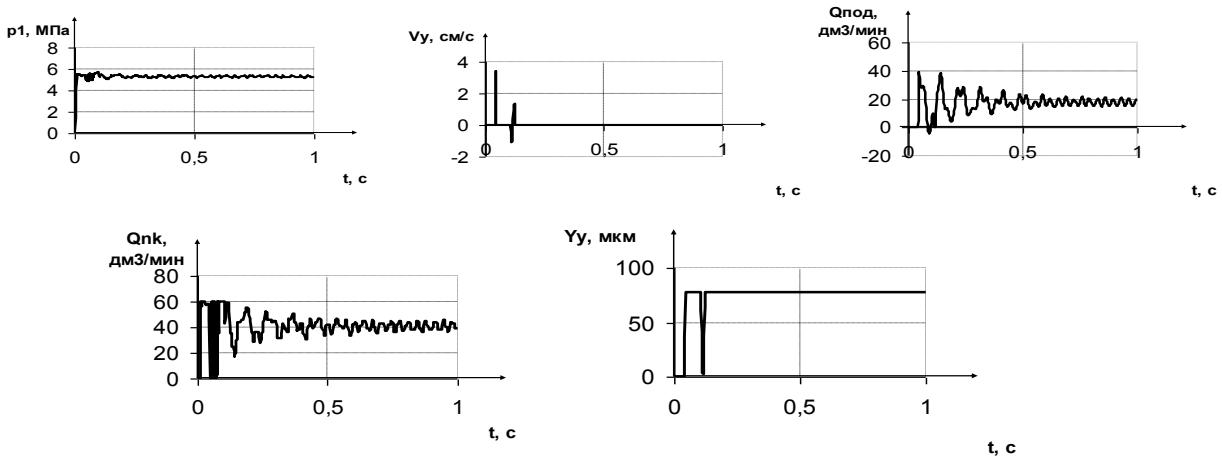

Рис.5. Криві перехідних процесів гідроагрегату при однофазній РР із урахуванням хвильових процесів з відображенням трубопроводу з двома ділянками зосередження

В п’ятому розділі подані результати досліджень статичних та динамічних характеристик ГА з багатовитратним ЗК непрямої дії. Для дослідження статичних характеристик скористаємось динамічною моделлю і подамо всі диференційні рівняння у формі Коши. Після перетворення отримуємо слідуючи систему рівнянь:

$$
\left.
\begin{aligned}
&Q_{нг} - C_{ну} + C_{нп}\ p_n(0) - \sqrt{\frac{W_н + W_{нм}}{E_{ж1}\ P_n\ (0)}}\, p_n\ 0\ - \mu_{кл.щ} A_{кл.щ} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n\ (0)} - A_z \dot{y}_z\ 0\ - \\
&\mu_{дp_1} A_{дp_1} sign\ p_n\ (0) - p_1\ (0)\ \sqrt{\frac{2}{\rho}\left| p_n\ (0) - p_1\ (0)\right|} = 0, \\
&A_z p_n\ (0) - \beta_z \dot{y}_z(0) - \frac{\pi f p_n\ (0)}{1{,}5}\ D_n l_n + d_ш l_ш\ - F_{c(0)} = 0, \\
&A_y p_2\ (0) - C_y\ x_0 + x\ 0\ - 2\mu^2_{y.щ} \pi d_y x\ 0\ p_2\ 0\ \cos\theta = 0, \\
&A_{кл}\ p_n\ (0) - p_1\ (0)\ - C_{кл}(h_0 + h(0)) - 2\mu^2_{кл.щ} \pi d_к h(0) p_n(0) \cos\theta = 0, \\
&\mu_{дp_1} A_{дp_1} \sqrt{\frac{2}{\rho}\left(p_n\ (0) - p_1\ (0)\right)} = \mu_{дp_2} A_{дp_2} \sqrt{\frac{2}{\rho}\left(p_1\ (0) - p_2\ (0)\right)}, \\
&\mu_{дp_2} A_{дp_2} \sqrt{\left(p_1\ (0) - p_2\ (0)\right)} - \mu_{y.щ} \pi x(0) \sin\frac{\alpha}{2}\left(d_y - \frac{x(0)}{2}\sin\alpha\right)\sqrt{p_2(0)}.
\end{aligned}
\right\} \qquad (15)
$$

На рис.6 наведені статичні характеристики ступені та залежності параметрів ГА с ЗК, побудованих згідно виразів (15).

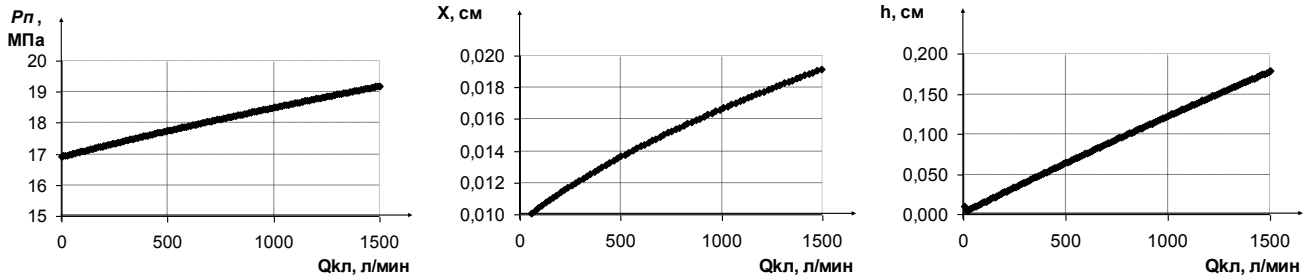

Рис.6. Статичні характеристики і залежності параметрів ГА з ЗК

Проведені експериментальні дослідження багатовитратного ЗК в статичному режимі і надана оцінка адекватності розробленої статичної моделі. Помилка по статизму моделі і натурного зразку склала 4,3%. Зроблена оцінка впливу на статизм попереднього натягу і жорсткості пружини керуючого клапану, а також впливу діаметра затвору основного клапану ЗК на статизм і діаметр отворів дроселів 1 і 2.

Для ідентифікації динамічних характеристик моделюючого і фізичного ЗК непрямої дії в якості близької порівнювальних кривих використовували відносну інтегральну помилку.

$$
\delta = \frac{\int_0^\infty \left| p_{pэ}(t) - p_{pM}(t)\right| dt}{\int_0^\infty p_{pэ}(t) dt} * 100,\ \%, \qquad (16)
$$

де $p_{pэ}(t)$, $p_{pм}(t)$ - відповідно значення тиску на вході натурного і моделюючого ЗК.

Криві перехідних процесів тиску модельного та реального ЗК отримані при однакових умовах навантаження і наведені в одному масштабі та приведені на рис.7.

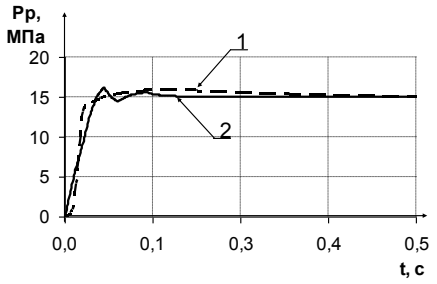

Рис.7. Перехідні процеси тиску p_p в напірної магістралі з ЗК непрямої дії

1 – модельна крива, 2 – експеріментальна крива

Проведені дослідження доводять, що математична модель з достатньою для практики точністю адекватна реальному об'єкту: відносна інтегральна оцінка $\delta = 3{,}9\%$.

<u>В додатках</u> наведені: основні конструктивні параметри елементів гідроагрегату із багатовитратним запобіжним клапаном непрямої дії; структурно-функціональні схеми математичних моделей гідроагрегату в цілому і в його елементах; фотографії випробувальних стендів і апаратури для проведення вимірів (датчики тиску, підсилювачі, осцилографи); акти впровадження результатів роботи.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена рішенню науково-практичної задачі поліпшення статичних і динамічних характеристик багатовитратного запобіжного клапану непрямої дії гідроагрегату підйому валу парової турбіни. Основні результати і висновки дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. Виконаний аналіз конструктивних особливостей запобіжних клапанів непрямої дії і їх функціонування в складі гідроагрегатів, виявлення цілого ряду не врахованих факторів при математичному описі забезпечили розробку більш повної математичної моделі в частині:

-змінності коефіцієнту витрат в функції числа Re , впливаючого на динамічні характеристики елементів гідроагрегату і гідроагрегату в цілому;

-двохфазності робочої рідини, значно знищуючої об'ємний модуль пружності робочої рідини в зоні низьких тисків;

-обмеження руху запорно-регулюючих елементів керуючого і основного клапанів, відображаючі фактичні особливості їх кінематики та динаміки ;

-показ керівного клапану в динаміці як динамічної ланки, а не як статичного елементу;

-облік системних зразків гідроагрегату та ін.

2. Проведені експериментальні дослідження функціонування багатовитратного запобіжного клапана непрямої дії в статичному і динамічному режимі підтвердили адекватність розроблених статичних і динамічних моделей. Величина відхилення статизма моделі і натурного зразку не перевищило 4,3%, відносна інтегральна оцінка порівняння перехідних процесів в моделі і в натурному зразку склало 3,9%.

3. Виконані дослідження динамічних характеристик гідроагрегатату з гідроциліндром в режимі перевантаження показали: з ростом газової складової в робочій рідині при незмінній решті параметрів збільшується перерегулювання по тиску в напірній магістралі; достатню швидкодію запобіжного клапану непрямої дії: при швидкості і нарощуванні навантаження $1{,}83*10^5$кН/с із змістом газу $m_0 = 0$ без врахування об'єму робочої рідини в трубопроводі перерегулювання по тиску p_n складає 24%; при незмінних параметрах і вмістом газу $m_0 = 0{,}1$ величина пере регулювання дорівнює 27%; з об'ємом робочої рідини в трубопроводі $V_T = 30000см^3$ і лінійному нарощуванні навантаження від 400 до 543кН за 0,1с, $m_0 = 0{,}1$ перерегулювання по тиску p_n складає 5%; з об'ємом робочої рідини в трубопроводі $V_T = 300000см^3$ і лінійному нарощуванні навантаження від 400 до 543кН за 0,1с, $m_0 = 0{,}1$ перерегулювання по тиску p_n дорівнює 25%;

4. Проведені дослідження гідроагрегата підйому вала парової турбіни показують, що виникаючі в напірному колекторі пульсація тиску, які приводять до вібрації трубопроводу високого тиску, викликаються великим об'ємом стискуваної робочої рідини в гідроагрегаті і нерівномірністю подачі насосу. При зниженні, наприклад, об'єму робочої рідини в напорному трубопроводі з 75300 до 49400см^3 і постійній подачі насосу коливання в гідроагрегаті не виникають.

5. Дослідження на математичній моделі динаміки гідроагрегата підйому вала парової турбіни в режимі перевантаження показало, що багатовитратний запобіжний клапан непрямої дії захищає гідроагрегат від закиду тиску не вище 25% від налагодженого.

6. На основі функціональних перетворень з наступним інтерполюванням і екстраполюванням даних безрозмірного коефіцієнту несучої вантажопідйомності і витрат гідростатичного підшипника отримані апроксимуючі функції, відображені поліномами третьої та четвертої ступені, як модулі динамічної математичної моделі гідроагрегату з гідростатичним підшипником.

7. Запропонована математична модель багатовитратного запобіжного клапану непрямої дії, включаючи рівняння витрат і руху керуючого і основного клапанів, обмеження запорно-регулюючих елементів клапану, змінності коефіцієнту витрат та ін., може бути використана для дослідження динаміки гідроагрегатів інших технологічних об'єктів на стадії проектування.

Основні наукові положення і результати, викладені в дисертаційній роботі, мають практичну цінність при проектуванні і модернізації запобіжних клапанів непрямої дії на високий тиск і пропускну можливість і впровадженні на підприємствах України (ВАТ „Турбоатом", ДП "Промгідропневмопривод", НДІ "Гідропривод", ЗАТ "Реммашстрой", ЗАТ НПП "Регулятор", ВАТ "Проммашина"), а також використовуються в навчальному процесі по дисциплінам "Динаміка гідропневмосистем" і "Об'ємні гідропневмомашини" (НТУ „ХПІ").

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Динамика системы гидростатического подъема паровой турбины с высокорасходным предохранительным клапаном непрямого действия // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. пр. – Кіровоград: КДТУ, 2000 – Вип..7 – С.141 – 144.

Здобувачем запропонована математична модель запобіжного клапану непрямої дії для дослідження гідроагрегату підйому вала парової турбіни.

2. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Динамика гидропривода в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия //Вестник Национального технического университета Украины "Киевский политехнический институт". Машиностроение.– Сумы: СумГУ. – 2000. – Вып.38.-Т.1.- С.93-97.

Здобувачем запропонована математична модель запобіжного клапану непрямої дії для дослідження ГА кар'єрного екскаватора.

3. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Математическая модель гидросистемы в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия (на примере гидросистемы подъема вала паровой турбины) // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ – 2000. – Вып.101.- С.139-144.

Здобувачем доповнена модель апроксимуючими рівняннями безрозмірного коефіцієнта витрати і несучої можливості гідростатичного підшипника.

4. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Исследование статических характеристик предохранительного клапана непрямого действия // Вісник Національного технічного університету "ХПІ": Зб. наук. пр. – Харків: НТУ "ХПІ".- 2001. – Вип.7.- С.134-138.

Здобувачем виконано дослідження статичних характеристик запобіжного клапану непрямої дії і зроблено вибір раціональних параметрів для представників двох типорозмірів.

5. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Статические характеристики высокорасходного предохранительного клапана непрямого действия // Вісник Національного технічного університету "ХПІ": Зб. наук. пр. – Харків: НТУ "ХПІ".- 2001. – Вип.129. –Ч.2.- С.3-9.

Здобувачем виконано аналіз основних параметрів ЗК – твердості пружини управляючого клапану і діаметра клапану на статичну характеристику і зроблено вибір оптимальних параметрів.

6. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Динамика системы гидростатического подъема вала паровой турбины // Вісник Національного технічного університету "ХПІ": Зб. наук. пр. – Харків: НТУ

“ХПІ”.- 2002. – Вип.9. – Т.12.- С.113–118.

Здобувачем обґрунтовано результати дослідження динаміки ГА підйому з запобіжним клапаном непрямої дії без урахування двохфазної РР та хвильових процесів у довгому трубопроводі.

7. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Математическая модель системы гидростатического подъема вала паровой турбины // Вестник Национального технического университета Украины “Киевский политехнический институт”. Машиностроение.– Сумы: СумГУ. – 2002. – Вып.42. –Т.2.- С.92-95.

Здобувачем уточнена математична модель ГА підйому: рівняннями двохфазної РР та хвильовими процесами у довгому трубопроводі.

8. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Математическая модель гидроподъема валопровода турбоагрегата // Вісник Сумського державного университету “СумДУ”. – Суми: “СумДУ”. – 2003. – Вип.13.- С.113–118.

Здобувачем доповнена математична модель в частині хвильових процесів у довгому трубопроводі.

9. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Динамика высокорасходного предохранительного клапана на примере режима перегрузки системы гидростатического подъема вала паровой турбины // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”: Зб. наук. пр. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2004. – Вип.12.- С.23–28.

Здобувачем наведена повна математична модель та результати дослідження динаміки запобіжного клапана непрямої дії у складі системи гідростатичного підйому вала парової турбіни.

АНОТАЦІЇ

Гасюк О.І. Динаміка багатовитратного ЗК непрямої дії на тиск 25-32МПа у режимі перевантаження ГА підйому вала парової турбіни. - 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, 2004.

Дисертація присвячена теоретичним та експериментальним дослідженням спрямованим на поліпшення статичних і динамічних характеристик багатовитратного запобіжного клапану непрямої дії у складі гідроагрегату підйому вала парової турбіни. Розроблені математичні моделі: насоса, запобіжного клапану непрямої дії, довгого трубопроводу, гідростатичного підшипника, які відкрили можливість для дослідження динамічних характеристик гідроагрегату підйому валопроводу. Пропонована математична модель з запобіжним клапаном, яка подається стосовно будь-якої змінної нелінійним диференціальним рівнянням 7-го порядку. У роботі наведені результати аналізу коливань тиску у напірному трубопроводі з частотою 3,7Гц. Встановлено об’єм стискуваної робочої рідини у напірному колекторі, який становить 49400см^3 , необхідний для нормальної роботи гідроагрегату без коливань. Запропонована математична модель адекватна реальному об’єкту і відкриває можливості дослідження показників якості статичних і динамічних

характеристик будь-якого елемента гідроагрегату. Результати роботи передано на ВАТ ”Турбоатом” та ДП “Промгідропневмопривод” та використано відповідно до планів підприємства, а також включено у навчальний процес за дисциплінами: “Об’ємні гідропневмомашини” та ”Динаміка гідропневмосистем”.

Ключові слова: гідроагрегат, запобіжний клапан непрямої дії, динамічні характеристики, вдосконалення конструкції, гідростатичний підшипник.

Гасюк А.И. Динамика высокорасходного предохранительного клапана непрямого действия на давление 25-32МПа в режиме перегрузки гидроагрегата подъема вала турбины.- Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – Гидравлические машины и гидропневмоарегаты. Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт” г. Харьков, 2004.

В работе развивается новое научное направление в области моделирования и динамики гидравлических машин и гидропневмоарегатов, формируемое кафедрой гидромашин НТУ “ХПИ” и “НИИГидропривод” (г.Харьков). Проведен анализ разработанных ранее методик и математических моделей объемных гидромашин и гидроаппаратуры и выявлен целый ряд неучтенных факторов, существенно влияющих на построение математических моделей, на постановку и решение задач, связанных с исследованием их динамики. К этим факторам относятся необходимость учета: переменности коэффициента расхода в функции числа Рейнольдса, двухфазности рабочей жидкости, ограничений перемещений и скоростей движения запорно-регулирующих элементов управляющего и основного клапана, представления управляющего клапана в динамике как динамического звена, сжимаемости рабочей жидкости в трубопроводах, оценки влияния пульсации подачи насоса. Решение этих вопросов составляет актуальность темы диссертации.

Исследование динамики высокорасходного предохранительного клапана непрямого действия с целью улучшения статических и динамических характеристик проводилось поэтапно. Первый этап предусматривал анализ литературных источников и материалов патентных исследований, схем защиты с предохранительного клапана непрямого действия и уточнение его функциональных особенностей. На втором этапе рассмотрены особенности функционирования и неполадки, возникающие при эксплуатации исследуемого гидроагрегата. На третьем этапе разработана нелинейная математическая модель гидроагрегата с предохранительным клапаном непрямого действия. На начальном этапе моделирования исполнительный механизм заменен гидроцилиндром. При этом в модели учтен целый ряд важных факторов: модуль упругости двухфазной рабочей жидкости, переменность коэффициентов расхода и применен системный подход. В четвертом завершающем этапе, в модель внесены уравнения, описывающие функционирование гидростатодинамического подшипника и уравнения, описывающие волновые процессы в трубопроводе большой протяженности. Рассматривается оценка пульсации подачи основного насоса. Частота колебаний расхода и давления в напорном коллекторе и предохранительном клапане составляет 3,7Гц, что вызывает вибрацию всего тракта движения

рабочей жидкости и излучает шум. Определена критическая величина объема сжимаемой рабочей жидкости составляющая 49400см^3 в напорном коллекторе. Сделана оценка влияния нерастворенного воздуха в рабочей жидкости и показано ее влияние на динамические характеристики ГА подъема. Полученное решение позволяет повысить надежность гидроагрегата подъема. Полученные результаты применительно к КПФ 63/3 позволяют уменьшить статизм предохранительного клапана с 23 до 15% и снизить величину перерегулирования давления настройки с 18 до 12%, а длительность переходного процесса с 0,25 до 0,2с.

Результаты работы переданы в ДП “Промгидропневмопривод” и ОАО “Турбоатом”, г. Харьков, и использованы в соответствии с планами предприятий, а также включены в учебный процесс по дисциплинам “Объемные гидропневмомашины” и “Динамика гидропневмосистем”.

Ключевые слова: гидроагрегат, предохранительный клапан непрямого действия, динамические характеристики, усовершенствование конструкции, гидростатодинамический подшипник.

Gasuik O.I. Dynamics highcharge a safety valve of indirect action on pressure 25-32MPa in a mode of an overload of the hydrounit of rise of a shaft turbines.- Manuscript.

Thesis for a scientific degree of the candidate of technical science. on speciality 05.05.17 - Hydraulic machines and Hydraulic and Pneumatic units.- National Technical University “ Kharkov Polytechnical Institute ” Kharkov, 2004.

The dissertation is devoted theoretical and to experimental researches directed on increase static and dynamic characteristics highcharge a safety valve of indirect action. Mathematical models are developed: the pump, a safety valve of indirect action, the pipeline of the big extent, the hydrostatic bearing which enable for research of dynamic characteristics hydrounit of rise of a shaft of the steam turbine. The mathematical model represented concerning any variable by the nonlinear differential equation 7 order is developed.

The estimation of a pulsation of submission of the basic pump is considered. Frequency of fluctuations of the charge and pressure in a pressure head collector and a safety valve makes 3,7 Hz , that causes vibration of all path of movement oil and radiates noise. The critical size of volume compressed oil a component 49400sm^3 in a pressure head collector is determined. The estimation of influence of not dissolved air in oil is made and its influence on dynamic characteristics

Results of work are transferred in Branch "Promhydropnevmounit" and Open Society "Turboatom" and used according to plans of the enterprises, and also included in educational process on disciplines “Volumetric hydraulic and pneumatic machines” and “Dynamics of hydraulic and pneumatic systems”.

Key words: the hydrounit, a safety valve of indirect action, dynamic characteristics, improvement of a design, hydrostatic the bearing.