

Ж. П. Дусанюк¹
 О. В. Петров¹
 О. В. Дерібо¹
 А. В. Черниш¹

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТА АЛГОРИТМ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГІДРОПРИВОДУ КОВША НЕПОВНОПОВОРОТНОГО ЕКСКАВАТОРА З УРАХУВАННЯМ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ В НАПІРНІЙ ГІДРОЛІНІЇ

¹Вінницький національний технічний університет

Розроблена математична модель та алгоритм імітаційного дослідження гідроприводу ковша неповноповоротного екскаватора з урахуванням хвильових процесів, вмісту газової фази та політропічного процесу деформування робочої рідини в довгій напірній гідролінії. Досліджено вплив вмісту газу та показника політропи на зведений модуль пружності напірної гідролінії.

Ключові слова: гідропривід ковша, неповноповоротний екскаватор, математична модель, хвильові процеси.

Вступ і постановка задачі

В гідроприводах технологічних машин з довгими трубопроводами виникають хвильові процеси, які впливають на динамічні характеристики системи [1, 2].

Також суттєвий вплив на динамічні характеристики гідроприводу проявляють ефекти стиснення рідини, деформування порожнин гідросистеми під впливом коливань тиску, що виникають внаслідок хвильових процесів (нестационарного руху рідини).

Під час експлуатації гідроприводів технологічних машин робоча рідина не є ідеальною, оскільки умови роботи сприяють захопленню мікрооб'ємів повітря і його виділенню. Тому в гідросистемі фактично циркулює газорідинна суміш з концентрацією газової фази (повітря), яка залежить від типу машини та умов її експлуатації. Наявність в рідині нерозчиненої газової фази та складність її видалення під час заповнення порожнин і трубопроводів гідроприводу, а також виділення газу під час кавітаційних процесів в зонах гідродинамічних знижень тиску суттєво впливають на пружні характеристики робочого середовища [3, 4].

Величиною, що характеризує пружні властивості газорідинної суміші і входить в рівняння, що описують хвильові процеси в довгих трубопроводах технологічних машин, є модуль пружності робочої рідини [1, 4].

Метою роботи є розробка математичної моделі та алгоритму імітаційного моделювання гідроприводу ковша неповноповоротного екскаватора з довгою напірною гідролінією з урахуванням хвильових процесів, вмісту газової фази та політропічного процесу деформування робочої рідини.

Для досягнення поставленої мети розв'язувалися такі задачі:

- розробка математичної моделі гідроприводу, чутливого до навантаження з довгою напірною гідролінією та з урахуванням хвильових процесів, а також нелінійної залежності модуля пружності газорідинної суміші від вмісту газу та показника політропи;
- складання блок-схеми та алгоритму імітаційного моделювання;
- дослідження модуля пружності газорідинної суміші та зведеного модуля пружності трубопроводу від вмісту нерозчиненого повітря та показника політропи.

Основна частина

Розрахункова схема гідроприводу ковша неповноповоротного екскаватора з довгою напірною гідролінією показана на рис. 1.

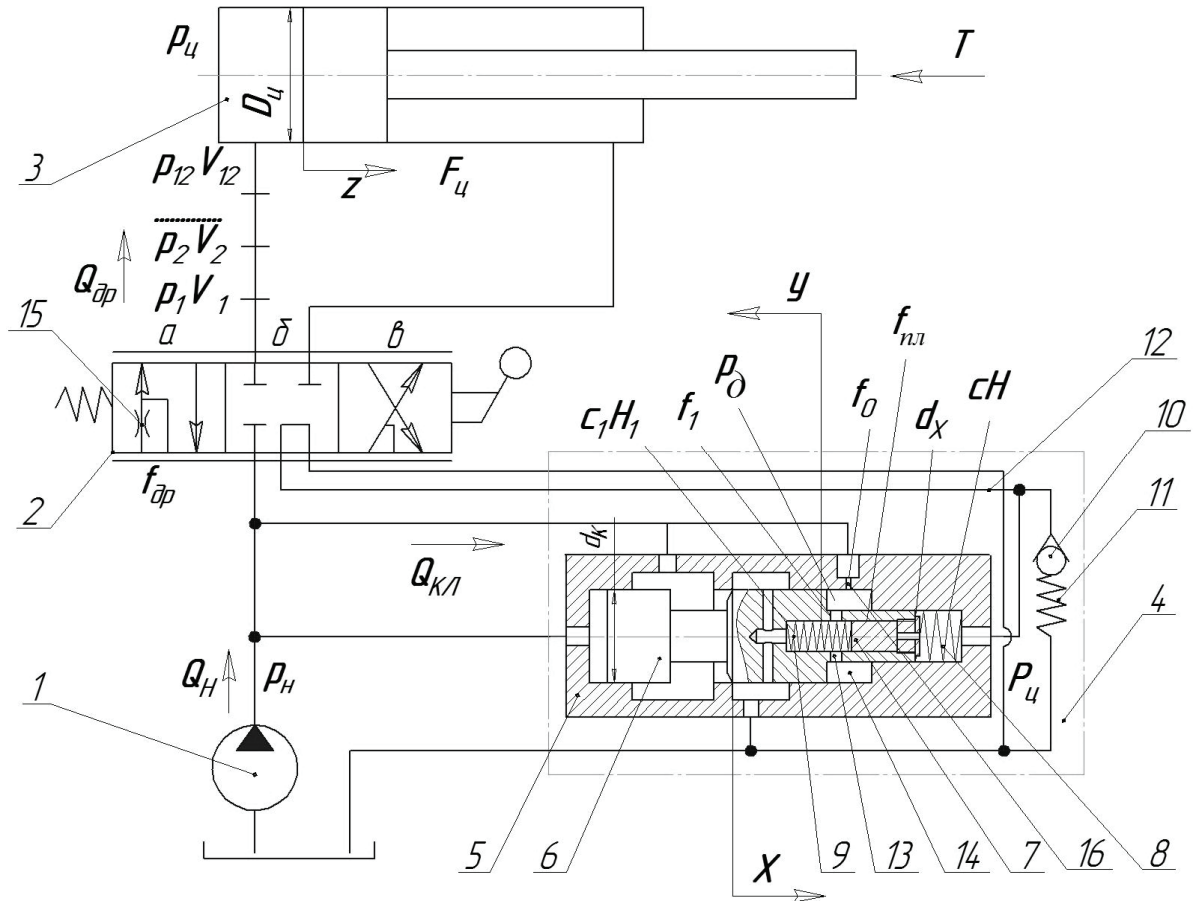


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу ковша неповноповоротного екскаватора

Схема включає: насос 1, розподільник 2, гідроциліндр 3, запобіжно-переливну секцію 4. Запобіжно-переливна секція включає переливний клапан 5 з золотником 6, плунжером 7, пружинами 8 та 9, а також запобіжний клапан 10 з пружиною 11.

Принцип роботи: робоча рідина від насоса 1 подається до розподільника 2, від розподільника, при положенні розподільника «а» робоча рідина подається до поршневої порожнини гідроциліндра 3, поршень зі штоком рухається вправо, рідина зі штокової порожнини через розподільник 2 та запобіжно-переливну секцію 4 стікає в бак. При положенні розподільника 2 в позиції «б» рідина через запобіжно-переливну секцію 4 стікає в бак. В положенні розподільника 2 в позиції «в» робоча рідина від насоса 1, через розподільник 2 потрапляє в штокову порожнину гідроциліндра 3, поршень і шток рухаються вліво, робоча рідина з безштокової порожнини через розподільник 2 і запобіжно-переливну секцію 4 стікає в бак.

Математична модель гідроприводу складена з прийняттям таких припущень:

- робоча рідина є газорідинною сумішшю зі сталюю теплоємністю, і, таким чином, процес деформування цієї суміші є політропним;
- густина робочої рідини у всіх порожнинах і гідролініях є сталою;
- швидкість руху газової та рідинної фаз однакові робочої рідини;
- швидкість руху рідини набагато менша швидкості звуку;
- сила тертя рідини об стінку трубопроводу в нестационарному русі така, як і при стаціонарному зі швидкістю, що дорівнює миттєвій швидкості процесу, що розглядається.

Згідно з рис. 1 математичну модель приводу складають такі рівняння.

Рівняння нерозривності потоків для гідроліній між насосом 1, розподільником 2 та клапаном 5

$$\frac{dp_H}{dt} = \frac{Q_H}{\beta W_H} - \frac{\mu \pi d_K x \sin \alpha}{\beta W_H} \sqrt{\frac{2p_H}{\rho}} - \frac{\mu f_{др}}{\beta W_H} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} - \frac{\mu f_0}{\beta W_H} \sqrt{\frac{2(p_H - p_d)}{\rho}} \quad (1)$$

Рівняння нерозривності потоків між дроселем 15 та радіальними отворами в золотнику 6

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\mu f_0}{\beta W_d} \sqrt{\frac{2(p_H - p_d)}{\rho}} - \frac{\mu f_1}{\beta W_d} \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}} + \frac{\pi(d_K^2 - d_X^2)}{4\beta W_d} \frac{dx}{dt}. \quad (2)$$

Рівняння нерозривності потоків між розподільником 2 та гідроциліндром 3

$$\frac{dp_{II}}{dt} = \frac{\mu f_{др}}{\beta W_{II}} \sqrt{\frac{2(p_{12} - p_{II})}{\rho}} - \frac{dz}{dt} \frac{\pi D_{II}^2}{4\beta W_{II}}. \quad (3)$$

Рівняння, що описують хвильові процеси в довгому трубопроводі [1, 5]

$$\frac{\partial p_n}{\partial x} = -\rho \left(\frac{\partial V_n}{\partial t} \right) - \xi_n V_n; \quad (4)$$

$$\frac{\partial V_n}{\partial x} = -\frac{1}{E_n} \cdot \frac{\partial p_n}{\partial t}. \quad (5)$$

Рівняння сил, що діють на золотник 6

$$\frac{dV_K}{dt} = p_H \frac{\pi d_K^2}{4m_K} - p_{II} \frac{\pi d_X^2}{4m_K} - \frac{c(H-x)}{m_K} - p_d \frac{\pi(d_K^2 - d_X^2)}{4m_K} - \frac{bV_K}{m_K}. \quad (6)$$

Рівняння переміщення золотника 6

$$\frac{dx}{dt} = V_K. \quad (7)$$

Рівняння сил, що діють на поршень гідроциліндра 3

$$\frac{dV}{dt} = p_{II} \frac{\pi D_{II}^2}{4m_{II}} - \frac{T}{m_{II}} - \frac{b_{II}}{m_{II}} \frac{dz}{dt}. \quad (8)$$

Рівняння переміщення поршня гідроциліндра 3

$$\frac{dz}{dt} = V. \quad (9)$$

Рівняння сил, що діють на плунжер 7

$$\frac{dy}{dt} = p_{II} \frac{f_{пл}}{b} - \frac{c_1 H_1}{b} - y \frac{c_1}{b}. \quad (10)$$

Для чисельного розв'язання рівнянь (4) і (5) використаний різницевий метод перетворення рівнянь в частинних похідних до системи звичайних диференціальних рівнянь [6, 7]. В результаті цих перетворень отримано систему звичайних диференціальних рівнянь, що описують рух рідини по окремих ділянках напірної гідролінії:

$$\begin{aligned} \frac{dV_1}{dt} &= \frac{2}{h\rho} (p_H - p_1) - \frac{\xi_1 V_1}{\rho}; \\ \frac{dV_{12}}{dt} &= \frac{2}{h\rho} (p_{11} - p_{12}) - \frac{\xi_{12} V_{12}}{\rho}; \\ \frac{dp_1}{dt} &= \frac{E_1}{h} (V_1 - V_2); \\ \frac{dp_{12}}{dt} &= \frac{E_{12}}{h} \left(V_{12} - \frac{f_{II}}{f_{тр}} V \right). \end{aligned} \quad (11)$$

В формулах (1)—(11) прийняті такі позначення: Q_H — величина витрат насоса 1; p_H — тиск на виході насоса; $p_{Ц}$ — тиск в робочій порожнині гідроциліндра 3; p_d — тиск в камері 14; W_H — об'єм рідини в лінії нагнітання насоса; $W_{Ц}$ — об'єм рідини в поршневій камері гідроциліндра 3; W_d — об'єм рідини в камері 14; $D_{Ц}$ — діаметр поршня циліндра 3; $d_K; d_X$ — відповідно більший і менший діаметри золотника 6; $m_{Ц}$ — маса поршня циліндра 3; m_K — маса золотника 6; V — швидкість руху поршня гідроциліндра 3; V_K — швидкість руху золотника 6; $f_{Ц}$ — площа поршня гідро циліндра 3; f_0 — площа дроселя золотника 6; $f_{др}$ — площа робочого вікна розподільника; $f_{пл}$ — площа плунжера 7; $f_{тр}$ — площа отвору трубопроводу напірної гідролінії; x — координата положення золотника 6; y — координата положення плунжера 7; z — координата положення поршня гідроциліндра 3; b — коефіцієнт в'язкого тертя в золотнику 6; $b_{Ц}$ — зведений коефіцієнт в'язкого тертя в поршні циліндра 3 і виконавчому органі; T — технологічне навантаження; $\beta = \frac{1}{E_{см}}$ — коефіцієнт стисливості робочої рідини; $E_{см}$ — модуль пружності робочої рідини (газорідинної суміші); α — кут нахилу робочої кромки золотника 6; ρ — густина робочої рідини; c — жорсткість пружини 8; μ — коефіцієнт витрати; c_1 — жорсткість пружини 9; H — попереднє стиснення пружини 8; H_1 — попереднє стиснення пружини 9; $\xi_1 — \xi_{12}$, $V_1 — V_{12}$, $p_1 — p_{12}$, $E_{i_1} — E_{i_{12}}$ — відповідно коефіцієнти місцевого опору, швидкості руху робочої рідини, значення тисків, зведених модулів пружності на окремих ділянках довгої напірної гідролінії; $h = \frac{L}{k}$ — крок дискретизації; L — довжина трубопроводу напірної гідролінії; k — кількість ділянок, на які розбито трубопровід напірної гідролінії по довжині.

Зведений модуль пружності E_i , що враховує модуль пружності $E_{см}$ газорідинної суміші та модуль пружності $E_{тр}$ стінок трубопроводу розраховувався за формулою [1]

$$E_i = \frac{1}{\frac{1}{E_{см}} + \frac{d_{тр}}{\delta_{тр}} + \frac{1}{E_{тр}}}, \quad (12)$$

де $E_{тр}$ — модуль пружності матеріалу трубопроводу; $d_{тр}$ — діаметр трубопроводу; $\delta_{тр}$ — товщина стінки трубопроводу.

Залежність модуля пружності робочої рідини від тиску за наявності в ній нерозчиненого повітря розраховувалась за формулою [3]

$$E_{см} = \frac{1 + \frac{W_{в_0}}{W_{ж_0}}}{\frac{W_{в_0}}{W_{ж_0}} \cdot \frac{p_0^{1/n}}{np_i^{1+1/n}} + \frac{1}{E_{ж}} + \frac{W_{в_0}}{W_{ж_0} E_{ж}} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_i} \right)^{1/n} \right]}, \quad (13)$$

де $W_{в_0}/W_{ж_0}$ — відносний вміст нерозчиненого повітря в робочій рідині за початкового тиску; p_0 — початковий тиск на ділянці трубопроводу; p_i — поточний тиск на ділянці трубопроводу; n — показник політропи; $E_{ж}$ — модуль пружності робочої рідини, що не містить нерозчиненого повітря.

Алгоритм імітаційного моделювання динамічних процесів в гідроприводі показаний на рис. 2.

Алгоритм складається з таких блоків: 1 — блоки, що визначають постійні вхідні параметри моделі; 2 — блок розрахунку основної математичної моделі з врахуванням насоса, запобіжно-переливної секції та розподільника; 3 — блок розрахунку параметрів тиску та швидкості руху робочої рідини на ділянках трубопроводу; 4 — блок коефіцієнтів, використовується для пониження чи підвищення розрахованого значення параметра до такого, який легко сприймати; 5 — блок ви-

воду розрахованих параметрів до робочого простору, звідки їх можна отримати для подальшого опрацювання; 6 — блок графічної інтерпретації отриманих даних

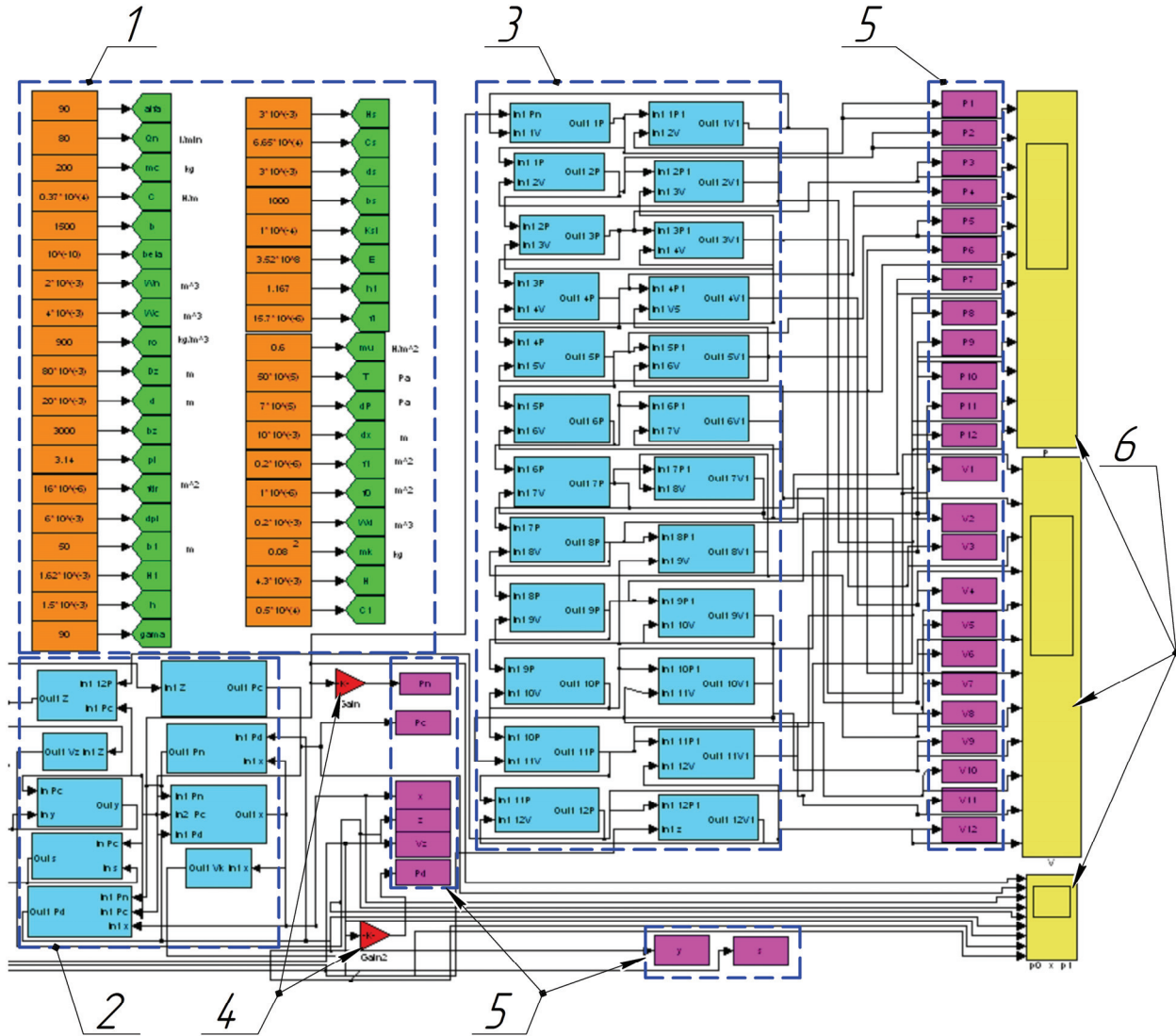


Рис.2. Блок-схема для імітаційного моделювання процесів, що виникають в гідроприводі

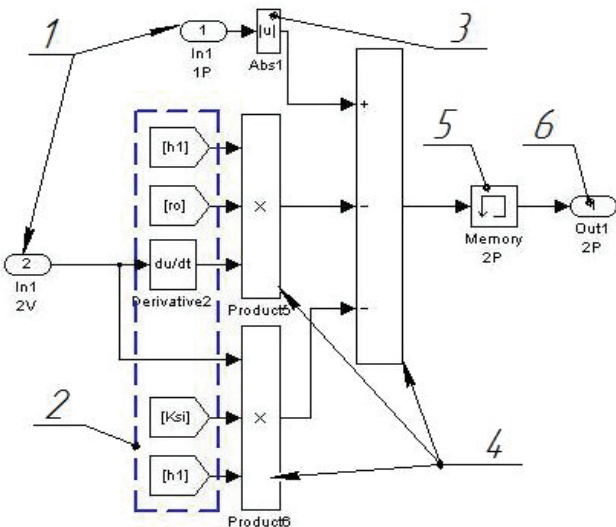


Рис. 3. Алгоритм розрахунку тиску робочої рідини p на окремих ділянках трубопроводу

Алгоритм розрахунку тиску робочої рідини p на окремих ділянках трубопроводу (рис. 3) складається з таких блоків: 1 — блоки вхідних даних змінних в часі; 2 — блоки вхідних даних незмінних в часі; 3 — блок повернення абсолютного значення числа; 4 — блоки виконання арифметичних операцій; 5 — блок задання початкового значення параметра; 6 — блок виводу розрахованого значення p .

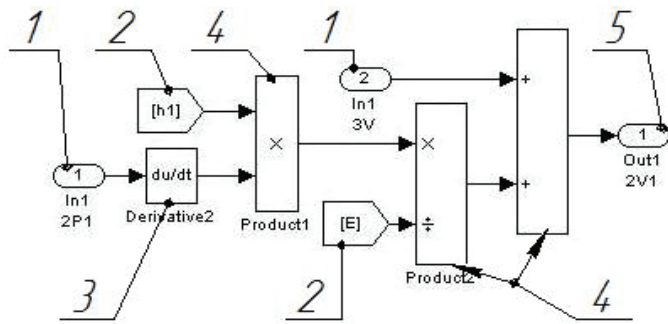


Рис. 4. Алгоритм розрахунку швидкості руху робочої рідини V на окремих ділянках трубопроводу

Алгоритм розрахунку швидкості руху робочої рідини V на окремих ділянках трубопроводу (рис. 4) складається з таких блоків: 1 — блоки вхідних даних змінних в часі; 2 — блоки вхідних даних незмінних в часі; 3 — блок диференціювання; 4 — блоки виконання арифметичних операцій; 5 — блок виводу розрахованого значення V .

Проведено також дослідження залежності модуля пружності робочої рідини E_{cm} від вмісту газової фази (нерозчиненого повітря) та показника політропи, а також зведеного модуля пружності E_i трубопроводу. Результати показані на рисунках 5 і 6.

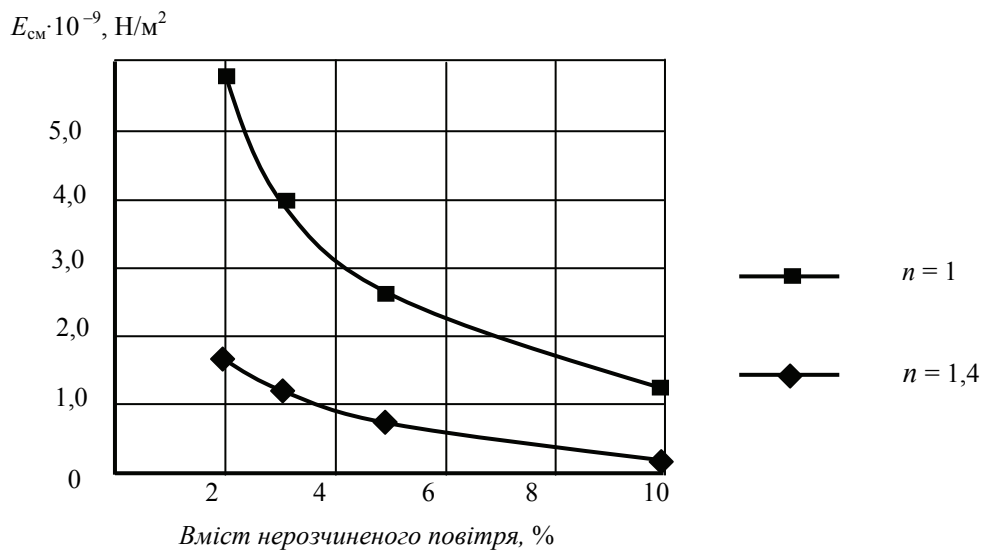


Рис. 5. Залежність модуля пружності суміші E_{cm} від вмісту повітря та показника політропи n

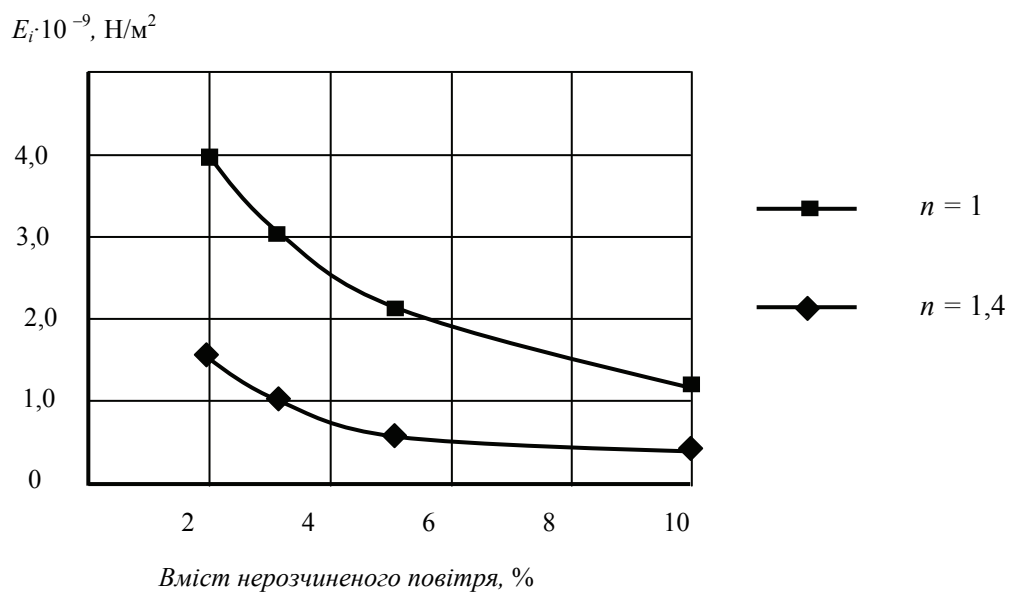


Рис. 6. Залежність зведеного модуля пружності E_i від вмісту повітря та показника політропи n

Висновки

1. Запропоновано математичну модель гідроприводу ковша неповноповоротного екскаватора з довгими трубопроводами з урахуванням рівнянь хвильових процесів в напірній гідролінії, нелінійної залежності приведенного модуля пружності трубопроводу від вмісту газової фази в робочій рідині та політропічного процесу її деформування.
2. Розроблено блок-схему та алгоритм імітаційного моделювання динамічних процесів в гідроприводі ковша неповноповоротного екскаватора з довгою напірною гідролінією.
3. Розроблені алгоритми розрахунку тиску та швидкості руху робочої рідини на ділянках довгого трубопроводу.
4. Досліджено залежність модуля пружності робочої рідини, зведеного модуля пружності трубопроводу від вмісту газу та показника політропи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д. Н. Попов — М. : Машиностроение, 1982. — 240 с.
2. Навроцкий К. Л. Комбинированный метод расчета волновых процессов в длинных гидрелиниях объёмных гидроприводов / К. Л. Навроцкий // Вестник машиностроения. — 1982. — № 2. — С. 42—49.
3. Немировский И. А. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / И. А. Немировский, В. Ф. Маркин, Л. П. Серeda и др. — К. : Техника, 1979. — 139 с.
4. Кондаков Л. А. Машиностроительный гидропривод / Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др. — М. : Машиностроение, 1978. — 495 с.
5. Тарко Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л. М. Тарко. — М. : Машиностроение, 1973. — 163 с.
6. Дусанюк Ж. П. Волновые процессы в гидросистемах с нелинейными упругими свойствами трубопровода : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03. — Винница, 1989. — 250 с.
7. Петров О. В. Математичне моделювання робочих процесів у гідроприводі чутливому до навантаження з довгими робочими гідролініями / О. В. Петров, Л. Г. Козлов, Ж. П. Дусанюк, А. В. Черниш // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія : Технічні науки. — 2014. — № 1. — С. 187—192.

Рекомендована кафедрою технологій та автоматизації машинобудування

Стаття надійшла до редакції 3.06.2015

Дусанюк Жанна Павлівна — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

Петров Олександр Васильович — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

Дерібо Олександр Володимирович — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

Черниш Артем Володимирович — студент факультету машинобудування та транспорту.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

Zh. P. Dusaniuk¹
O. V. Petrov¹
O. V. Deribo¹
A. V. Chernysh¹

Mathematical model and algorithm for studying dynamics of the hydraulic drive of part-turn excavator bucket taking into account wave processes in the pressure hydraulic line

¹Vinnitsia National Technical University

The paper develops mathematical model and algorithm for simulation study of the hydraulic drive of the part-turn excavator bucket, taking into account wave processes, gas phase content and polytropic process of the working fluid deformation in the long pressure hydraulic line. Influence of the gas content and the polytropic index on the reduced elasticity modulus of the pressure hydraulic line has been investigated.

Keywords: bucket hydraulic drive, part-turn excavator, mathematical model, wave processes.

Dusaniuk Zhanna P. — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation;

Petrov Oleksandr V. — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation;

Deribo Oleksandr V. — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation;

Chernysh Artem V. — Student of the Faculty of Mechanical Engineering and Transport

Ж. П. Дусанюк¹
А. В. Петров¹
А. В. Дерибо¹
А. В. Черныш¹

Математическая модель и алгоритм исследования динамики гидропривода ковша неполноповоротного экскаватора с учётом волновых процессов в напорной гидрوليнии

¹Винницкий национальный технический университет

Разработана математическая модель и алгоритм имитационного исследования гидропривода ковша неполноповоротного экскаватора с учетом волновых процессов, содержимого газовой фазы и политропического процесса деформирования рабочей жидкости в длинной напорной гидрوليнии. Исследовано влияние содержания газа и показателя политропы на приведенный модуль упругости напорной гидрوليнии.

Ключевые слова: гидропривод ковша, неполноповоротный экскаватор, математическая модель, волновые процессы.

Дусанюк Жанна Павловна — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения;

Петров Александр Васильевич — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения;

Дерибо Александр Владимирович — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения;

Черныш Артем Владимирович — студент факультета машиностроения и транспорта