

УДК 631.3.076:004.942

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРОТРАНСМІСІЇ САМОХІДНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ МАШИНИ В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

Іванов Микола Іванович к.т.н., професор

Мороз Юрій Олексійович аспірант

Вінницький національний аграрний університет

Ivanov N.

Moroz Y.

Vinnitsia National Agrarian University

Анотація: дана стаття описує принцип роботи об'ємної гідростатичної трансмісії самохідної сільськогосподарської машини, а також представляє її конструктивну схему. Запропоновано математичну модель, яка описує роботу об'ємної гідростатичної трансмісії, та враховує основні характеристики і особливості технологічного навантаження при різних умовах роботи. Представлена математична модель дозволяє дослідити роботу даного типу трансмісії в складі самохідної сільськогосподарської машини в режимі гальмування за допомогою пакету математичних розрахунків Mathcad.

Ключові слова: гідростатична трансмісія, математична модель, витрата рідини, аксіально-плунжерний насос, насос підживлення, гідромотор.

Вступ

На сьогоднішній день в умовах продовольчої кризи питання розвитку сільськогосподарського виробництва є одним із пріоритетних, яке зумовлює постійне удосконалення сільськогосподарської техніки для досягнення позитивної динаміки розвитку цієї галузі.

Одним із важливих питань в удосконаленні самохідних сільськогосподарських машин є автоматизація керування ними. Автоматизація керування самохідними сільськогосподарськими машинами може бути здійснена за допомогою безступінчастих трансмісій, до яких відноситься і гідростатична трансмісія. Можливість вибору будь-якої швидкості руху машини при встановленій кількості обертів вала двигуна (використання повної потужності двигуна при максимальному к.к.д.), а також збереження тягового зусилля із зміною швидкості, особливо на низьких швидкостях привода, простота реверсу і розподіл потоку потужності, зменшення зношення шин (в результаті запобігання буксуванню коліс) та елементів гальмівних систем (внаслідок гідравлічного уповільнення при гальмуванні), простота та зручність в експлуатації стимулюють все більше розширення області використання цього виду передач в самохідних сільськогосподарських машинах.

Провідні виробники зерно- і кормозбиральних комбайнів такі як: CLAAS, John Deere, NewHolland та інші в більшості випадків застосовують на своїх машинах гідростатичні трансмісії, а також приділяють велику увагу до їх вдосконалення, так як цей тип трансмісії істотно впливає на технічні характеристики машини, її ергономічність, паливну економічність і економічні показники.

Переважає більшість зернозбиральних комбайнів вітчизняного та російського виробництва такі як: КЗС – 9 – 1 “Славутич”, РСМ – 142 “ACROS 530”, “Енисей 960 – 01” оснащені гідростатичною трансмісією ГСТ – 112. Так як, в конструкції машини з ГСТ найчастіше відсутній механізм розриву силового потоку під час руху, гальмування робочими

фрикційними гальмами повинно обов'язково виконуватись з синхронним переведенням ГСТ в режим гальмування [1]. Тому питання дослідження особливостей роботи гідростатичної трансмісії в складі самохідних сільськогосподарських машин в режимі гальмування за допомогою методів математичного моделювання є актуальним на сьогоднішній день.

Основна частина

Об'ємна гідростатична трансмісія ГСТ-112, яку представлено на рисунку 1, це сукупність пристроїв, призначених для передачі механічної енергії обертання від приводного валу двигуна до ведучих коліс шляхом безступінчастого регулювання по величині і напрямку потоку робочої рідини. Гідростатична трансмісія складається із регульованого аксіально-плунжерного насоса 15 з підживлювальним насосом 16, нерегульованого аксіально-плунжерного гідромотора 13 з клапанною коробкою, бака 2, фільтрів 3 і 5, радіатора 17, апаратури керування і системи трубопроводів [2].

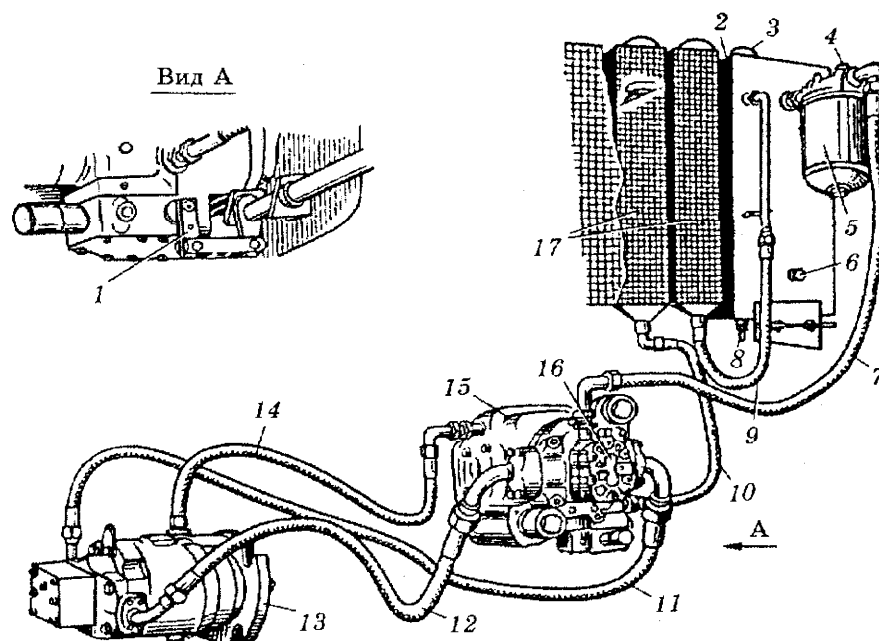


Рис. 1. Загальний вигляд об'ємної гідростатичної трансмісії ГСТ-112

1–важіль керування золотником, 2–бак, 3–фільтр грубої очистки, 4–вакуумметр, 5–фільтр тонкої очистки, 6–термодатчик, 7, 9 і 10–лінії низького тиску, 8–зливна пробка, 11, 12–лінії високого тиску, 13–гідромотор, 14–дренажна лінія, 15–аксіально-плунжерний насос, 16–підживлювальний насос, 17–секція радіатора.

Вхідний вал аксіально-плунжерного насоса з'єднується з приводним двигуном, а вал гідромотора — з механізмом, який приводиться в дію.

Постановка задачі та її вирішення

Розробити математичну модель роботи гідростатичної трансмісії ГСТ-112 з метою оцінки ефективності використання ГСТ для гальмування самохідних сільськогосподарських машин.

Конструктивну схему роботи об'ємної гідростатичної трансмісії ГСТ-112 показано на рисунку 2.

Двигун машини приводить в обертання вихідний вал 1 реверсивного регульованого насоса 2, з яким зв'язаний блок циліндрів 11 та насос підживлення 8. Насос підживлення всмоктує робочу рідину з баку 23 через фільтр 24 і подає її в гідролінію низького тиску 27, а через зворотний клапан 9 в гідролінію низького тиску 31, яка зв'язана з всмоктувальною порожниною реверсивного регульованого насоса та вхідною порожниною нерегульованого гідромотора 17. Величина тиску в гідролініях 27 і 31 визначається налаштуванням переливного клапана 15. Для захисту гідролінії низького тиску від перевантажень слугує запобіжний клапан 7.

В початковому положенні похилий диск перпендикулярний до вісі обертання вала 1, тому продуктивність насоса дорівнює нулю. Її регулюють за допомогою системи керування: при переміщенні важеля керування 5 змінюється положення золотника керування 6, в результаті чого робоча рідина з гідролінії 27 потрапляє в гідролінію керування 28, а з неї до гідро-підсилювача 10 механізму повороту похилого диска. Під дією тиску робочої рідини з системи керування переміщується похилий диск, що і забезпечує збільшення продуктивності насоса. За допомогою ланки зворотного зв'язку 25 золотник 6 встановлюється в таке положення, при якому досягається і постійно підтримується необхідний кут похилого диска 13, заданий важелем керування 5. Обертаючись блок циліндрів 11 переміщує по похилому диску плунжери, які нагнітають робочу рідину в гідролінію високого тиску 26. Робоча рідина з гідролінії 26 потрапляє в блок циліндрів 21 гідромотора 17 і переміщуючи плунжери по нерухомому похилому диску 18, призводить до обертання блока циліндрів 21 і вихідного вала 19; по гідролінії 31 робоча рідина повертається в всмоктувальну порожнину.

При роботі гідротрансмісії в встановленому режимі, насос підживлення безперервно подає робочу рідину в гідролінії низького тиску, поповнючи її витоки, а надлишкова рідина через переливний клапан 15 постійно скидається в корпус гідромотора. Витоки робочої рідини, які утворилися в результаті негерметичності системи, накопичуються в корпусі гідромотора та з'єднуються з рідиною, яка скидається переливним клапаном, і по дренажній гідролінії 30 потрапляють в корпус насоса, де з'єднуються з витоками насоса і через радіатор 22 зливаються в бак 23, забезпечуючи необхідний температурний режим системи. Для захисту системи від перевантажень слугують запобіжні клапани 16. Розподіл гідроліній високого і низького тисків і з'єднання лінії низького тиску з переливним клапаном 15 здійснюється шунтувальним клапаном 14 [3].

Складемо математичні рівняння для характерних ділянок, які визначають роботу гідротрансмісії.

Рівняння витрат в контурі підживлення [4,5]

$$Q_{н.п.} = Q_{р.1} + Q_{зв.к.1} + Q_{кл.н.п.} + Q_{деф.1} + Q_{вит.1} + Q_{г.н.2}, \quad (1)$$

де $Q_{н.п.}$ – витрата рідини в насосі підживлення, $Q_{р.1}$ – витрата рідини в 1-му каналі золотника, $Q_{зв.к.1}$ – витрата рідини в 1-му зворотному клапані аксіально-поршневого насоса, $Q_{кл.н.п.}$ – витрата рідини в запобіжному клапані системи підживлення, $Q_{деф.1}$ – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини контура підживлення, $Q_{вит.1}$ – витрата витікання рідини, $Q_{г.н.2}$ – витрата рідини в 2-й гідролінії підживлення.

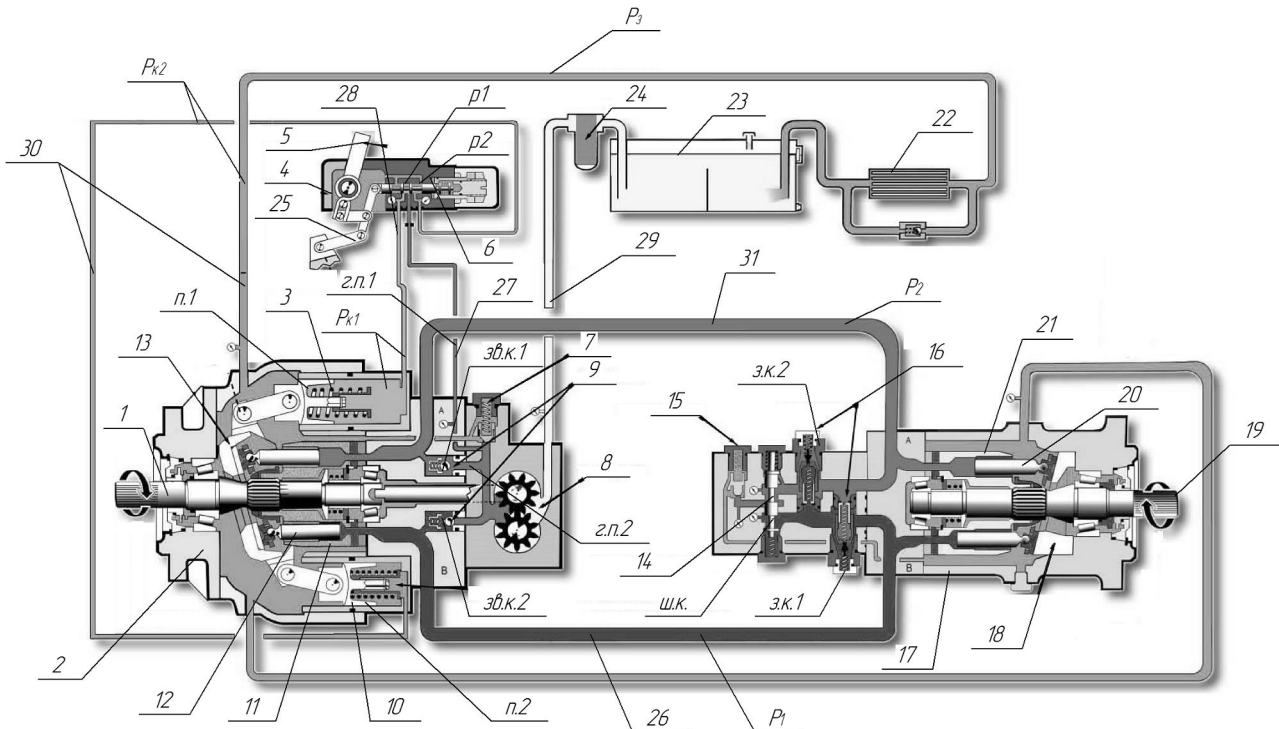


Рис. 2. Конструктивна схема роботи об'ємної гідростатичної трансмісії ГСТ-112

1–вхідний вал насоса, 2–аксіально-плунжерний насос, 3–пружина гідро підсилювача, 4–блок керування, 5–важіль керування золотником, 6–золотник керування, 7–запобіжний клапан системи підживлення насосом, 8–підживлювальний насос, 9–зворотні клапани системи підживлення, 10–гідропідсилювач механізму повороту шайби насоса, 11–блок циліндрів насоса, 12–плунжер насоса, 13– похилий диск насоса, 14–шунтувальний клапан, 15–переливний клапан, 16–запобіжні клапани лінії високого тиску, 17–гідромотор, 18– похилий диск гідромотора, 19–вихідний вал гідромотора, 20–плунжер гідромотора, 21–блок циліндрів гідромотора, 22–радіатор, 23–бак, 24–фільтр, 25–ланка зворотного зв'язку, 26–лінія високого тиску, 27 і 31–лінії низького тиску, 28–лінія керування, 29–всмоктувальна лінія, 30–лінія дренажу.

Витрата рідини в контурі керування подачею насоса

$$Q_{p.1} = Q_{n.1} + Q_{def.2} + Q_{vit.2}, \quad (2)$$

де $Q_{p.1}$ – витрата рідини в 1-му каналі золотника, $Q_{n.1}$ – витрата рідини в 1-му гідропідсилювачі насоса, $Q_{def.2}$ – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини контура керування, $Q_{vit.2}$ – витрата витікання рідини з порожнини контура керування подачею насоса.

Витрата рідини на виході з контура керування

$$Q_{n.2} = Q_{p.2} + Q_{vit.3} + Q_{def.3}, \quad (3)$$

де $Q_{n.2}$ – витрата рідини в 2-му гідропідсилювачі насоса, $Q_{p.2}$ – витрата рідини в 2-му каналі золотника, $Q_{vit.3}$ – витрата витікання рідини з порожнини на виході з контура керування,

$Q_{\text{дефз}}$ – витрата витікання рідини на компенсацію деформації порожнини на виході контура керування.

Витрата рідини для гідролінії нагнітання

$$Q_n = Q_{z.m} + Q_{z.k.1} + Q_{\text{вит.4}} + Q_{\text{деф.4}} + Q_{\text{ш.к}} - Q_{z.k.2} - Q_{zв.k.2}, \quad (4)$$

де Q_n – витрата рідини в аксіально-поршневому насосі, $Q_{z.m}$ – витрата рідини в гідромоторі, $Q_{z.k.1}$ – витрата рідини в 1-му запобіжному клапані гідромотора, $Q_{\text{вит.4}}$ – витрата витікання рідини з порожнини контура нагнітання, $Q_{\text{деф.4}}$ – витрата витікання рідини на компенсацію деформації порожнини контура нагнітання, $Q_{\text{ш.к}}$ – витрата рідини в шунтувальному клапані гідромотора, $Q_{z.k.2}$ – витрата рідини в 2-му запобіжному клапані гідромотора, $Q_{zв.k.2}$ – витрата рідини в 2-му зворотному клапані аксіально-поршневого насоса.

Витрата рідини для гідролінії низького тиску

$$Q_{z.m} - Q_{\text{ш.к}} - Q_{z.k.2} - Q_{\text{деф.5}} - Q_{\text{вит.5}} + Q_{z.k.1} + Q_{zв.k.1} = Q_n, \quad (5)$$

де $Q_{z.m}$ – витрата рідини в гідромоторі, $Q_{\text{ш.к}}$ – витрата рідини в шунтувальному клапані гідромотора, $Q_{z.k.2}$ – витрата рідини в 2-му запобіжному клапані гідромотора, $Q_{\text{деф.5}}$ – витрата витікання рідини на компенсацію деформації порожнини гідролінії низького тиску, $Q_{\text{вит.5}}$ – витрата витікання рідини з порожнини гідролінії низького тиску, $Q_{z.k.1}$ – витрата рідини в 1-му запобіжному клапані гідромотора, $Q_{zв.k.1}$ – витрата рідини в 1-му зворотному клапані аксіально-поршневого насоса. Q_n – витрата рідини в аксіально-поршневому насосі.

Фактична витрата рідини, що подається від насоса підживлення та аксіально-поршневого насоса, визначається згідно таких виразів

$$Q_{n.n.} = \frac{V_{0n.n.}}{2\pi} \cdot \omega_{n.n.}, \quad (6)$$

$$Q_n = \frac{V_{0n}}{2\pi} \cdot \omega_n, \quad (7)$$

де $V_{0n.n.}$, V_{0n} – робочий об'єм насоса підживлення та аксіально-поршневого насоса відповідно, $\omega_{n.n.}$, ω_n – кутова швидкість вала насоса підживлення та вала аксіально-поршневого насоса відповідно.

Витрати, які виникають при перетіканні рідини через 1-й та 2-й канали золотника:

$$Q_{p.1} = \mu \cdot f_{p.1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_n - P_{k.1}}, \quad (8)$$

$$Q_{p.2} = \mu \cdot f_{p.2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{k.2} - P_3} \quad (9)$$

де μ – коефіцієнт витрат, $f_{p.1}$, $f_{p.2}$ – площа 1-го і 2-го робочого вікна розподільника відповідно, ρ – густина рідини, P_n – тиск підживлення, $P_{k.1}$, $P_{k.2}$ – тиск на виході з

розподільника в 1-й та 2-й лініях керування відповідно, P_3 – тиск в гідролінії зливу (дренажу).

Витрати рідини, які виникають при перетіканні рідини через клапан насоса підживлення, зворотні клапани аксіально-поршневого насоса, шунтувальний клапан та запобіжні клапани гідромотора, визначаються за виразами

$$Q_{кл.н.п.} = \begin{cases} \mu \cdot f_{кл.н.п.} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_n - P_3} \Rightarrow P_3 < P_n, \\ 0 \Rightarrow P_3 > P_n \end{cases}, \quad (10)$$

$$Q_{зв.к.1} = \begin{cases} \mu \cdot f_{зв.к.1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_n - P_2} \Rightarrow P_2 < P_n, \\ 0 \Rightarrow P_2 > P_n \end{cases}, \quad (11)$$

$$Q_{зв.к.2} = \begin{cases} \mu \cdot f_{зв.к.2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_n - P_1} \Rightarrow P_1 < P_n, \\ 0 \Rightarrow P_1 > P_n \end{cases}, \quad (12)$$

$$Q_{ш.к} = \begin{cases} \mu \cdot f_{ш.к} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_1 - P_{ш.к}} \Rightarrow P_1 < P_{ш.к} \\ 0 \Rightarrow P_1 > P_{ш.к} \end{cases} \quad (13)$$

$$Q_{з.к.1} = \begin{cases} \mu \cdot f_{з.к.1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_1 - P_{з.к.1}} \Rightarrow P_1 > P_{з.к.1} \\ 0 \Rightarrow P_1 < P_{з.к.1} \end{cases} \quad (14)$$

$$Q_{з.к.2} = \begin{cases} \mu \cdot f_{з.к.2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_1 - P_{з.к.2}} \Rightarrow P_2 > P_{з.к.2}, \\ 0 \Rightarrow P_2 < P_{з.к.2} \end{cases}, \quad (15)$$

де μ – коефіцієнт витрат, $f_{кл.н.п.}$ – площа робочого вікна клапана насоса підживлення, $f_{зв.к.1}$, $f_{зв.к.2}$, – площа робочого вікна 1-го і 2-го зворотного клапана аксіально-поршневого насоса відповідно, $f_{ш.к}$ – площа робочого вікна шунтувального клапана, $f_{з.к.1}$, $f_{з.к.2}$ – площа робочого вікна 1-го і 2-го запобіжного клапана гідромотора відповідно, ρ – густина рідини, P_n – тиск підживлення, P_3 – тиск в гідролінії зливу (дренажу), P_1 – тиск в гідролінії високого тиску, P_2 – тиск в гідролінії низького тиску, $P_{ш.к}$ – тиск спрацювання шунтувального клапана, $P_{з.к.1}$, $P_{з.к.2}$ – тиск спрацювання 1-го і 2-го запобіжних клапанів гідромотора відповідно.

Втрати на витікання рідини крізь зазори в з'єднаннях деталей гідроапаратури і гідромеханізмів обчислюються, як витрати рідини через плоску щілину при прийнятих припущеннях:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, досконала;

- шорсткість поверхонь до уваги не приймається;
- зазор симетричний.

В цьому випадку витрати рідини на витікання крізь поперечний перетин зазору будуть визначатися такими залежностями:

$$Q_{\text{вит.1}} = \sigma_{\text{вит.}} \cdot P_n, \quad (16)$$

$$Q_{\text{вит.2}} = \sigma_{\text{вит.}} \cdot P_{\kappa.1}, \quad (17)$$

$$Q_{\text{вит.3}} = \sigma_{\text{вит.}} \cdot P_{\kappa.2}, \quad (18)$$

$$Q_{\text{вит.4}} = \sigma_{\text{вит.}} \cdot P_1, \quad (19)$$

$$Q_{\text{вит.5}} = \sigma_{\text{вит.}} \cdot P_2, \quad (20)$$

де $\sigma_{\text{вит}}$ – коефіцієнт витоків, P_n – тиск підживлення, $P_{\kappa.1}$, $P_{\kappa.2}$ – в 1-й та 2-й лініях керування відповідно, P_1 , P_2 – тиск в гідролінії низького та високого тиску відповідно.

Витрати, які виникають при деформації об'ємів порожнин гідропривода, заповнених рідиною, завдяки зміні тиску в цих порожнинах, визначаються такими залежностями

$$Q_{\text{деф.1}} = K_1 \cdot W_n \frac{dP_n}{dt}, \quad (21)$$

$$Q_{\text{деф.2}} = K_2 \cdot W_{\kappa.1} \frac{dP_{\kappa.1}}{dt}, \quad (22)$$

$$Q_{\text{деф.3}} = K_3 \cdot W_{\kappa.2} \frac{dP_{\kappa.2}}{dt}, \quad (23)$$

$$Q_{\text{деф.4}} = K_4 \cdot W_1 \frac{dP_1}{dt}, \quad (24)$$

$$Q_{\text{деф.5}} = K_5 \cdot W_2 \frac{dP_2}{dt}, \quad (25)$$

де K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 – коефіцієнти податливості відповідної магістралі та порожнин даної гідросистеми, W_n – об'єм порожнини підживлення, $W_{\kappa.1}$ – об'єм першої порожнини керування, $W_{\kappa.2}$ – об'єм другої порожнини керування, W_1 – об'єм порожнини лінії нагнітання, W_2 – об'єм порожнини лінії низького тиску, dP_n/dt , $dP_{\kappa.1}/dt$, $dP_{\kappa.2}/dt$, dP_1/dt , dP_2/dt – швидкість зміни тиску в порожнинах.

Витрати, які виникають при перетіканні рідини в гідропідсилювачах аксіально-поршневого насоса, визначаються за такими виразами

$$Q_{n.1} = S_{n.1} \cdot \frac{dx_{n.1}}{dt}, \quad (26)$$

$$Q_{n.2} = S_{n.2} \cdot \frac{dx_{n.2}}{dt}, \quad (27)$$

де $S_{n.1}$, $S_{n.2}$ – площа поршнів 1-го і 2-го гідропідсилювачів аксіально-поршневого насоса відповідно, $dx_{n.1}/dt$, $dx_{n.2}/dt$ – швидкість переміщення поршнів 1-го і 2-го гідропідсилювачів аксіально-поршневого насоса відповідно.

Фактична витрата рідини гідромотора визначається згідно виразу

$$Q_{г.м} = \frac{V_{0г.м}}{2\pi} \cdot \omega_{г.м}, \quad (28)$$

де $V_{г.м}$ – робочий об'єм гідромотора, $\omega_{г.м}$ – кутова швидкість вала гідромотора.

Рівняння роботи механізму керування подачею аксіально-поршневого насоса розглянемо з аналізу балансу сил:

$$S_{n.1} \cdot P_{к.1} + F_{np.1} + F_{mp.1} = S_{n.2} \cdot P_{к.2} + F_{np.2} + F_{mp.2}, \quad (29)$$

де $S_{n.1}$, $S_{n.2}$ – площа поршнів 1-го і 2-го гідропідсилювачів аксіально-поршневого насоса відповідно, $P_{к.1}$, $P_{к.2}$ – тиск в 1-й та 2-й лініях керування відповідно, $F_{np.1}$, $F_{np.2}$ – сила дії пружини поршнів 1-го і 2-го гідропідсилювачів аксіально-поршневого насоса, $F_{mp.1}$, $F_{mp.2}$ – сила тертя поршнів 1-го і 2-го гідропідсилювачів аксіально-поршневого насоса.

Рівняння руху вала гідромотора розглядаємо з аналізу балансу моментів:

$$\frac{V_{0г.м}}{2\pi} \cdot (P_1 - P_2) = M_{ін.г.м} + M_{тр.г.м} + M_{мех.}, \quad (30)$$

де $M_{ін.г.м}$ – момент інерції гідромотора, $M_{тр.г.м}$ – момент тертя в гідромоторі, $M_{мех.}$ – момент від технологічного навантаження.

$$\frac{V_{0г.м}}{2\pi} \cdot (P_1 - P_2) = I \frac{d\omega_{г.м}}{dt} + \alpha \cdot \omega + M_{мех.} \quad (31)$$

де I – момент інерції навантажувача гідромотора, $\frac{d\omega_{г.м}}{dt}$ – кутова швидкість обертання вала гідромотора, α – коефіцієнт в'язкого тертя.

Висновок

Розроблена математична модель гідростатичної трансмісії ГСТ-112 враховує основні характеристики об'ємного гідропривода та особливості технологічного навантаження при різних умовах роботи трансмісії. Це дозволить дослідити вплив конструктивних параметрів трансмісії на її роботу при різних режимах гальмування самохідних сільськогосподарських машин.

Література

1. Випробування гальмівних систем сучасних зернозбиральних комбайнів за новою методикою / О.Митрофанов, І.Лілевман, О.Лілевман, З.Терещук // *Техніка і технології АПК*. — 2010. — №9(12). — С. 16-19.
2. Гідропривід сільськогосподарської техніки: [Навчальне видання] / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорілець — К.: Вища освіта, 2004. — 368 с.
3. Морозов, А.Ф. Зерноуборочные комбайны: [Альбом] / А.Ф. Морозов; Под ред. Серебряного М.И. — М.: Агропромиздат, 1991. — 208 с.
4. Андреев, А.Ф. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи / А.Ф. Андреев, Л.В. Барташевич, Н.В. Богдан и др.; Под ред. В.В. Гуськова. — Мн.: Выш.шк., 1987. — 310 с.
5. Бажин, И.И., Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцори и др.; Под общ. ред. С.А. Ермакова. — М.: Машиностроение, 1988. — 312 с.

References

1. Vyprobuvannia halmivnykh system suchasnykh zernozbyral'nykh kombainiv za novoiu metodykoiu / O.Mitrofanov, I. Lilevman, O.Lilevman, Z.Tereschuk // Tekhnika i tekhnologii APK. — 2010. — №9(12). — S. 16-19.
2. Hidropriyvid sil'skookhospodarskoi tekhniki: [Navchal'ne vydannia] / O.M. Pogorilets', M.S. Volianskii, V.D. Voitiuk, S.I. Pastyshenko; Za red. O.M. Pogoriltsia — K.: Vischa osvita, 2004. — 368 s.
3. Morozov, A.F. Zernouborochnyie kombainy: [Al'bom] / A.F. Morozov; Pod red. Serebrianogho M.I. — M.: Aghropromizdat, 1991. — 208 s.
4. Andrieiev, A.F. Hidroprivod i hidropriyvid mobil'nykh mashyn. Ob'iemnyi hidro- i pnievmomashynu i pieriedachi / A.F. Andrieiev, L.V. Bartashievich, N.V. Bogdan i dr.; Pod red. V.V. Gus'kova. — Mn.: Vysh.shk., 1987. — 310 s
5. Bazhin, I.I., Avtomatizirovannoie proektirovaniie mashinostroitel'nogo hidroprivoda / I.I. Bazhin, Yu.H. Berenghard, M.M. Haitsori i dr.; Pod obsch. red. S.A. Ermakova. — M.: Mashinostroieniie, 1988. — 312 s.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОТРАНСМИССИИ САМОХОДНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Аннотация: данная статья описывает принцип работы объемной гидростатической трансмиссии самоходной сельскохозяйственной машины, а также представляет ее конструктивную схему. Предложена математическая модель, которая описывает работу объемной гидростатической трансмиссии, и учитывает основные характеристики и особенности технологической нагрузки при различных условиях работы. Представленная математическая модель позволяет исследовать работу данного типа трансмиссии в составе самоходной сельскохозяйственной машины в режиме торможения с помощью пакета математических расчетов Mathcad.

Ключевые слова: гидростатическая трансмиссия, математическая модель, расход жидкости, аксиально-плунжерный насос, насос подпитки, гидромотор.

SIMULATION OF HIDROTRANSMISIYI-PROPELLED AGRICULTURAL MACHINES BRAKING MODE

Summari: this article describing operational principle of volumetrically hydrostatic transmission of self-propelled agricultural machine, as well as presenting constructive scheme. Proposed mathematical model describing work of the volumetrically hydrostatic transmission, taking into account main characteristics and features of the technological load by different work conditions. Introduced mathematical model allows to investigate work of this type of transmission in a part of self-propelled agricultural machine in braking mode with help of mathematical calculations Mathcad.

Keywords: hydrostatic transmission, mathematical model of fluid flow, axial-plunger pump, feed pump, hydraulic motor.