

Механізація сільськогосподарського виробництва

УДК 62-82; 62-85; 658.286

М.І. Іванов, канд. техн. наук,

А.С. Гунько

Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, Україна

СТІЙКІСТЬ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ДООЧИСНИКІВ ГОЛОВОК ЦУКРОВОГО БУРЯКУ

THE STABILITY OF HYDRAULIC DRIVE WITH SHEAR VIBRATIONS OF THE CLEANER SUGAR BEET HEADS

Вступ

Цукровий буряк є однією із найважливіших сільськогосподарських культур для України. У березні 2012 року було експортовано 16,42 тис. тонн цукру, що на 50% більше, ніж за вересень-лютий 2011/12 рр. разом. У цілому в поточному маркетинговому році Україна експортувала 277 тис. тонн цукру, що є досить значним показником. Отже переробка цукрового буряку і виробництво цукру є однією із головних складових сільськогосподарського комплексу, тому розвиток даної галузі, підвищення ефективності вирощування, зберігання та переробки цукрового буряку є одним із пріоритетних напрямів для забезпечення даної галузі якісною сировиною і, відповідно, сталим прибутком.

Найтрудомісткішими операціями у процесі вирощування та отримання сировини є збирання врожаю цукрового буряку. Подальше підвищення ефективності отримання сировини для цукрового виробництва вимагає удосконалення машин та обладнання, призначених для викопування та підготовки коренеплодів до транспортування на переробні підприємства. Одною з проблем, які вимагають рішення, є зменшення забрудненості коренеплодів землею та рослинними домішками [1]. За оцінками спеціалістів загальний обсяг забруднень, які транспортуються на переробні підприємства практично наближається до обсягу виробництва цукру, що призводить до необхідності суттєво збільшити витрати на баластне транспортування ґрунто-рослинних залишків, які накопичуються при переробці сировини [1, 3].

Таким чином, одним із найважливіших показників якості цукрового буряку є його ступінь очищення від забруднень та рослинних залишків. У зв'язку з чим розробка машин для доочищення головок буряку від залишків гички є актуальною задачею [1–3].

Аналіз стану досліджень

Проблема підвищення продуктивності та зниження забрудненості вороха коренеплодів ґрунтом та гичкою зберігається і в Україні [1]. У 1990-х роках було запропоновано оригінальні конструкції очисників вороха коренеплодів [1, 2, 4], але при цьому не було досягнуто очікуваного ефекту

зі створення достатньо простої, надійної конструкції доочисників головок коренеплодів, яка забезпечувала б високий ступінь видалення залишків гички.

Найбільш високий результат з очищення головок коренеплодів забезпечує використання доочисників із горизонтальною віссю обертання. Але використання таких доочисників обмежується високою необхідною потужністю привода (до 20 кВт), подрібненням поверхневого шару ґрунту, забрудненням землею вороха гички [1].

В даний час перевага надається конструкціям різноманітних доочисників з вертикальною віссю обертання, які можуть бути обладнані лопатевими, ланцюговими, прутковими та іншими робочими елементами [1, 2, 3]. Але виявилось, що подібні доочисники не забезпечують якісного видалення залишків при коливаннях висоти головок коренеплодів, а також їх відхиленнях від умовної середньої лінії рядка. Відхиленню доочисника від умовної середньої лінії рядка та, відповідно, зниженню якості очищення головок при цьому також сприяє відхилення траєкторії руху самохідної машини.

Для подолання зазначених недоліків за умови, що багаторядні самохідні машини звичайно мають механічні приводи, низка авторів пропонує конструкції доочисників, які мають декілька типів робочих елементів, що виконують рух у різних напрямках і дозволяють підвищити ступінь охопту головок коренеплодів робочими елементами [6]. Такі конструкції мають сприяти підвищенню якості видалення залишків гички. Але подібні конструктивні рішення не вирішують проблему відхилення доочисників від умовної середньої лінії рядка головок коренеплодів та траєкторії руху самохідної машини.

Використання механічних приводів доочисників не дозволяє створити гнучкий, з малою металоємністю, негабаритний приводний механізм, який може створити двокоординатний механізм переміщення доочисників у процесі видалення залишків гички [7].

Для розв'язання проблеми обмеженої кількості насосів, які можна установити на двигуни енергетичного засобу, навіть при їх тандеміруванні, можливе застосування для

привода доочисників групове, послідовне з'єднання гідромоторів, що є перспективним до використання у гідроприводах сільськогосподарських машин [7,8].

Широкому впровадженню групових гідропроводів заважає відсутність методик розрахунку динамічних характеристик, визначення умов стійкої роботи з врахуванням конструктивних параметрів, а також з урахуванням особливостей технологічних операцій, для виконання яких призначені сільськогосподарські машини. У даній публікації методом математичного моделювання з'ясовується вплив конструктивних параметрів та компоновки гідравлічного привода доочисників на забезпечення стійкої роботи при видаленні залишків гички.

Основні результати досліджень

Гідравлічну схему даного привода показано на рисунку 1. Гідравлічну систему привода доочисника складено із насоса Н1, запобіжного клапана КЛ, чотирьох гідромоторів ГМ1, ..., ГМ4, перші три з яких приводять до руху робочі органи машин, а четвертий виконує передачу крутного моменту на кривошип кривошипно-шатунного механізму привода рамки.

При складанні математичної моделі з врахуванням результатів попередніх досліджень [8] були прийняті наступні припущення:

- ♦ густина, в'язкість та коефіцієнт витрати робочої рідини не залежать від температури завдяки роботі гідравлічної системи в усталеному температурному режимі;
- ♦ не враховуються втрати тиску у внутрішніх каналах гідравлічної системи і на зовнішніх клапанах, як такі, що звичайно мають незначну величину;
- ♦ коефіцієнт податливості рідини не залежить від тиску і вмісту газової складової, так як в усталеному режимі роботи системи його величина змінюється незначно;
- ♦ тиск підпору на зливі незначний і практично незмінний;
- ♦ коефіцієнт витоків і перетоків рідини у складових гідроагрегатів постійний і не залежить від розмірів та форми щілин;

♦ відстань між елементами гідросистеми незначна, що дозволяє розглядати її як систему з зосередженими параметрами і не розглядати вплив хвильових процесів;

♦ пульсація подачі насоса з врахуванням її значної частоти не викликає збудження коливань тиску у гідросистемі;

♦ течія рідини в зазорах у з'єднаннях деталей гідроагрегатів та гідроапаратури має ламінарний характер.

До математичної моделі удосконаленого привода доочисника гички гичкозбиральної машини входять наступні рівняння:

1. Витрати рідини в магістралях, які з'єднують насосну станцію та гідромотори одне з одним, згідно з прийнятими припущеннями можуть бути описаними моделлю із зосередженими параметрами, яка у даному випадку є собою рівнянням нерозривності потоків.

Рівняння нерозривності потоку робочої рідини на вході першого гідромотора має вигляд

$$Q_H = Q_{M1} + Q_{вит.1} + Q_{пер.12} + Q_{деф.1}, \quad (1)$$

де Q_H — витрата рідини, що надходить до гідравлічної системи від насоса; Q_{M1} — витрата рідини крізь перший гідромотор; $Q_{вит.1}$ — витрата витікання рідини з гідромотора ГМ1; $Q_{пер.1}$ — витрата на перетікання рідини у гідромоторі ГМ1 під дією перепаду тисків p_1 та p_2 ; $Q_{деф.1}$ — витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_1 .

Рівняння нерозривності потоку робочої рідини на вході другого гідромотора має вигляд

$$Q_{M1} + Q_{пер.12} = Q_{M2} + Q_{вит.2} + Q_{пер.2,3} + Q_{деф.2},$$

де Q_{M2} — витрата рідини крізь другий гідромотор; $Q_{вит.2}$ — витрата витікання рідини з гідромотора ГМ2; $Q_{пер.2,3}$ — витрата на перетікання рідини у гідромоторі ГМ2 під дією перепаду тисків p_2 та p_3 ; $Q_{деф.2}$ — витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_2 .

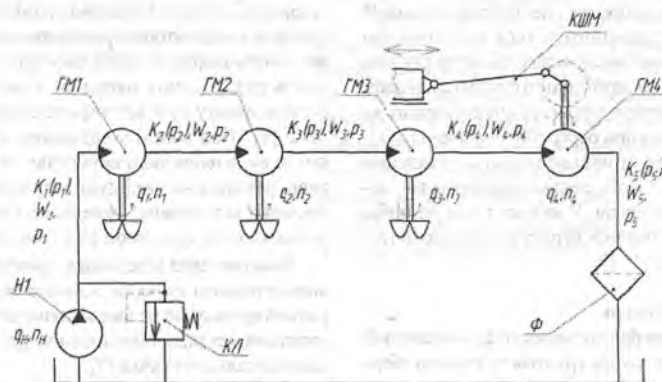


Рисунок 1 — Гідравлічна схема привода доочисника гички гичкозбиральної машини

Рівняння нерозривності потоку робочої рідини на вході третього гідромотора має вигляд

$$Q_{M2} + Q_{пер.23} = Q_{M3} + Q_{вит.3} + Q_{пер.34} + Q_{деф.3}, \quad (3)$$

де Q_{M3} — витрата рідини крізь третій гідромотор, $Q_{вит.3}$ — витрата витікання рідини з гідромотора ГМ3, $Q_{пер.34}$ — витрата на перебіг рідини у гідромоторі ГМ2 під дією перепаду тисків p_3 та p_4 , $Q_{деф.2}$ — витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_3 .

Рівняння нерозривності потоку робочої рідини на вході четвертого гідромотора має вигляд

$$Q_{M3} + Q_{пер.34} = Q_{M4} + Q_{вит.4} + Q_{пер.45} + Q_{деф.4},$$

де Q_{M4} — витрата рідини крізь четвертий гідромотор, $Q_{вит.4}$ — витрата витікання рідини з гідромотора ГМ4, $Q_{пер.45}$ — витрата на перетікання рідини у гідромоторі ГМ3 під дією перепаду тисків p_4 та p_5 , $Q_{деф.4}$ — витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_4 .

Фактична подача нерегульованого насоса визначається згідно виразу

$$Q_n = q_n \cdot n_n \cdot \eta_{об}, \quad (5)$$

де q_n — робочий об'єм насоса, n_n — частота обертання вала насоса, $\eta_{об}$ — об'ємний ККД насоса.

Витрати, які споживаються гідромоторами, визначено за виразом

$$Q_{mi} = q_{mi}(\phi_i) \cdot d\phi_i / dt, \quad (6)$$

де $q_{mi}(\phi_i)$ — характерний об'єм i -ого гідромотора, $i = 1...4$; $d\phi_i / dt$ — кутова швидкість обертання вала i -ого гідромотора, $i = 1...4$.

Втрати на витікання крізь зазори обчислюються як витрати рідини через плоску щілину при прийнятих припущеннях:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, ідеальна;

- шорсткість поверхонь до уваги не приймається.

У цьому випадку витрати рідини крізь поперечний перетин зазору визначаються формулою

$$Q_{вит.i} = \sigma_i \cdot p_i, \quad (7)$$

де σ_i — коефіцієнти витоків рідини з порожнин, які знаходяться під дією тисків p_i відповідно, $i = 1...4$.

Перетоки в гідроагрегатах з камери високого тиску до камери низького тиску крізь неповну герметичність камер гідроагрегатів визначаються за наступною залежністю у випадку шестеренних гідромашин:

$$Q_{пер.i,i+1} = \sigma_{пер.i,i+1} (p_i - p_{i+1}); \quad (8)$$

де $\sigma_{пер.i,i+1}$ — коефіцієнти перетікань рідини між порожнинами i -ого гідромотора відповідно з камери високого тиску до камери низького тиску.

Витрати, які виникають при деформації об'ємів порожнин гідропривода, заповнених рідиною, через зміни тиску в цих порожнинах, визначаються залежностями

$$Q_{деф.i} = K_i(p_i) W_i dp_i / dt, \quad i = 1...4, \quad (9)$$

де $K_i(p_i)$ — коефіцієнти податливості відповідних магістралей та порожнин даної гідросистеми, W_i — об'єм магістралі від насосної станції до входу першого гідромотора, W_2 — об'єм порожнини гідролінії, яка з'єднує перший і другий гідромотори, W_3 — об'єм порожнини гідролінії, яка з'єднує другий і третій гідромотори, W_4 — об'єм порожнини гідролінії, що з'єднує третій і четвертий гідромотори.

2. Баланс моментів сил, прикладених до валів першого, другого і третього гідромоторів, визначається рівняннями моментів сил, прикладених до валів гідромоторів,

$$M_{дв1} = M_{тн1} + M_{ін1} + M_{тр1}, \quad (10)$$

$$M_{дв2} = M_{тн2} + M_{ін2} + M_{тр2}, \quad (11)$$

$$M_{дв3} = M_{тн3} + M_{ін3} + M_{тр3}, \quad (12)$$

де $M_{дв.i}$ — момент, що розвивається i -им гідромотором, $M_{тн.i}$ — момент технологічного навантаження на i -ому гідромоторі, $M_{ін.i}$ — момент інерційного навантаження на i -ому гідромоторі, $M_{тр.i}$ — момент сил тертя, зведений до вала i -ого гідромотора.

Моменти, що розвиваються гідромоторами, визначаються за виразом [5]:

$$M_{дв.i} = q_{mi}(\phi_i) \cdot (p_i - p_{i+1}), \quad (13)$$

де q_{mi} — величина характерного об'єму i -го гідромотора.

Технологічне навантаження на робочих органах сільгоспмашин може змінюватись у достатньо широких межах, перевищуючи в декілька разів номінальне значення, на яке звичайно розраховується номінальна потужність привода. Але в процесі моделювання привода можливо вважати, що розглядається найбільш поширений випадок усталеного навантаження робочих органів, коли відхилення моменту технологічного навантаження від усталеного значення є незначним. При врахуванні наявності в з'єднанні гідромотора і робочого органа люфту моменти технологічного навантаження можуть бути описаними наступними залежностями

$$M_{тн.i} = \begin{cases} 0, & |\phi_i - \phi_{мех.i}| \leq |\phi_{з.i}| \\ M_{T.i}, & |\phi_i - \phi_{мех.i}| > |\phi_{з.i}| \end{cases}, \quad (14)$$

де $M_{T.i}$ — технологічне навантаження на i -ому робочому органі, що приводиться до дії від вала i -ого гідромотора, ϕ_i — положення вала i -ого гідромотора, $\phi_{мех.i}$ — положення вала i -ого робочого органа, $\phi_{з.i}$ — максимально допустима величина зазору у з'єднанні вала i -ого робочого органа із валом i -ого гідромотора, $i = 1...3$.

Моменти сил інерційного навантаження, прикладені до валів гідромоторів, дорівнюють

$$M_{in,i} = I_i \cdot \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2}, \quad (15)$$

де I_i — приведений момент інерції валу i -го гідромотора;
 $\frac{d^2 \varphi_i}{dt^2}$ — кутове прискорення валу i -го гідромотора, $i = 1 \dots 3$.

Втрати на тертя у гідромоторах та передаючому механізмі визначаються втратами крутного моменту, що розвиває гідромотор, на подолання сил тертя:

$$M_{mp,i} = b_i \cdot \frac{d\varphi_i}{dt}, \quad i = 1 \dots 4, \quad (16)$$

де b_i — коефіцієнт рідинного тертя в i -ому гідромоторі,
 $d\varphi_i/dt$ — кутова швидкість обертання вала гідромотора.

3. Навантаження на валу четвертого гідромотора визначається рівнянням Лагранжа II роду. Математичне моделювання роботи даного привода було розглянуто у публікації [8]. Відповідно диференціальне рівняння руху даної ланки механізму має наступний вигляд

$$I_{np} \cdot \frac{d^2 \varphi_4(t)}{dt^2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_4(t)} \times \left(\frac{d}{dt} \varphi_4(t) \right) = P_{\varphi 4}, \quad (17)$$

де I_{np} — зведений момент інерції механізму, $P_{\varphi 4}$ — узагальнена сила, $\varphi_4(t)$ — координата вала четвертого гідромотора.

Математична модель (1)–(8) удосконаленого привода доочисника гичкозбиральної машини комбайна має вигляд системи восьми нелінійних диференціальних рівнянь [8]. Загальний порядок системи — дванадцятий. Дослідження цієї моделі викликає певні труднощі, тому було прийнято рішення щодо її спрощення шляхом заміни окремих нелінійних характеристик лінійними залежностями або заміни нелінійних коефіцієнтів при можливості постійними числовими значеннями, отриманими завдяки експерименту.

Слід зазначити, що для дослідження нелінійних систем у динамічному стані пропонується досить багато прикладних математичних пакетів, таких як *MathCad*, *Maple*, *MathLab*. Розв'язання даної системи можливе практично у будь-якому з цих математичних пакетів, тому для пошуку розв'язків даної системи скористаємось *MathCad*.

Одним із найважливіших питань при проектуванні даного виду приводів є питання компоновання. Для дослідження впливу компоновання гідравлічного привода доочисників головок цукрового буряку був проведений аналіз перехідних процесів, що виникають при роботі гідравлічної системи. Було розглянуто чотири варіанти компоновання даного привода.

1. Кривошипно-шатунний механізм, що забезпечує зворотно-поступальний рух рамки, приводиться до дії першим гідромотором;

2. Кривошипно-шатунний механізм, що забезпечує зворотно-поступальний рух рамки, приводиться до дії другим гідромотором;

3. Кривошипно-шатунний механізм, що забезпечує зворотно-поступальний рух рамки, приводиться до дії третім гідромотором;

4. Кривошипно-шатунний механізм, що забезпечує зворотно-поступальний рух рамки, приводиться до дії четвертим гідромотором;

Для першого варіанту компоновки гідравлічного привода доочисників головок цукрового буряку рівняння Лагранжа другого роду набуває наступного вигляду

$$I_{np} \cdot \frac{d^2 \varphi_1(t)}{dt^2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_1(t)} \times \left(\frac{d}{dt} \varphi_1(t) \right) = P_{\varphi 1}. \quad (18)$$

Рівняння моментів, приведених до валів другого, третього та четвертого гідромоторів, матимуть вигляд:

$$M_{\delta \varphi 2} = M_{m \varphi 2} + M_{in 2} + M_{mp 2}, \quad (19)$$

$$M_{\delta \varphi 3} = M_{m \varphi 3} + M_{in 3} + M_{mp 3}, \quad (20)$$

$$M_{\delta \varphi 4} = M_{m \varphi 4} + M_{in 4} + M_{mp 4} \quad (21)$$

Перехідний процес зміни тисків p_1, p_2, p_3, p_4 , отриманий при розв'язку системи рівнянь (1)–(4), (9)–(12), при наступному співвідношенні параметрів $q_1, q_2, q_3, q_4 = 32 \text{ см}^3/\text{об}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \text{ см}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{mp 4} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_2 = I_3 = I_4 = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ показано на рисунку 2.

Сталі коливання тиску p_1 , спричинено нерівномірністю навантаження, прикладеного до вала першого гідромотора. Зміни тисків на інших трьох гідромоторах незначні і носять вимушений характер.

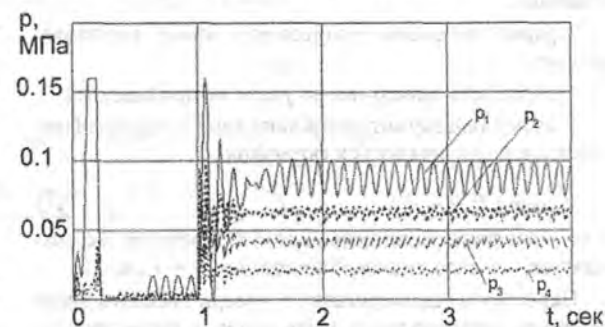


Рисунок 2 — Перехідні процеси зміни тисків у системі при першому варіанті компоновання

Після проведеного аналізу перехідних процесів було побудовано область стійкої роботи гідравлічної системи привода доочисників головок цукрового буряку при наступ-

ному співвідношенні параметрів $m_1=10 \text{ кг}$, $m_2=10 \text{ кг}$, $m_3=100 \text{ кг}$, $\beta_4=6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n=1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_2=I_3=I_4=0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

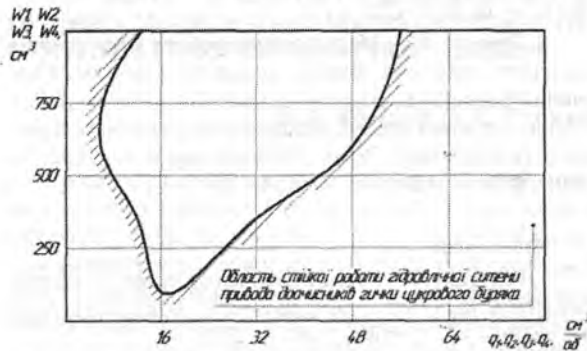


Рисунок 3 — Область стійкої роботи гідравлічної системи доочисника головок цукрового буряку при підключенні першого гідромотора до вхідного вала КШМ

Як видно з рисунку 3, область стійкої роботи збільшується із збільшенням робочих об'ємів гідромоторів. У діапазоні малих значень робочих об'ємів гідромоторів область стійкої роботи звужується. Збільшення робочого об'єму гідромоторів призводить до розширення області стійкої роботи системи. Водночас із збільшенням об'ємів порожнин між гідромоторами зменшується область стійкої роботи даної гідравлічної системи.

При дослідженні другого варіанта компоновки системи, рівняння (6) набуває наступного вигляду

$$I_{np} \cdot \frac{d^2 \varphi_2(t)}{dt^2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_2(t)} \times \left(\frac{d}{dt} \varphi_2(t) \right) = P_{\varphi 2}. \quad (22)$$

Рівняння моментів, приведених до валів першого, третього та четвертого гідромоторів, матимуть наступний вигляд

$$M_{\partial \varphi 1} = M_{m1} + M_{in1} + M_{mp1}, \quad (23)$$

$$M_{\partial \varphi 3} = M_{m3} + M_{in3} + M_{mp3}, \quad (24)$$

$$M_{\partial \varphi 4} = M_{m4} + M_{in4} + M_{mp4}. \quad (25)$$

Дослідження роботи системи проводилося при наступному співвідношенні параметрів гідропривода доочисника головок цукрового буряку: $q_1, q_2, q_3, q_4 = 32 \text{ см}^3/\text{об}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \text{ см}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $m_4 = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_4 = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

При розв'язанні математичної моделі (1)–(4), (13)–(16) було побудовано перехідні процеси для різного співвідношення параметрів, що дозволило побудувати область стійкої роботи, показану на рисунку 4.

Установка гідромотора привода кривошипно-шатунного механізму другим у системі групового гідропривода призводить до значного зниження області стійкості,

причому границя стійкості зсувається у бік менших значень робочих об'ємів гідромоторів.

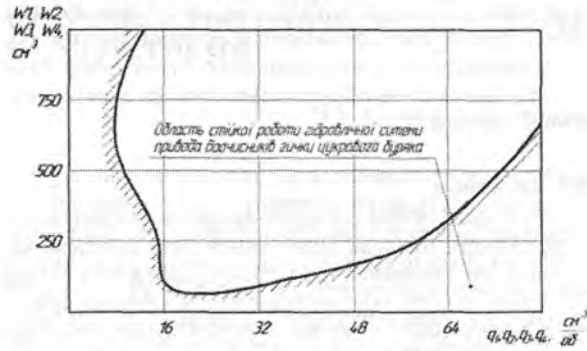


Рисунок 4 — Область стійкої роботи гідравлічної системи доочисника гички цукрового буряку при підключенні другого гідромотора до вхідного вала КШМ

Дана обставина значно зменшує технологічні можливості групового гідропривода. Згідно отриманих результатів практично неможливо використовувати гідромотори найбільш розповсюджених типорозмірів з робочим об'ємом від 16 до 64 см^3 . Збільшення стійкості групового гідропривода шляхом використання гідромоторів більших типорозмірів необґрунтовано збільшує потужність насосної станції.

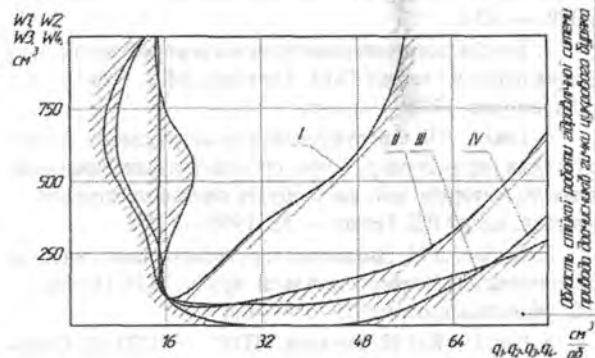


Рисунок 5 — Области стійкої роботи гідравлічної системи доочисника гички цукрового буряку при підключенні до вхідного вала КШМ: I — першого гідромотора; II — другого гідромотора; III — третього гідромотора; IV — четвертого гідромотора.

Дослідження двох інших варіантів компоновки проводилось аналогічно. Области стійкої роботи отримані в результаті дослідження були нанесені на одну систему координат і показані на рисунку 5, з якого видно, що найбільшою є область стійкої роботи у випадку під'єднання вала кривошипно-шатунного механізму до першого гідромотора.

При під'єднанні валу кривошипно-шатунного механізму до другого, третього та четвертого гідромоторів, область стійкої роботи гідравлічної системи привода доочисників гички цукрового буряка значно зменшується. Збігнення об'ємів порожнин гідравлічної системи привода доочисників гички цукрового буряка негативно впливає на величину області стійкої роботи даної гідравлічної системи.

Висновки

При дослідженні чотирьох варіантів компоновки гідравлічного привода доочисників було виявлено залежність розташування зони стійкої роботи системи від групового вибору місцезнаходження привода кривошипно-шатунного механізму. У результаті аналізу отриманих перехідних процесів зміни тиску на кожному з гідромоторів, можна зробити висновок, що найбільш прийнятними є перший і другий варіанти компоновки, коли привод кривошипно-шатунного механізму здійснюється від першого або другого гідромотора.

Література

1. Погорель, Л.В. Свеклобоборочные машины: История, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорель, Н.В. Татьяна. — К.: Феникс, 2004 — 223 с.
2. Мартиненко, В.Я. Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин: Автореф. дис. на здобуття наукового ступеня доктора техн. наук / В.Я. Мартиненко. — Тернопіль, 2000. — 33 с.
3. Українська інтенсивна технологія виробництва цукрових буряків / за ред. О.М. Ткаченка, М.В. Роїка — К.: Академпрес, 1998 — 240 с.
4. Гевко, Р.Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин: Автореф. дис. на здобуття наукового ступеня д-ра техн. наук / Р.Б. Гевко. — К.: 1999 — 35 с.
5. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем Учебник для маш. вузов / Д.Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1976. — 424 с.
6. Пат. UA 81548, Україна, МПК7 A01D23/02. Очистка головок коренеплодов від залишків гички на корені / Булгаков В.М.; заявник та патентовласник Нац. агр. університет. — № 200604682; заявл. 27.04.06; опубл. 10.01.2008.
7. Гулько, А.С. Застосування гідропривода поперечних коливань доочисників гичкозбиральної машини/ Іва-

нов М.І., Подолянин І.М., Гулько А.С. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. — Кіровоград, КНТУ. — Випуск 41, Частина 1. — 2011. — С. 217—222.

8. Гулько, А.С. Моделювання роботи кривошипно-шатунного механізму привода рамки гичкорізальної машини/ Іванов М.І., Шаргородський С.А., Гулько А.С. // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. — 2012. — Випуск 10. — т.2 (59). — С.54—59

References

1. Pogorielyj L.V. Svekluboborochnye mashyny: Istoriya, konstrukcija, teoriia, prognoz/ L.V. Pogorielyi, N.V. Tat'janko. — K.: Feniks, 2004 — 223s.
2. Martynenko, V.Ya. Mehaniko-tehnologichniy osnovy pidvyshchennia efektyvnosti robochikh organiv gychkozbyral'nyh mashyn: Avto-ref. dis. na zdobuttia naukovoogo stupenja doktora tehn. nauk / V.Ya. Martynenko. — Ternopil, 2000. — 33 s.
3. Ukrainska intensyva tehnologia vyrobnitstva tsukrovyyh buriakiv / za red. O.M. Tkachenka, M.V. Roi'ka — K.: Akadempres, 1998 — 240s.
4. Gevko R.B. Obgruntuvannia konstruktivno-tehnologichnyh parametriv robochukh organiv burjakozbyralnykh mashyn: Avto-ref. dus. na zdobuttia nauk. stupenja d-ra tehn. nauk / R.B. Gevko. — K., 1999. — 35 s.
5. Popov, D.N. Dynamika y regulirovanye hydro- i pnevmosystem [uchebnyk dlja mash. vuzov] / D.N. Popov. — M.: Mashinostroenie, 1976. — 424 s.
6. Pat. UA 81548, Ukraina, MPK7 A01D23/02. Ochysnyk golovok koreneplodiv vid zalyshkiv gychky na koreni /Bulgakov V.M.; zayavnyk ta patentovlasnyk Naz. agr. universytet. — №200604682; zayavl. 27.04.06; opubl. 10.01.2008.
7. Gunko A.S. Zastosuvannja gidropryvida poperechnykh kolivan doochisnykiv gichkozbyralnoi mashini/ Ivanov M.I., Podoljany I.M., Gunko A.S. // Konstruiuvannja, vyrobnyctvo ta ekspluatacija silskogospodarskikh mashin. — Kirovograd, KNTU. — Vypusk 41. Chastyna 1. — 2011. — S. 217 — 222.
8. Gunko A.S. Modeljuvannja roboti kryvoshypno-shatunogo mehanizmu pryvida ramki gychkorizalnoi mashyni/ Ivanov M.I., Shargorodskiy S.A., Gunko A.S. // Zbimyk naukovykh prac Vinnitskogo nacionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya: tehnicni nauki. — 2012. — Vipusk 10 — t.2 (59). — S. 54—59.

Надійшла 02.02.2013 року

УДК 62-82; 62-85; 658.286

UDK 62-82; 62-85; 658.286

УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДООЧИСТИТЕЛЕЙ ГОЛОВОК САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

THE STABILITY OF HYDRAULIC DRIVE WITH SHEAR VIBRATIONS OF THE CLEANER SUGAR BEET HEADS

Н.И. Иванов, А.С. Гунько

N.I. Ivanov, A.S. Hunko

Рассмотрены вопросы моделирования гидравлического привода рабочих органов доочистителя головок сахарной свеклы. Создана математическая модель, получены переходные процессы работы данной системы в режиме реального времени для разного соотношения параметров, проведено исследование работы данного привода при разных вариантах компоновки и сформулированы рекомендации по проектированию данных приводов.

Ключевые слова: гидравлическая система, доочиститель ботвы, последовательное соединение гидромоторов.

Questions of modelling of a hydraulic drive of working bodies cleaner a tops of cleaning vegetable machine are considered. The mathematical model is created, transients of work of the given system in a mode of really time for a different parity of parameters. Researching of work of the given drive at different parities of parameters are received and to formulate recommendations about designing of the given drives.

Key words: hydraulic system, cleaner sugar beet tops, four hydromotors connecting in series.