

М.І. Іванов, канд. техн. наук,  
С.А. Шаргородський, канд. техн. наук  
І.М. Подолянин, канд. техн. наук  
В.С. Руткевич

Вінницький національний аграрний університет

## ПРИВОД МЕХАНІЗМУ БЛОЧНО-ПОРЦІЙНОГО ВІДОКРЕМЛЮВАЧА КОНСЕРВОВАНИХ КОРМІВ

*Рассматриваются принципы конструирования и проектирования современной гидроприводной сельскохозяйственной техники, которая не может базироваться на традиционных схемных решениях. Эффективность можно значительно повысить за счет внедрения гидропривода, чувствительного к нагрузке. Предложена математическая модель привода механизма блочно-порционного отделителя консервированных кормов, которая позволяет согласовать работу привода ножевого механизма с его подачей.*

*Principles of designing and design of modern hydrodriving selskokhozyaystveny equipment which can't be based on traditional circuit decisions are considered. Efficiency can be raised considerably at the expense of introduction of the hydraulic actuator sensitive to loading. The mathematical model of a drive of the mechanism block porционного a separator of tinned forages which allows to coordinate work of a drive of the knife mechanism it giving is offered.*

### Вступ

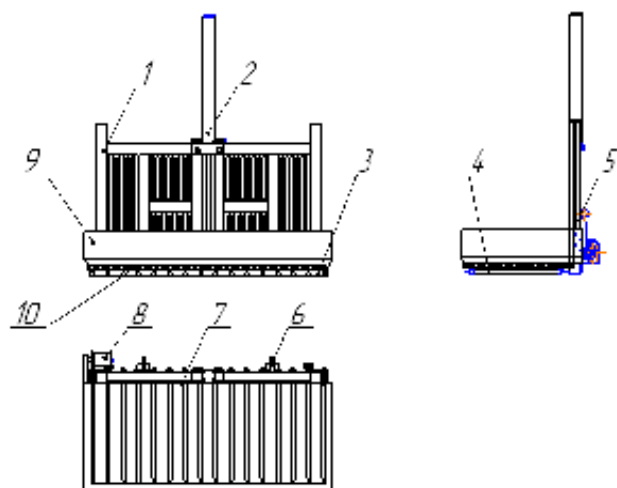
Створення сучасної, конкурентоспроможної на світовому ринку сільськогосподарської техніки є актуальною задачею сьогодення. Вирішення цієї задачі пов'язано з питаннями підвищення надійності, довговічності та зниження енергомисткості, особливо складної і дороговартісної сільськогосподарської техніки.

Галузі тваринництва України вступили у ХХІ століття в стані глибокої кризи, яка обумовлена прорахунками аграрної політики в останні десятиліття, що призвело до занепаду тваринницької галузі на селі та розвитку рослинництва, як перспективного напрямку господарювання. За ці роки зруйновано матеріально-технічну базу, відсутнє виробництво нової техніки для тваринництва, повернулись до примітивних високовитратних технологій та закупівлі дорогої імпортової техніки.

У зв'язку з цим виникла необхідність створення нових інженерно-технічних засобів — механізмів блочно-порційного типу, саме для тваринництва, які б суттєво підвищили процес відрізання, вивантаження, приготування та підготовку консервованих кормів до згодовування, що досить поширені в розвинених зарубіжних країнах. До переваг даного способу належить: мобільність і маневреність, висока продуктивність, низька металоємкість, можливість варіювання технології годівлі у залежності від поголів'я, розміщення тваринницьких приміщень та наявності кормозмішувачів у господарстві, а також запобігання вторинній ферментації за рахунок якісного виконання технологічного процесу відокремлення корму від моноліту. Такі вирізючі механізми випускають фірми: Strautmann, BvL van Lengerich, V. d. Heid, Vicon, Kuhn, Fella, Trioliet, Henrich Schaffer; Bressel und Lade; STOLL(Німеччина); Emily, KUHN, LUCAS. G, Jeantil, Belair(Франція); Seko, Agm(Італія); TRIOLET (Голандія); GEHL(США); Maddelande(Швейцарія) та ін [1].

### Основна частина

Принципову схему механізму для блочно-порційного вивантаження консервованого корму показано на рисунку 1. Механізм для відрізання і вивантаження силосу та сінажу містить вертикальну раму 1, на нижньому брусі 3 якої закріплено горизонтальні вила 4 [2].



1 — вертикальна рама, 2 — гідроциліндр, 3 — брус,  
4 — вило, 5 — направляючі, 6 — механізм фіксації,  
7 — тяга, 8 — гідромотор

Рисунок 1 — Механізм блочно-порційного вивантаження консервованого корму.

Над вилами установлено П-подібну рамку 9 з можливістю переміщення у вертикальній площині за допомогою гідроциліндра 2 через поздовжню тягу 7 і направляючі 5. Рамка у нижній частині має рухомі і нерухомі ножі,

за допомогою яких відбувається відокремлення консервованого корму від моноліту у вертикальній площині, привод яких здійснюється гідромотором 8. Механізм для відрізання і вивантаження силосу та сінажу навішується на фронтальний навантажувач на базі трактора МТЗ-82 за допомогою зчепного механізму 6.

Механізм працює таким чином. При крайньому верхньому положенні П-подібної рамки 9 вила 4 під напором трактора горизонтально занурюються в кормову масу, фіксуючи її відносно механізму. Після цього включається гідроциліндр 2 і гідромотор 8. Гідроциліндр 2 забезпечує зворотно-поступальне переміщення П-подібної рамки у вертикальній площині, через поперечну тягу 6. Зворотно-поступальний рух рухомих ножів здійснюється за допомогою гідромотора 8. При вертикальному переміщенні П-подібної рамки по направляючих зверху до низу відрізна порція корму має форму паралелепіпеда.

Для відділення наступної порції корму П-подібна рамка повертається у верхнє положення, здійснюючи холостий хід, після чого процес повторюється.

Механізм для блочно-порційного вивантаження консервованого корму обладнано багатофункціональним гідромеханічним приводом, який дозволяє замінити складні, енергонасичені механічні передачі привода робочих органів на гідравлічні. Слід зазначити, що гідрофікації вітчизняних сільськогосподарських машин перешкоджає відставання вітчизняної промисловості в області виробництва гідромашин необхідної потужності і недостатній їх ресурс експлуатації, а також практична відсутність досліджень складних просторових гідроприводів і, в свою чергу, відсутність методик їх розрахунку та проектування.

Для підвищення ефективності використання механізму для блочно-порційного вивантаження консервованого корму, зниження витрат при його функціонуванні, підвищення продуктивності постала необхідність у вирішенні проблеми обґрунтування раціональних структур і параметрів об'ємного гідромеханічного привода блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів.

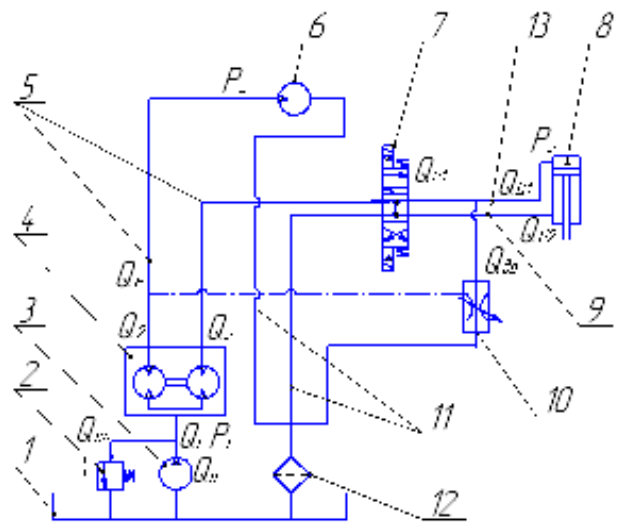
### Постановка задачі та її вирішення

Розробити математичну модель привода блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів, що дозволить на проектній стадії оцінити пристосованість створюваного механізму до конкретних умов роботи.

Гідравлічну схему привода ножевого механізму блочно-порційного відокремлювача показано на рисунку 2.

Основна задача даної гідравлічної схеми – забезпечення оптимальної подачі П-подібної рамки з ножевим механізмом і захист гідромотора від перевантаження. Це зумовлене тим, що при відрізання консервованого корму від моноліту виникають умови (промерзання, змінність фракційного складу та вологості корму, попадання сторонніх предметів та інше), коли необхідно регулювати подачу ножевого механізму. Дана задача вирішується завдяки тому, що рідина, яка нагнітається насосом, рівномірно розподіляється об'ємним розподільником потоку між гідро-

мотором привода ножевого механізму і гідроциліндром подачі П-подібної рамки. Керування подачею ножевого механізму при необхідності здійснюється регульованим дроселем, який частково відводить рідину в бак з нагнітальної порожнини лінії опускання гідроциліндра.



- 1 — гідробак, 2 — запобіжний клапан, 3 — гідронасос, 4 — об'ємний розподільник потоку, 5 — лінії напору, 6 — гідромотор, 7 — чотириходовий трипозиційний розподільник з електрогідравлічним керуванням, 8 — гідроциліндр, 9 — лінія опускання, 10 — керований дросель, 11 — лінії зливу, 12 — фільтр, 13 — лінія підйому

Рисунок 2 — Гідравлічна схема привода ножевого механізму блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів.

### Принцип дії гідропривода

Робоча рідина (масло) насосом 3 із бака 1 через об'ємний подільник потоку 4 розподіляється до робочих порожнини гідромотора 6 та гідроциліндра 8 через чотириходовий трипозиційний розподільник 7 з електрогідравлічним керуванням. Відпрацьована рідина з порожнини гідроциліндра 6 через розподільник 7 і фільтр 12 зливається до баку. Гідропривод має запобіжний клапан 2. Надлишок робочої рідини, що нагнітається до гідроциліндра 8, відводиться з нагнітальної порожнини лінії опускання 9 до баку через регульований дросель 10.

Розглянемо математичну модель для характерних ділянок та рівняння руху робочого органа ланок механічної системи.

Рівняння витрат для напірної порожнини [3,4]:

$$Q_H = Q_{кл} + Q_2 + Q_3 + Q_{ум1} + Q_{деф1}, \quad (1)$$

де  $Q_H$  — витрата рідини, що подається від насосної станції,  $Q_{кл}$  — витрата рідини, що надходить до баку гідросистеми через запобіжний клапан,  $Q_2$  — витрата рідини у порожнині подільника потоку, що забезпечує рух гідромотора,  $Q_3$  — витрата рідини у порожнині подільника потоку, що забезпечує рух поршня з заданою швидкістю,  $Q_{ум1}$  — витрата витікання рідини,  $Q_{деф1}$  — витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском  $P_1$ .

Витрати рідини для напірної порожнини мотора :

$$Q_2 = Q_m + Q_{ym2} + Q_{nep} + Q_{def2}, \quad (2)$$

де  $Q_m$  — витрата рідини, що подається на гідромотор,  $Q_{ym2}$  — витрата спливання рідини з даної порожнини внаслідок її негерметичності,  $Q_{nep}$  — витрата на перетікання рідини з порожнини гідромотора під дією перепаду тисків  $P_1$  та  $P_2$ ,  $Q_{def2}$  — витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском  $P_2$ .

Витрати рідини для напірної порожнини гідроциліндра:

$$Q_3 = Q_{u1} + Q_{op} + Q_{ym3} + Q_{nep} + Q_{def3}, \quad (3)$$

де  $Q_{u1}$  — витрата рідини у поршневій порожнині, що забезпечує рух поршня із заданою швидкістю,  $Q_{op}$  — витрата рідини, що спливає через регульований дросель,  $Q_{ym3}$  — витрата спливання рідини з даної порожнини внаслідок її негерметичності,  $Q_{nep}$  — витрати на перетікання рідини з порожнини гідроциліндра під дією перепаду тисків  $P_1$  та  $P_3$ ,  $Q_{def3}$  — витрати рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском  $P_3$ .

Фактична витрата рідини, що подається від нерегульованого насоса, визначається згідно виразу

$$Q_n = q_n \cdot n_n \cdot \eta_{обн}, \quad (4)$$

де  $q_n$  — робочий об'єм насоса;  $n_n$  — частота обертання вала насоса;  $\eta_{обн}$  — об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса.

Витрата рідини, що потрапляє до гідромотора та гідроциліндра, обчислюється за наступними залежностями:

$$Q_2 = q_1 \cdot n_{об1} \cdot \eta_{об2}, \quad (5)$$

$$Q_3 = q_2 \cdot n_{об2} \cdot \eta_{об3}, \quad (6)$$

де  $q_1, q_2$  — робочий об'єм роздільника потоку,  $n_{об1}, n_{об2}$  — частота обертання вала роздільника потоку,  $\eta_{об2}, \eta_{об3}$  — об'ємний коефіцієнт корисної дії роздільників потоку.

Втрати на витікання рідини через зазори у з'єднаннях деталей гідроапаратури і гідромеханізмів обчислюються як витрати рідини через плоску щілину за прийнятих припущень:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, досконала;

- шорсткість поверхонь до уваги не приймається;

- зазор є симетричним.

У цьому випадку витрати рідини на витікання через поперечний перетин зазору визначатимуться такими залежностями:

$$Q_{од1} = \sigma_1 \cdot \delta_1, \quad (7)$$

$$Q_{од2} = \sigma_2 \cdot \delta_2, \quad (8)$$

$$Q_{од3} = \sigma_3 \cdot \delta_3, \quad (9)$$

де  $y_1, y_2, y_3$  — коефіцієнти витоків рідини з порожнин, які знаходяться під дією тисків  $P_1, P_2, P_3$  відповідно.

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

$$Q_{од1} = K_1 \cdot W_1 \cdot \frac{dP_1}{dt}, \quad (10)$$

$$Q_{од2} = K_2 \cdot W_2 \cdot \frac{dP_2}{dt}, \quad (11)$$

$$Q_{од3} = K_3 \cdot W_3 \cdot \frac{dP_3}{dt}, \quad (12)$$

де  $K_1, K_2, K_3$  — коефіцієнти податливості відповідної магістралі та порожнин даної гідросистеми;  $W_1$  — об'єм магістралі від насосної станції до входу в об'ємний подільник потоку,  $W_2$  — об'єм магістралі, яка з'єднує об'ємний подільник потоку з гідромотором,  $W_3$  — об'єм магістралі, яка з'єднує об'ємний подільник потоку з гідроциліндром,  $dP_1/dt, dP_2/dt, dP_3/dt$  — швидкість зміни тиску в порожнинах.

Витрати, які виникають при перетіканні рідини через запобіжний клапан та регульований дросель:

$$Q_{д1} = \mu \cdot f_{д} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_1 - 0|} \cdot \text{sign}(P_1), \quad (13)$$

$$Q_{д2} = \mu \cdot f_{д2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_3|} \cdot \text{sign}(P_3), \quad (14)$$

$$f(E_2) = f(x_3), \quad (15)$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрати,  $f_{д}$  — площа прохідного перерізу робочого вікна клапана,  $f(x_3)$  — площа прохідного вікна дроселя,  $\rho$  — густина робочої рідини,  $P_1$  — тиск в нагнітальній порожнині,  $P_2$  — тиск у нагнітальній порожнині гідромотора,  $P_3$  — тиск у нагнітальній порожнині гідроциліндра.

Фактична витрата рідини гідромотором визначається згідно виразу

$$Q_m = q_m \cdot \omega_1 / \eta_{обм}, \quad (16)$$

де  $q_m$  — робочий об'єм мотора,  $\omega_1$  — кутова швидкість мотора,  $\eta_{обм}$  — об'ємний коефіцієнт корисної дії мотора.

Витрати, які виникають при перетіканні рідини до гідроциліндра:

$$Q_{u1} = F_{u1} \cdot v_u = F_{u1} \cdot \frac{dx_u}{dt}, \quad (17)$$

де  $F_{u1}$  — ефективна площа поршня гідроциліндра,  $dx_u/dt$  — швидкість руху поршня.

Витрата, яка виникає при спливанні рідини між порожнинами гідроциліндра 8 :

$$Q_{nep3} = \sigma_{35} \cdot P_3 \quad (18)$$

Рівняння руху вала гідромотора розглядаємо, аналізуючи баланс моментів

$$M_{\text{м}} = M_{\text{ин}} + M_{\text{тн}} + M_{\text{тп}}, \quad (19)$$

$M_{\text{ин}}$  — момент інерції механізму,  $M_{\text{тн}}$  — момент технологічного навантаження,  $M_{\text{тп}}$  — момент сили тертя.

$$q_{\text{м}} \cdot P_2 = I_{\text{нр}} \cdot \frac{d^2 \varphi_{\text{м}}}{dt^2} + M_{\text{тн}} + \beta_{\text{тп}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{м}}}{dt}, \quad (20)$$

де  $I_{\text{нр}}$  — приведений момент інерції до вала гідромотора,  $d^2 \varphi_{\text{м}}/dt^2$  — кутове прискорення вала гідромотора,  $M_{\text{тн}}$  — момент від технологічного навантаження,  $\beta_{\text{тп}}$  — коефіцієнт рідинного тертя в гідромоторі,  $d\varphi_{\text{м}}/dt$  — кутова швидкість обертання.

Рівняння руху гідроциліндра розглянемо з аналізу балансу сил

$$\begin{aligned} F_1 v_{\text{ц}} &= F_{\text{тн}} + F_{\text{тп}} + F_{\text{ин}} = F_{\text{ин}} v_{\text{ц}} = \\ &= F_{\text{тн}} + \beta_{\text{ц}} \cdot v_{\text{ц}} + I_{\text{нр}} \cdot \frac{dv_{\text{ц}}}{dt} \end{aligned} \quad (21)$$

де  $F_{\text{тн}}$  — момент технологічного навантаження на гідроциліндрі,  $F_{\text{тп}}$  — момент сили тертя,  $F_{\text{ин}}$  — момент інерційного навантаження на гідроциліндрі,  $v_{\text{ц}}$  — швидкість руху поршня,  $\beta_{\text{ц}}$  — коефіцієнт рідинного тертя у гідроциліндрі,  $I_{\text{нр}}$  — приведений момент інерції механізму,  $dv_{\text{ц}}/dt$  — прискорення руху поршня.

#### Висновок

Розроблена математична модель гідравлічного привода ножевого механізму відокремлювача консервованих кормів враховує основні характеристики об'ємного гідро-

привода та дозволяє врахувати особливості технологічного навантаження за різних умов роботи машин. Це дозволяє досліджувати вплив конструктивних параметрів привода на різних етапах та вибирати значення параметрів, які забезпечують задану подачу ножевого механізму при мінімальних регулюваннях.

#### Література

1. Обзор оборудования для отбора и перемещения силоса. // Сельскохозяйственные вести. — 2002. — №2. — С. 14—16.
2. Декларативний патент України на корисну модель № 67046 У, МПК А01D 87/00 / Механізм для відрізання і вивантаження силосу та сінажу/ М.І. Іванов, В.С. Руткевич, І.М. Подолянин, С.А. Шаргородський, М.В. Зінев; заявник та патентовласник Вінницький національний аграрн. університет. — № 2011 09466; заявл.28.07.11; опубл. 25.01.2012. Бюл. №2.
3. 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.
4. Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; Под общ. ред. С.А. Ермакова. — М.: Машиностроение, 1988. — 312 с.

Надійшла 13.07.2011 р.