

2. Механизация и технология производства продукции животноводства [/ Коба.В.Г. Брагинец Н.В. Мурусидзе Д.Н и др] под ред. Брагинца Н.В.- М.: Колос 1999.

3. Завражнов А.И Механизация приготовления и хранения кормов/ А.И Завражнов, Д.И Николаев.- М.: Агропромиздат, 1990.

Аннотация

О скорости движения по желудочно-кишечному тракту кормов у животных

Гридасов В.И

Предложена методика подготовки кормов к скармливанию за счет применения новой системы измельчения.

Abstract

About speed of traffic on a gastroenteric section of forages at animals

Gridasov V.I

The technique of preparation of forages to feedings at the expense of application of new system of crushing is offered.

УДК 631.354.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ САМОХІДНИХ ЗБИРАЛЬНИХ МАШИН ЯК СИСТЕМ З БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ ЗМІНОЮ ШВИДКОСТІ ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ

Калінін Є.І., к.т.н., доцент, Шуляк М.Л., к.т.н., доцент
*(Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка)*

В статті проаналізовано динаміку самохідних збиральних машин, як основних елементів кормовиробництва, з точки зору безступінчастої зміни швидкості. На основі проведених досліджень отримані диференційні залежності руху самохідного збирального комбайну в відхиленні від стаціонарного режиму руху.

Актуальність проблеми. Підвищення якості й зберігання кормів є одним з основних напрямків розвитку і вдосконалення кормовиробництва. Як відомо, продуктивність великої рогатої худоби, особливо корів, обумовлена добовим засвоєнням енергії. При високих удоях потрібна висока концентрація енергії в сухій речовині раціону. Підвищення її рівня вдвічі призводить до збільшення молочної продуктивності в 3,5 рази.

У зв'язку з цим першочергове завдання кормовиробництва – забезпечити худобу власними кормами з високим вмістом поживних речовин і енергії. Об'ємні корми з високою поживністю здатні стабільно забезпечувати позитивні параметри динаміки виробничих показників та економічної ефективності молочного виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як показали дослідження, проведені як в нашій країні, так і за кордоном, таким вимогам відповідає зерно-сенаж зі злакових зернових культур, скошених в цілому вигляді без обмолоту, у фазі молочно-воскової стиглості замість роздільного збирання на зерно і солому [1 – 3].

У численних літературних джерелах вказується, що в зарубіжній практиці найбільша увага приділяється використанню більш дешевих грубих кормів (сіно, сінаж, силос), підвищенню їх поживності [3, 4].

При цьому основна роль у формуванні кормовиробництва залишається за машинно-тракторним парком, і особливо за самохідними збиральними комбайнами. Самохідні зернозбиральні та силосозбиральні комбайни, мають пристрої для безступінчастої зміни поступальної швидкості, володіють з енергетичної точки зору подібними динамічними властивостями. Потужність двигуна в обох випадках передається за допомогою клінопасових трансмісій. Вона розподіляється на два споживача: на привід ходової частини і привід барабана (молотильного або силосного і пов'язаних з ним технологічних органів). Завантаження цих машин визначається величиною подачі маси, що збирається (хлібної або силосної) та її фізико-механічними властивостями.

Тому доцільно розглянути динамічні властивості найбільш складної збиральної машини – самохідного зернозбирального комбайна як об'єкта регулювання по завантаженню. Динаміка самохідного силосозбирального комбайна буде, у зазначеному сенсі, окремим випадком.

Регульованими параметрами зернозбирального комбайна можуть бути товщина шару хлібної маси на різних ділянках агрегату (на підбирачі, в похилій камері, на соломотрясі), обороти молотильного барабана, моменти на валах різних технологічних органів та ін.

Підтримання будь-якого з регульованих параметрів на заданому рівні може здійснюватися за рахунок зміни швидкості руху комбайна за допомогою варіатора ходової частини. Переміщення s рухомого диска його блоку шківів є керуючим впливом. Необхідно відмітити, що більшість відомих в даний час систем автоматичного регулювання завантаження зернозбиральних комбайнів будується з використанням як регулюючого органу варіатора ходової частини.

Мета і постановка задачі. Основна мета дослідження – отримання диференціальних залежностей, що описують динаміку функціонування самохідної збиральної машини з метою подальшого поліпшення її динамічних властивостей.

Виклад основного матеріалу. Зернозбиральний комбайн являє собою складну динамічну систему з багатьма акумуляторами енергії; ця система підпорядкована впливу багатьох фізичних законів, повністю врахувати які при виведенні рівняння руху не представляється можливим.

Розглянемо рівняння руху об'єкта в лінійному наближенні, використовуючи для цієї мети різні форми рівнянь енергетичного та матеріального балансів.

Основними акумуляторами енергії є обертові і поступально рухомі маси. Виходячи з цього, комбайн як об'єкт регулювання може бути представлений у вигляді системи трьох обертових мас (рис. 1), які пов'язані між собою кліноповсими передачами і мають відповідно моменти інерції I_1 , I_2 , I_3 кг·м², які в подальшому будемо вважати постійними.

Тут I_1 – приведений до колінчастого валу момент інерції рухомих мас двигуна і його механізмів, але без регулятора обертів, який може бути виділений в якості самостійної ланки; I_2 – приведений до валу молотильного барабана момент інерції технологічних органів, що приводяться в рух від контрприводу. Інерційні властивості переміщуваної в комбайні хлібної маси не досить суттєво впливають на загальну його енергетику, і тому ними можна знехтувати; I_3 – приведений до вісі ведучих коліс момент інерції трансмісії і маси комбайна, яка виконує поступальний рух.

Оскільки енергоємність інших технологічних органів комбайна в порівнянні з молотильним барабаном в значно меншій мірі залежить від величини подачі хлібної маси, то при розгляді в першому наближенні виділяти їх в якості самостійних акумуляторів енергії не представляється доцільним.

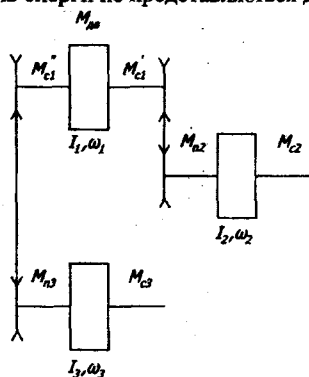


Рисунок 1 – Система трьох мас, що обертаються

Таким чином, перша маса системи (див. рис. 1) символізує двигун, друга – молотарку, а третя – ходову частину. Енергія двигуна передається до молотильного барабану і ходової частини за допомогою кліноповсими передачі, які на відміну від шестерень і ланцюгових передач не є жорсткими. Це слід розуміти так: співвідношення кутових швидкостей веденого і ведучого валів, пов'язаних пасовою передачею, залежить не тільки від кінематичних факторів (співвідношення діаметрів шківів), але і від динамічних (величин моментів, які передаються).

Для кожної з мас можна записати рівняння обертання твердого тіла близько нерухомої вісі в наступному вигляді:

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_{\partial\alpha} - (M'_{c1} + M''_{c1}); \quad (1)$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{n2} - M_{c2}; \quad (2)$$

$$I_3 \frac{d\omega_3}{dt} = M_{n3} - M_{c3}, \quad (3)$$

де $M_{\partial\alpha}$ – момент, що розвивається двигуном; M_c – сумарні моменти опору; M_n – передані моменти, які по відношенню до мас I_2 і I_3 є рушійними.

Співвідношення моментів M_{c1} і M_n визначаються кінематичними значеннями передавальних чисел відповідних передач, а саме:

$$M'_{c1} = i_2 M_{n2}; \quad (4)$$

$$M''_{c1} = i_3(s) M_{n3}, \quad (5)$$

де $i = const$ – кінематичне значення передавального числа приводу молотильного барабана; $i_3(s)$ – кінематичне значення передавального числа приводу ходової частини комбайна, що є функцією s – положення рухомого диска блоку шківів варіатора. Тому M''_{c1} є функцією двох змінних, а саме:

$$M''_{c1} = f(s, M_{n3}). \quad (6)$$

Момент $M_{\partial\alpha}$, який розвивається двигуном, залежить від положення рейки паливного насоса λ , яке визначає кількість палива, що подається за цикл в циліндри, і від кутової швидкості обертання колінчастого валу ω_1 , тобто

$$M_{\partial\alpha} = f(\lambda, \omega_1). \quad (7)$$

Сумарний момент опору барабана M_{c2} при незмінності всіх інших факторів залежить від його кутової швидкості ω_2 , кількості хлібної маси, що подається в барабан в одиницю часу g_δ і її фізико-механічних властивостей, зміни яких не проявляються у змінах вагової подачі і позначаються надалі функцією часу $\Phi_3(t)$.

Таким чином, функціональну залежність M_{c2} від параметрів робочого процесу можна в загальному вигляді записати наступним чином:

$$M_{c2} = f(\omega_2, g_\delta, \Phi_3). \quad (8)$$

Якщо молотарка має деки, що встановлені на пружних елементах, то зміна M_{c2} буде залежати, в загальному випадку, і від величини зазору h_δ в підбарабанні, на який в свою чергу впливає величина моменту опору.

Для цього випадку можна записати:

$$\begin{cases} M_{c2} = f(\omega_2, g_\delta, h_\delta, \Phi_3); \\ h_\delta = \alpha_1 M_{c2}, \end{cases} \quad (9)$$

де α_1 – коефіцієнт пропорційності, що характеризує пружність підбарання.

Сумарний момент опору ходової частини M_{c3} залежить від поступальної швидкості комбайна v_x і впливів збурень $\Phi_2(t)$ під якими будемо розуміти зміни рельєфу, фізико-механічних властивостей ґрунту і т.д. Будь-яку зміну фактичного радіуса кочення і буксування ведучих коліс також будемо розглядати як дію збурень, які характеризуються випадковою функцією $\Phi_2(t)$. У зв'язку з цим можна вважати, що для незбуреного руху комбайна задовольняється залежність виду:

$$v_x = R\omega_3, \quad (10)$$

де R – деяке постійне значення радіуса кочення.

Функціональну ж залежність M_{c3} від параметрів руху можна записати у вигляді:

$$M_{c3} = f(v_x, \Phi_2). \quad (11)$$

Особливістю фрикційних передач, зокрема клінопасових, є наявність ковзання, яке істотно залежить від величини переданого крутного моменту. В якості ілюстрації цього на рис. 2 наведені експериментальні залежності, які отримані для конструктивної схеми клінопасового варіатора, застосовуваного на зернозбиральних комбайнах [4]:

$$\zeta = 1 - \frac{i_{x.x.}}{i_{p.x.}}, \quad (12)$$

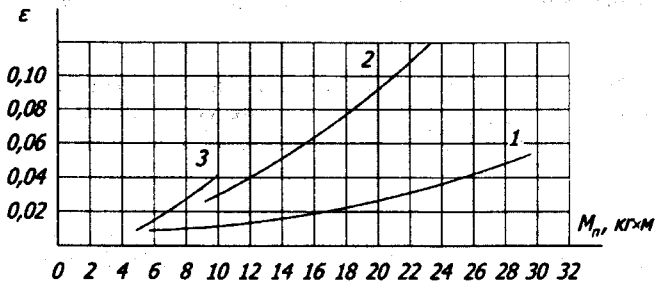


Рисунок 2 – Залежність ковзання при різних значеннях передавального числа варіатора:

1 – мінімальне значення; 2 – середнє значення; 3 – максимальне значення

де ζ – ковзання, що є функцією переданого крутного моменту; $i_{x.x.}$ – передавальне число трансмісії при холостому ході:

$$i_{x.x.} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_{\text{вс}}} \right)_{x.x.}; \quad (13)$$

$i_{p.x.}$ – передавальне число трансмісії під навантаженням:

$$i_{p.x.} = \frac{\omega_1}{\omega_{вед}(M_n)}, \quad (14)$$

де ω_1 – кутова швидкість ведучого шківa; $\omega_{вед}$ – кутова швидкість веденого шківa; M_n – крутний момент, що передається.

При $\omega_1 = const$ формулу можна записати у вигляді:

$$\omega_{вед} = \omega_{вед.х.х.} [1 - \zeta(M_n)]. \quad (15)$$

Наявність ковзання призводить до того, що співвідношення обертів ведучого і веденого валів, пов'язаних клінопасовою передачею, залежить не тільки від співвідношення діаметрів шківів, тобто кінематичного значення передавального числа, але і від величини переданого крутного моменту.

Функціональну залежність кутової швидкості обертання барабана ω_2 від кутової швидкості обертання валу двигуна і переданого моменту M_n можна записати в загальному вигляді наступним чином:

$$\omega_2 = f(\omega_1, M_{n2}). \quad (16)$$

Оскільки передавальне відношення трансмісії від двигуна до ведучих коліс є змінним і залежить від положення рухомого диска варіатора s ходової частини, то для кутової швидкості ω_3 будемо мати:

$$\omega_3 = f(\omega_1, s, M_{n3}). \quad (17)$$

Вид залежності кутової швидкості веденого шківa як функції двох змінних M_n і s при $\omega_1 = const$ показаний на рис. 3.

Наведені залежності є нелінійними, але гладкими функціями. Тому для їх визначення в лінійному наближенні можна скористатися розкладанням цих функцій в ряд Тейлора, обмежуючись при цьому першими членами ряду, а саме:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{an} = M_{an}^o + \left(\frac{\partial M_{an}}{\partial \lambda} \right)_o \Delta \lambda + \left(\frac{\partial M_{an}}{\partial \omega_1} \right)_o \Delta \omega_1 + \dots \\ M_{c1}^* = (M_{c1}^*)^o + \left(\frac{\partial M_{c1}^*}{\partial s} \right)_o \Delta s + \left(\frac{\partial M_{c1}^*}{\partial M_{n3}} \right)_o \Delta M_{n3} + \dots \\ M_{c2} = M_{c2}^o + \left(\frac{\partial M_{c2}}{\partial \omega_2} \right)_o \Delta \omega_2 + \left(\frac{\partial M_{c2}}{\partial g_s} \right)_o \Delta g_s - \left(\frac{\partial M_{c2}}{\partial h_s} \right)_o \Delta h_s + \left(\frac{\partial M_{c2}}{\partial \Phi_3} \right)_o \Delta \Phi_3 + \dots \\ M_{c3} = M_{c3}^o + \left(\frac{\partial M_{c3}}{\partial v_x} \right)_o \Delta v_x + \left(\frac{\partial M_{c3}}{\partial \Phi_2} \right)_o \Delta \Phi_2 + \dots \\ \omega_2 = \omega_2^o + \left(\frac{\partial \omega_2}{\partial \omega_1} \right)_o \Delta \omega_1 - \left(\frac{\partial \omega_2}{\partial M_{n2}} \right)_o \Delta M_{n2} + \dots \\ \omega_3 = \omega_3^o + \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial \omega_1} \right)_o \Delta \omega_1 - \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial s} \right)_o \Delta s - \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial M_{n3}} \right)_o \Delta M_{n3} \end{array} \right.$$

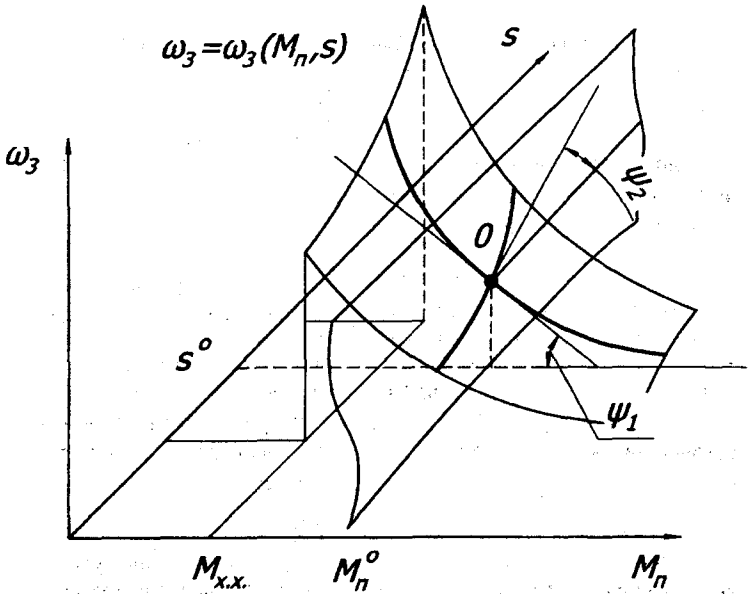


Рисунок 3 – Загальний вигляд залежності кутової швидкості веденого валу від величини крутного моменту, що передається, та положення рухомого диску варіатора

(18)

де M_{sa}° , $(M'_{c1})^{\circ}$ і т.д. – значення функцій (моментів і кутових швидкостей), що відповідають сталому руху системи.

При усталеному русі виконуються такі співвідношення:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{sa} = (M'_{c1})^{\circ} + (M''_{c1})^{\circ} \\ (M'_{c1})^{\circ} = i_2 M''_{n1} \\ (M''_{c1})^{\circ} = i_3 M''_{n3} \\ M''_{n2} = M''_{c2} \\ M''_{n3} = M''_{c3} \\ i_2 \omega_2^{\circ} = \omega_1^{\circ} \\ i_3 \omega_3^{\circ} = \omega_1^{\circ} \end{array} \right. \quad (19)$$

де i_3° – значення передавального числа, що відповідне сталому руху.

На підставі отриманих співвідношень рух системи, яка наведена на рис. 1 у відхиленнях від усталеного режиму буде описуватися наступними рівняннями:

$$\left. \begin{aligned}
 I_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= \left(\frac{\partial M_{\omega_1}}{\partial \lambda} \right)_o \Delta \lambda + \left(\frac{\partial M_{\omega_1}}{\partial \omega_1} \right)_o \Delta \omega_1 - i_2 \frac{\left(\frac{\partial \omega_2}{\partial \omega_1} \right)_o}{\left(\frac{\partial \omega_2}{\partial M_{n2}} \right)_o} \Delta \omega_1 + \frac{i_2}{\left(\frac{\partial \omega_2}{\partial M_{n2}} \right)_o} \Delta \omega_2 - \\
 &- \left(\frac{\partial M_{c1}^*}{\partial s} \right)_o \Delta s - \frac{\left(\frac{\partial M_{c1}^*}{\partial M_{n3}} \right)_o \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial \omega_1} \right)_o}{\left(\frac{\partial \omega_3}{\partial M_{n3}} \right)_o} \Delta \omega_1 + \frac{\left(\frac{\partial M_{c1}^*}{\partial M_{n3}} \right)_o}{R} \Delta v_x - \left(\frac{\partial M_{c1}^*}{\partial M_{n3}} \right)_o \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial s} \right)_o \Delta s; \\
 I_2 \left(\frac{\partial \omega_2}{\partial M_{n2}} \right)_o \frac{d\omega_2}{dt} &= -\Delta \omega_2 + \left(\frac{\partial \omega_2}{\partial \omega_1} \right)_o \Delta \omega_1 - \left(\frac{\partial \omega_2}{\partial M_{n2}} \right)_o \Delta M_{c2}; \\
 \frac{I_3}{R} \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial M_{n3}} \right)_o \frac{dv_x}{dt} &= \left[\frac{1}{R} + \left(\frac{\partial M_{c3}}{\partial v_x} \right)_o \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial M_{n3}} \right)_o \right] \Delta v_x + \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial s} \right)_o \Delta s - \left(\frac{\partial M_{c3}}{\partial \Phi_2} \right)_o \left(\frac{\partial \omega_3}{\partial M_{n3}} \right)_o \Delta \Phi_2; \\
 \Delta M_{c2} &= \left(\frac{\partial M_{c2}}{\partial \omega_2} \right)_o \Delta \omega_2 + \left(\frac{\partial M_{c2}}{\partial g_s} \right)_o \Delta g_s + \left(\frac{\partial M_{c2}}{\partial \Phi_3} \right)_o \Delta \Phi_3 - \left(\frac{\partial M_{c2}}{\partial h_s} \right)_o \Delta h_s; \\
 \Delta h_s &= \alpha_1 \Delta M_{c2}
 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Висновки

В результаті представлення самохідного збирального комбайну як трьохмасової крутильної системи з'явилася можливість оцінити динаміку машини при відхиленні від усталеного режиму. На основі отриманої системи диференціальних рівнянь можливий аналіз функціонування окремих механізмів комбайну та синтез систем, що забезпечують підвищення ефективності експлуатації машини в полі, а, отже, і ефективності системи кормовиробництва.

Список літератури

1. Зиновенко А.Л. Консервирование и приготовление кормов. Типичные ошибки и проблемы при их заготовке и использовании / А.Л. Зиновенко // Технология кормопроизводства. – Минск, ИВЦ Минфина, 2012. – С. 111–164.
2. Лапотко А.М. Организация полноценного кормления дойного стада с продуктивностью 7–10 тыс. кг молока в год / А.М. Лапотко // Технология кормопроизводства. – Минск, ИВЦ Минфина, 2012. – С. 181–195.
3. Молодкин В.Ю. Зерносеная: отличный рецепт от компании «Лаллеманд» / В. Молодкин // Животноводство России. – 2006. – № 6. – С. 65.
4. Алферов С.А. Динамика зерноуборочного комбайна / С.А. Алферов. – М.: Машиностроение, 1973. – 255 с.
5. Радин В.В. Динамика сложных машин как неголономных систем (на примере зерноуборочного комбайна) / В.В. Радин, В.А.Бураков / РГАСХМ ГОУ. – Ростов н/Д., 2003. – 150 с.

Аннотация

Исследование динамики самоходных уборочных машин как систем с бесступенчатым изменением скорости поступательного движения

Калинин Е.И., Шуляк М.Л.

В статье проанализирована динамика самоходных уборочных машин с точки зрения бесступенчатой изменения скорости и получены дифференциальные зависимости движения комбайна в отклонении от стационарного режима движения.

Abstract

Dynamics research combine harvesters as system with continuously variable translational velocity

Y. Kalinin, M. Shulyak

The article analyzes the dynamics of self-propelled harvesting machines from the point of view of a continuously variable speed change and obtains differential dependence of the combine in a deviation from the steady state of motion.