

means of subsoiler, allows to keep crop residues on a surface of a tilled field and to loosen the lower layers of soil, providing the necessary water-air regime. Mechanical cultivation of the soil this boardless-subsoiler implement respond to criteria of quality of soil cultivation and this type of soil processing most meets to the agrotechnical requirements at growing crops such as sunflower, corn, sugar beet. The offered way of soil cultivation provides fuel savings of up to 10 kg per hectare due to reduction of number of operations. The energy intensity of technology process decreases to 50% due to reduction of number of technology operations for the preparation of the soil.

**Key words:** soil, boardless plough, deep-ripper, moldboardless tillage, humus, fertility.

Стаття надійшла в редакцію: 01.10.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Гецович Є.М.

УДК 621.83.062.1

## МЕТОДОЛОГІЯ ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ДЛЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

**А. І. Бондаренко**, к.т.н., доцент Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут",

**Д. М. Клець**, д.т.н., доцент Національного аерокосмічного університету імені М.Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут"

В роботі наведено методологію визначення раціональної структури та конструктивних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій для колісних тракторів, яка базується на орієнтуванні не тільки на кінематичні, силові та енергетичні параметри трансмісії при виконанні трактором технологічної операції «оранка», а й враховує особливості гальмування різноманітними способами та кількісні показники ергономічності трактора.

**Ключові слова:** колісний трактор, гідрооб'ємна трансмісія, кінематичні та силові характеристики робочого процесу, динаміка гальмування.

Постановка проблеми. Агропромисловий комплекс є одним із найважливіших секторів економіки України, від рівня розвитку і стабільності функціонування якого залежить продовольча безпека країни. Постійне збільшення обсягів виробництва сільськогосподарської продукції, різкі коливання в потребі транспорту протягом року є передумовами зростання використання колісних тракторів в сільському господарстві.

Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості та тягового зусилля, підвищення ергономічних властивостей при виконанні різноманітних технологічних операцій стало головною причиною збільшення обсягу виробництва колісних сільськогосподарських тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ) у світі.

Незважаючи на достатню розповсюдженість ГОМТ в тракторобудуванні, сучасні конструкції трансмісій даного типу потребують подальшого удосконалення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Встановлено, що двопотокові ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, якими серійно обладнуються сільськогосподарські трактори. При цьому конструкції ГОМТ розвиваються у бік збільшення частини потужності, що передається механічним шляхом і зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості діапазонів (піддіапазонів) і складних механічних частин [1].

У переважній більшості розглянутих робіт автори пропонують структуру, основні конструк-

тивні параметри двопотокових ГОМТ та формулюють рекомендації стосовно вибору способу реалізації службового та екстреного гальмування колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями, орієнтуючись лише на особистий конструкторський досвід та керуючись евристичним методом. Наявність кількісних та якісних закономірностей зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ дозволила б не тільки знизити час на розробку ГОМТ, а й суттєво підвищити ефективність трансмісій ще на стадії проектування колісних тракторів.

Перспективним з точки зору підвищення не тільки рівня безпеки дорожнього руху, а й технічного рівня колісних тракторів з ГОМТ є:

- × відмова від використання перемикачів з піддіапазона на піддіапазон, оскільки перемикач може супроводжуватися стрибкоподібною зміною тиску робочої рідини, що призводить до ударних режимів в ГОП і зниженню її ресурсу, крім того, покриття всього діапазону швидкості за рахунок зміни лише відносного параметру регулювання ГОП призводить до суттєвого спрощення конструкції трансмісії [1];
- × запобігання циркуляції потужності у замкнутому контурі ГОМТ при виконанні основних технологічних операцій [2];
- × підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) трансмісії [3];
- × зниження навантаження як на гідравлічну (гідромашини), так і елементи механічної (планетарний ряд (ПР) та зчеплення) частини ГОМТ в процесі

гальмування. При некоректному виборі способу гальмування та інтенсивності зміни параметрів регулювання ГОП спостерігається не тільки стрибкоподібна зміна тиску робочої рідини, різке збільшення значень кутових швидкостей ланок ГОМТ, а й зниженням керованості та гальмівної ефективності колісних тракторів [4 – 6].

**Формування цілі статті.** Метою даної роботи є розробка методології визначення раціональної структури та конструктивних параметрів ГОМТ для колісних тракторів.

**Методології визначення раціональної**

**структури та конструктивних параметрів ГОМТ для колісних тракторів.**

Уточнення розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур реалізується за рахунок використання методу порівнянь і аналогій. Зокрема, у ГОМТ, що працюють за схемою «диференціал на вході» (рис. 1), існують 6 варіантів з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (рис. 2 – 3), які реалізуються у вигляді 24 схем замкнутих контурів ГОМТ.

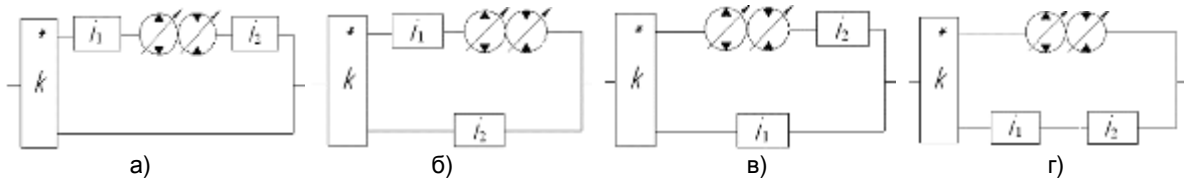


Рисунок 1 – Варіанти структурних схем замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході: а) – два редуктори в гідравлічній гілці; б) – один редуктор перед ГОП, другий в механічній гілці; в) – один редуктор за ГОП, другий в механічній гілці; г) – два редуктори в механічній гілці; \* – ПР; і – передавальне відношення редуктора

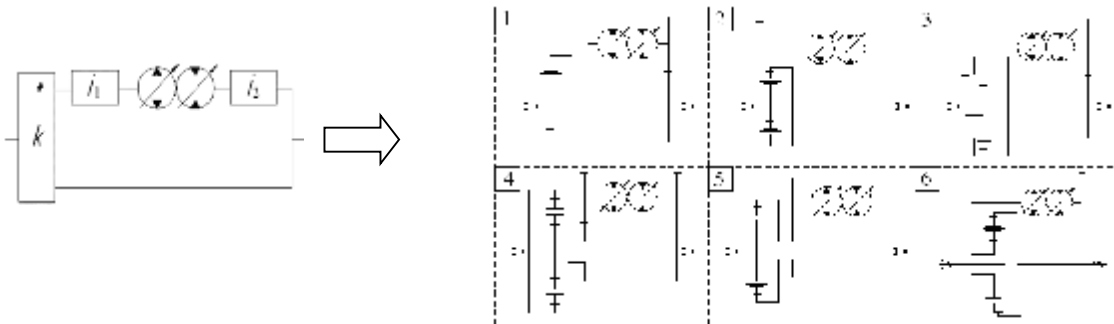


Рисунок 2 – Кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході та розташуванням двох редукторів в гідравлічній гілці

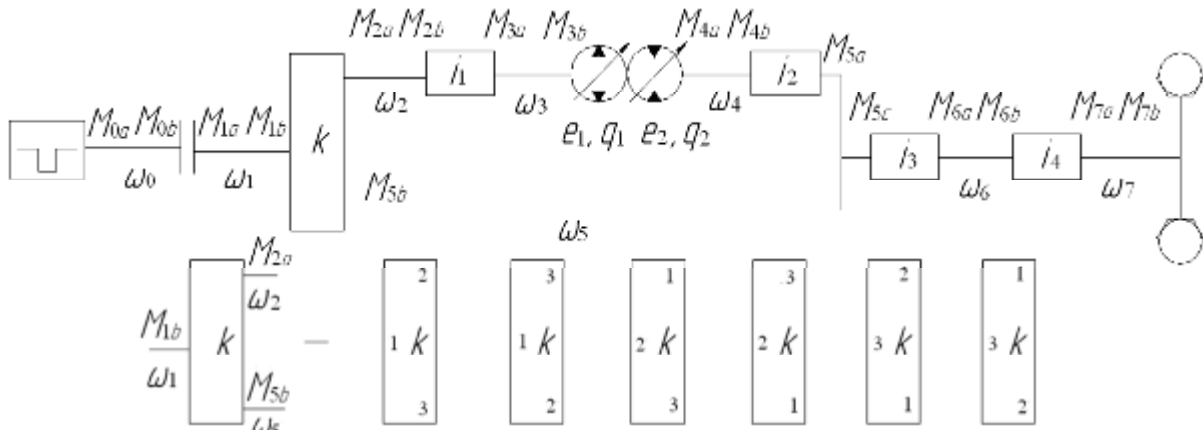


Рисунок 3 – Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході та розташуванням двох редукторів в гідравлічній гілці замкнутого контуру:  $\omega$  – кутова швидкість ланки;  $M$  – моменти на ланках ГОМТ;  $e$  – параметри регулювання гідромашин ГОП;  $q$  – максимальна продуктивність гідромашин;  $k$  – внутрішнє передавальне відношення ПР (ланка пов'язана з сонячною шестернею – «1», коронною шестернею – «2», водилом – «3»)

Кінематичні та силові параметри ГОМТ, що приведені на рис. 3, визначаються шляхом розв'язання систем алгебраїчних рівнянь, складених на базі математичних моделей Кісточкіна

Є.С., Александрова Є.Є., Самородова В.Б., Городецького К.І., та рівняння Віліса [7]. В такому випадку опис кінематичних параметрів ГОМТ має вигляд

$$\begin{cases} \dot{w}_0 - w_d = 0; w_0 - w_1 = 0; w_{1*} - k \times w_{2*} + (k - 1) \times w_{3*} = 0; S_1 \times w_{1*} - S_1 \times w_{3*} - w_s = 0; \\ \dot{w}_2 \times i_1 - w_3 = 0; e_1 \times q_1 \times w_{e1*} - e_2 \times q_2 \times w_{e2*} = g \times DQ + \frac{DP \times V_{0*}}{2 \times \rho \times E(g^*)} \times (|w_{e1*}| + |w_{e2*}|); \\ \dot{w}_4 \times i_2 - w_5 = 0; w_5 \times i_3 - w_6 = 0; w_6 \times i_4 - w_7 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де  $W_i$  – кутова швидкість ланки;  $W_d$  – кутова швидкість колінчастого вала двигуна;  $W_{1*}, W_{2*}, W_{3*}$  – кутова швидкість ланки, пов'язаної з сонячною шестернею – «1», коронною шестернею – «2», водилом – «3»;  $k$  – внутрішнє передавальне відношення ПР;  $S_1$  – характерний параметр сателітів;  $W_s$  – кутова швидкість сателіта;  $i_j$  – передавальне відношення редуктора;  $e_1, e_2$  – параметри регулювання гідромашин ГОП;  $q_1, q_2$

– максимальна продуктивність гідромашин;  $W_{e1*}, W_{e2*}$  – кутова швидкість ланки, пов'язаної з валом гідронасоса і гідромотора;  $g$  – коефіцієнт, що характеризує напрям потоку потужності;  $DQ$  – втрати робочої рідини у всіх гідромашинах;  $DP$  – перепад робочого тиску в ГОП;  $V_{0*}$  – об'єм рідини, що стискається;  $E(g^*)$  – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка  $g^*$  газозмісту.

Опис силових параметрів ГОМТ має вигляд:

$$\begin{cases} \dot{M}_{0b} + M_{1a} = 0; M_{1X*} \times h_{13}^{Q \times \text{sign}(N_{1X*})} + M_{2X*} \times h_{23}^{Q \times \text{sign}(N_{2X*})} + M_{3X*} = 0; M_{1X*} \times h_{13}^{Q \times \text{sign}(N_{1X*})} + \\ \dot{M}_{2X*} \times h_{23}^{Q \times \text{sign}(N_{2X*})} = 0; M_{2b} \times h_{11}^{Q \times \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \times M_{3a} = 0; M_{3b} - e_1 \times q_1 \times DP = -DM_1 \times \text{sign}(w_{03}); \\ \dot{M}_{4a} + e_2 \times q_2 \times DP = -DM_2 \times \text{sign}(w_{04}); M_{4b} \times h_{22}^{Q \times \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \times M_{5a} = 0; M_{5c} \times h_{33}^{Q \times \text{sign}(N_{5c})} + \\ \dot{M}_{6a} = 0; M_{6b} \times h_{44}^{Q \times \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \times M_{7a} = 0; M_{0a} + M_{0b} = 0; M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ \dot{M}_{2a} + M_{2b} = 0; M_{3a} + M_{3b} = 0; M_{4a} + M_{4b} = 0; M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; \\ \dot{M}_{6a} + M_{6b} = 0; M_{7a} + M_{7b} = 0; M_{7b} - G \times f \times r = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де  $M_{nm}$  – моменти на ланках ГОМТ;  $m$  – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки;  $n$  – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок;  $M_{1X*}, M_{2X*}, M_{3X*}$  – моменти на сонячній, коронній шестернях та водилі;  $h_j$  – ККД редуктора;  $Q$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях;  $N_{nm}$  – потужність, що передається ланками ГОМТ;  $h_{13}, h_{23}$  – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт і епіцикл-сателіт;  $DM_1, DM_2$  – втрати моменту в гідромашинах;  $G$  – вага трактора;  $r$  – радіус коліс;  $f$  – коефіцієнт опору руху.

Значення і напрями потоків потужності, що передаються ланками двопотокової трансмісії, визначаються за методом, прийнятим в класичному планетарному синтезі, – круговим передавальним відношенням замкнутого контуру  $i_{xkbx}$

[8]. При  $i_{xkbx} < 0$  напрями потоків потужності по паралельних гілках двопотокової трансмісії однакові, а при  $i_{xkbx} > 0$  потужність по гілках трансмісії передається в протилежних напрямках, тобто в замкнутому контурі виникає циркуляція потужності.

ті.

Комплексний структурний аналіз ГОМТ як з диференціалом на вході, так і з диференціалом на виході дає змогу уточнити розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів на прикладі технологічної операції «оранка», виявити та систематизувати основні закономірності робочих процесів, включаючи циркуляцію потужності, у такого типу безступінчастих трансмісіях, а також встановити перспективні схеми ГОМТ.

Теоретичне дослідження процесу гальмування базується на використанні узагальненої математичної моделі, складовою якої є опис робочих процесів у ГОМТ. Як об'єкт досліджень обираються перспективні схеми ГОМТ, визначені за результатами комплексного структурного аналізу ГОМТ, з введеним додатковим транспортним діапазоном.

Перевірка адекватності опису робочих процесів у ГОМТ при роботі в гальмівному режимі відбувається на прикладі схеми з диференціалом на вході та схеми з диференціалом на виході, шляхом порівняння теоретичних результатів з експериментальними, отриманими в лабораторних умовах. Перевірка адекватності складеної узагальненої математичної моделі процесу гальмування в цілому відбувається на базі результатів натурних експериментів гальмування колісно-

го трактора «Fendt 936 Vario» та дослідного колісного трактора «ХТЗ-21021» з ГОМТ-1С. Статистичний метод для визначення похибки при порівнянні результатів теоретичних та експериментальних досліджень дає змогу оцінити адекватність використаних математичних моделей.

Шляхом вирішення диференціальних рівнянь узагальненої математичної моделі процесу гальмування трактора (з використанням методу Runge-Kutta), що складається з окремих підсистем та елементів, і описується за допомогою теоретичних і емпіричних залежностей, та методу морфологічного аналізу, що дає змогу проводити синтез та аналіз як існуючих, так і перспективних способів реалізації процесу гальмування колісних тракторів з різноманітними ГОМТ, встановлюється вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування, законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП на кінематичні, силові та енергетичні параметри трансмісії різних структур.

Одним з найбільш важливих елементів ГОМТ, від місця розташування якого залежить працездатність трансмісії, є зчеплення. Саме теорія оптимізації (метод Нокке-Девіса [9]) в роботі використовується для визначення:

- оптимального місця розташування зчеплення, з точки зору динаміки процесу гальмування, окремо для схем ГОМТ з диференціалом на вході, та окремо для схем з диференціалом на виході;
- оптимального закону зміни відносного параметра регулювання ГОП в процесі екстреного гальмування колісних тракторів з безступінчаст-

тими ГОМТ при кінематичному від'єднанні двигуна від ведучих коліс.

Останнім етапом визначення раціональної структури та конструктивних параметрів ГОМТ для колісних тракторів є врахування кількісних показників ергономічності трактора перед серійним виробництвом. Бажано проводити порівняння з тракторами аналогічного класу та аналогічним типом трансмісії за розробленою в роботі методикою. Зокрема, дана методика передбачає визначення психофізичного навантаження операторів-водіїв колісних тракторів сільськогосподарського призначення за ступенем стомлення.

Таким чином, використання розробленої методології визначення раціональної структури та конструктивних параметрів ГОМТ при модернізації існуючих та проектування нових колісних тракторів суттєво підвищить технічний рівень колісних тракторів з ГОМТ.

**Висновок.** Запропоновано методологію визначення раціональної структури та конструктивних параметрів ГОМТ для колісних тракторів, яка відрізняється від існуючих орієнтуванням не тільки на кінематичні, силові та енергетичні параметри трансмісії при виконанні технологічної операції «оранка», а й враховує особливості гальмування різноманітними способами та кількісні показники ергономічності трактора. Використання даної методології створює можливість підвищити технічний рівень трансмісій при модернізації існуючих та проектуванні нових колісних тракторів, а також підвищити керованість та гальмівну ефективність.

#### **Список використаної літератури:**

1. Бондаренко А.І. Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харків, 2016. – 477 с.
2. Трансмиссии шахтных дизелевозов: Монография / И.А. Таран. – Днепропетровск: изд-во НГУ, 2012. – 256 с.
3. Бондаренко А.І. Особливості процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Vario / А.І. Бондаренко // Вісник Сумського національного аграрного університету. – Суми: СНАУ. – 2014. – № 11 (26). – С. 53 – 59.
4. Бондаренко А.І. Основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій колісних тракторів в процесі гальмування / А.І. Бондаренко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – Сєвєродонецьк: Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля. – 2015. – № 2 (219). – С. 109 – 117.
5. Бондаренко А.І. Науково-прикладні основи системного аналізу та керування гальмуванням колісних тракторів сільськогосподарського призначення з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями / А.І. Бондаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ. – 2015. – № 156. – С. 365 – 374.
6. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: Монографія / А.І. Бондаренко. – Харків: «Федорко», 2015. – 220 с.
7. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Рогов Андрей Владимирович. – Харків, 2006. – 168 с.
8. Красеньков В.И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.И. Красеньков, А.Д. Вашец. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.

9. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: [пер. с англ. О.В. Шихеевой]; под. ред. В.А. Волынского. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

**Бондаренко А.И., Клец Д.М. МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРООБЪЁМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ДЛЯ КОЛЁСНЫХ ТРАКТОРОВ**

*В работе приведена методология определения рациональной структуры и конструктивных параметров гидрообъемно-механических трансмиссий для колесных тракторов, которая базируется на ориентировании не только на кинематические, силовые и энергетические параметры трансмиссии при выполнении трактором технологической операции «пахота», но и учитывает особенности торможения разнообразными способами и количественные показатели эргономичности трактора.*

**Ключевые слова:** колесный трактор, гидрообъемная трансмиссия, кинематические и силовые характеристики рабочего процесса, динамика торможения.

**Bondarenko A.I., Klets D. M. Methodology for determining the rational structure and design parameters of hydrostatic-mechanical transmission for wheeled tractors**

*The method of determination of rational structure and parameters of hydrostatic-mechanical transmission is developed in work for the wheeled tractors, which is based on the orientation not only on the kinematics, forces and power parameters of hydrostatic-mechanical transmission of the tractor for technological operation «ploughing» but also on the feature of change of kinematics and power parameters of transmission at braking of tractor by the varied methods, in addition considers the quantitative indexes of ergonomics tractor.*

*Clarification kinematic distribution, power and energy parameters hydrostatic-mechanical transmission different structures implemented by using the method comparisons and analogies. The value and direction of power flow transmitted transmission links are determined by the method adopted in the classical planetary synthesis - circular gear ratio closed loop Theoretical investigation of the braking process based on the use of generalized mathematical model, part of which is to describe business processes in hydrostatic-mechanical transmission.*

*The theory of optimization work is used to determine: the optimum location of cohesion, in terms of the dynamics of the braking process, separately for hydrostatic-mechanical transmission circuits with differential input, and separately for differential circuits at the output; optimal law changes relative parameter adjustment hydrostatic transmission during emergency braking wheeled tractors with continuously variable hydrostatic-mechanical transmission with kinematic disconnecting the engine from the drive wheels.*

*The final step in determining the structure and rational design parameters hydrostatic-mechanical transmission wheeled tractors for consideration are quantitative indicators ergonomic tractor before mass production.*

**Keywords:** the wheeled tractor, hydrostatic transmission, kinematics and power descriptions of working process, dynamics of braking.

Стаття надійшла в редакцію: 30.09.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Тарельник В.Б.