

УДК 629.114.026

САМОРОДОВ В.Б., ЯЛОВИЛ І.В., НТУ «ХПІ»

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ БЕЗСТУПІНЧАСТОГО ГІДРО-ОБ'ЄМНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ

В данной работе рассмотрены вопросы выбора рациональных конструктивных параметров бесступенчатого ГОМП гусеничных тракторов, а именно рациональное значение передаточного отношения цепи редукторов управления передающих крутящий момент от выходного вала гидромотора к ведущим звездочкам. Разработан новый принцип построения математических моделей для двух поточных трансмиссий гусеничных тракторов и предложена методика определения рациональных конструктивных параметров ГОМП, которая базируется на анализе пространственно-топологических зависимостей параметров ГОМП от передаточного отношения цепи редукторов управления. Построена математическая модель ГОМТ гусеничного трактора ХТЗ-200 для ГОМП которой определен и обоснован рациональный конструктивный параметр – передаточное отношение цепи редукторов управления.

Вступ. Удосконалення механізмів повороту гусеничних самохідних машин крім безпосередньої зміни конструкції передбачає і вибір раціональних конструктивних параметрів. До таких конструктивних параметрів можна віднести передавальне відношення ланцюга редукторів керування, яке складається з передавальних відношень всіх редукторів, що передають потужність від гідро-об'ємної передачі до ведучих зірочок. Зміна передавального відношення ланцюгу редукторів керування механізму повороту впливає на мінімально можливий радіус повороту, що здійснюється без розриву основного потоку потужності, а відповідно і на режим роботи ГОП, що впливає на основні якісні показники ГОМП, а саме на максимальний тиск в системі ГОП, ККД трансмісії в повороті та середній ККД трансмісії.

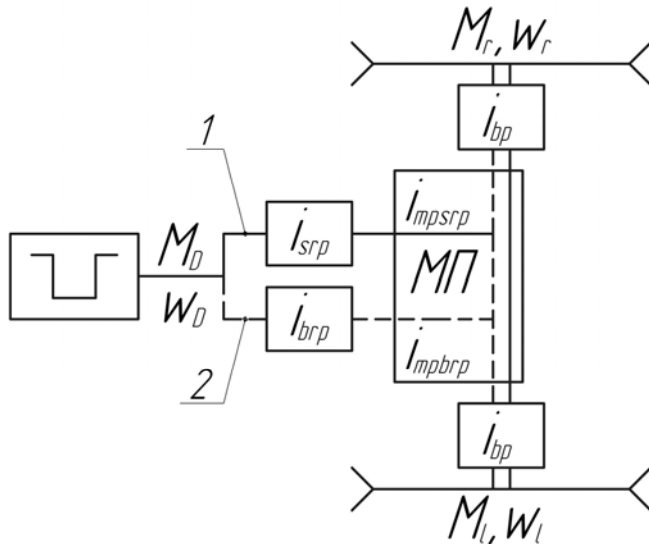
Аналіз останніх досягнень та публікацій. Аналіз науково-технічної літератури [1-5] показує, що на теперішній час питання вибору раціональних конструктивних параметрів безступінчатого гідрооб'ємного механізму повороту розглянуто не на належному рівні, не зважаючи на нагальну актуальність цього питання. В літературі здебільшого розглядаються питання аналізу існуючих конструкцій ГОМП [4, 5] та питання удосконалення математичних моделей [1-4]. Найближчими до вирішення цього питання наблизились автори статті [1]. В цій роботі було побудовано математичну модель трактора ХТЗ-200 матричним методом, приведені результати моделювання та зроблена спроба обґрунтування передавального відношення редуктора розташованого відразу після ГОП, який входить до ланцюга редукторів керування. Але подання результатів не є наглядним і при такому відображенні результатів моделювання практично неможливо визначити раціональні значення цього конструктивного параметра.

Також слід зазначити, що існуючі математичні моделі гідро-об'ємно-механічних трансмісій доволі громіздкі і потребують відносно великий час опрацювання результатів обчислювальними машинами.

Мета та постановка задачі. В даній роботі розроблено новий принцип побудови математичної моделі двох потокової трансмісії гусеничного трактора, який дозволяє відносно швидко і точно визначити основні параметри ГОМП. На основі цього принципу побудована математична модель гідро-об'ємно-механічної трансмісії гусеничного трактора ХТЗ-200. Для визначення раціональних конструктивних

параметрів ГОМП, а саме відношення ланцюгу редукторів керування вперше пропонується використання просторово-топологічного підходу під час аналізу результатів математичного моделювання.

Принцип побудови математичної моделі.



Мал. 1 Структурна схема двох поточної трансмісії.

- 1 - рушійний потік потужності;
- 2 - керуючий потік потужності.

Гідро-об'ємно-механічні трансмісії гусеничних тракторів належать до так званих двох потокових трансмісій в яких є рушійний потік потужності, що має ступінчасте регулювання та керуючий потік, який має безступінчасте регулювання. Обидва потоки потужності складаються та розподіляються між бортами в механізмі повороту і через бортові передачі подаються на ведучі зірочки. Передавальні відношення в трансмісії можна, умовно, розподілити на: передавальні відношення ланки редукторів, що забезпечують ступінчасте та безступінчасте регулювання i_{srp} і i_{brp} , внутрішні передавальні відношення механізму повороту i_{mpsrp} і i_{mpbrp} , та передавальне відношення ланцюгу редукторів бортових передач i_{bp} . Структурна схема двох потокової трансмісії представлена на малюнку 1.

Виходячи з структурної схеми можна записати основні рівняння кінематичних та силових зв'язків

$$w_r, w_l = (i_{ruh} \pm i_{ker}) \cdot w_D, \tag{1}$$

$$M_r, M_l = \frac{M_D}{(i_{ruh} \pm i_{ker})}. \tag{2}$$

де i_{ruh}, i_{ker} – передавальне відношення ланцюга редукторів рушійного та керуючого потоків потужності

$$i_{ruh} = i_{srp} \cdot i_{mpsrp} \cdot i_{bp}, \tag{3}$$

$$i_{ker} = i_{brp} \cdot i_{mpbrp} \cdot i_{bp}. \tag{4}$$

Передавальне відношення ланцюга редукторів розташованих між ведучими зірочками та ГОП визначає режим роботи безступінчастої передачі і безпосередньо впливає на основні параметри роботи трансмісії в повороті

$$i_{ker}' = i_{mpbrp} \cdot i_{bp}. \tag{5}$$

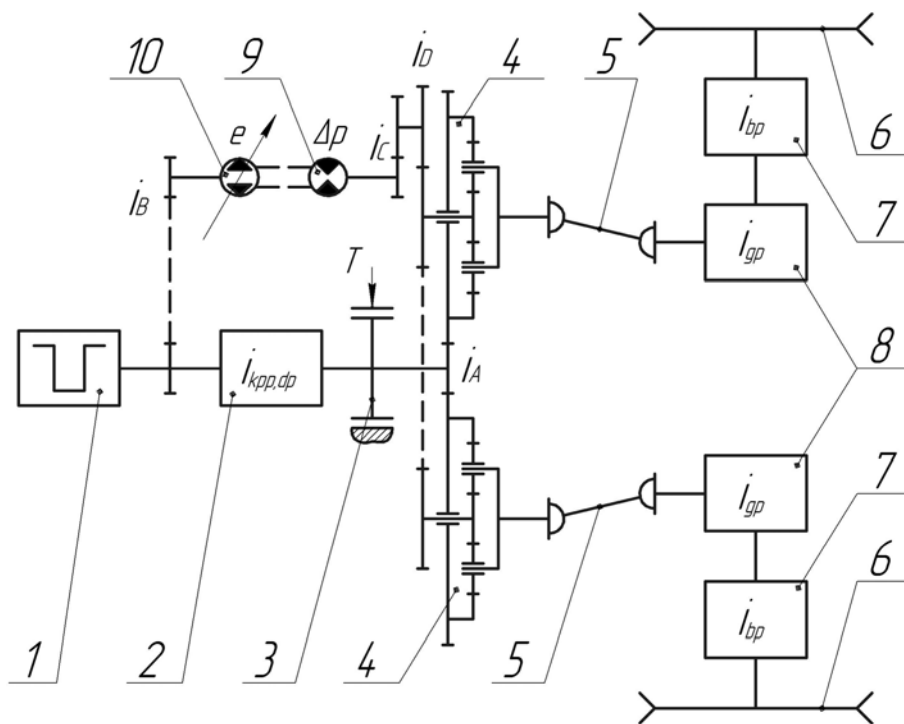
В той же час для ГОМП передавальне відношення ланки редукторів, що забезпечують безступінчасте регулювання i_{brp} є функцією ексцентриситету e ГОП

$$\begin{cases} \eta_{гор} = f(p) = f(R) = f(i_{ker}') \\ \eta_{гор} = f(p) = f(R) = f(e) \end{cases} \quad (6)$$

Враховуючи складну функціональну залежність математично визначити раціональне значення i_{ker}' доволі складно. Тому для визначення раціонального значення i_{ker}' пропонується задати його як діапазон передавальних відношень, що дозволить отримати масив значень для кожного з основних параметрів ГОМП. Для аналізу отриманих результатів раціонально відобразити отримані результати у вигляді просторо-топологічних графіків.

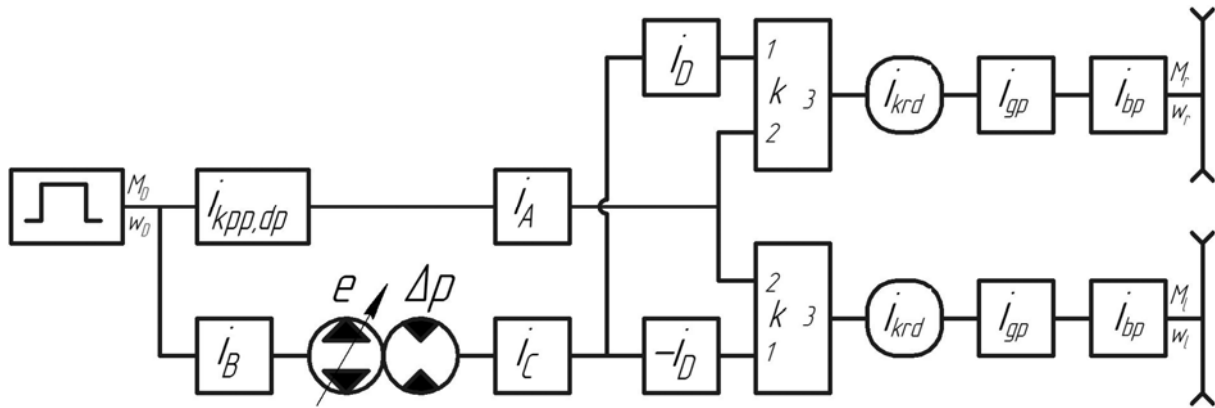
Побудова математичної моделі трансмісії гусеничного трактора з використанням просторово-топологічного підходу.

Для побудови математичної моделі в якості прототипу обрано гусеничний трактор ХТЗ-200. Кінематична схема ГОМП представлена на малюнку 2, структурна схема – на малюнку 3.



Мал. 2 - Кінематична схема ГОМП гусеничного трактора ХТЗ-200

- 1 – ДВЗ; 2 – ступінчаста механічна коробка передач; 3 – гальмо, що забезпечує поворот трактора на місці; 4 – трьох ланкові планетарні механізми; 5 – ведучі зірочки; 6 – бортові редуктори; 7 – головні передачі; 8 – карданні передачі; 9 – гідромотор, що не регулюється; 10 – гідронагнітач, що регулюється.



Мал. 3 - Структурна схема ГОМП гусеничного трактора ХТЗ-200

Передавальні відношення ланок редукторів, що забезпечують ступінчасте регулювання та безступінчасте регулювання

$$i_{srp} = i_{kpp,dp}, \quad (7)$$

$$i_{brp} = i_B \cdot e \cdot \eta_{gopO}. \quad (8)$$

де η_{gopO} - об'ємний ККД ГОП, для першого рівня ітерації $\eta_{gopO} = 1$.
Внутрішні передавальні відношення механізму повороту

$$i_{mpsrp} = i_A \cdot \frac{k}{k-1}, \quad (9)$$

$$i_{mpbrp} = i_C \cdot i_D \cdot \frac{1}{1-k}. \quad (10)$$

Передавальне відношення ланки редукторів бортової передачі та ланцюга редукторів розташованих між ведучими зірочками та ГОП

$$i_{bp} = i_{gp} \cdot i_{br}, \quad (11)$$

$$i_{ker}' = i_{mpbrp} \cdot i_{bp}. \quad (12)$$

Передавальне відношення ланцюга редукторів рушійного потоку потужності та ланцюга редукторів керуючого потоку потужності

$$i_{ruh} = i_{srp} \cdot i_{mpsrp} \cdot i_{bp}, \quad (13)$$

$$i_{ker} = i_{brp} \cdot i_{mpbrp} \cdot i_{bp}. \quad (14)$$

Кутові швидкості обертання ведучих зірочок, рад/с

$$w_r = (i_{ruh} + i_{ker}) \cdot w_D, \quad (15)$$

$$w_l = (i_{ruh} - i_{ker}) \cdot w_D. \quad (16)$$

Лінійна (м/с) та кутова швидкості трактора (рад/с)

$$v = \frac{w_r + w_l}{2} \cdot r_z, \quad (17)$$

$$w_p = \frac{w_r - w_l}{B_g} \cdot r_z. \quad (18)$$

де r_z – радіус ведучої зірочки;
 B_g – поперечна база трактора.
Радіус повороту трактора (м) та коефіцієнт опору повороту

$$R_p = \frac{v}{w_p}, \quad (19)$$

$$\mu_p = \frac{\mu_{\max}}{1 + \xi \cdot (R_p / B_g - 1)} \cdot r_z. \quad (20)$$

де μ_{\max}, ξ – коефіцієнти максимального опору повороту та зсуву ґрунту.
Крутні моменти на ведучих зірочках, Нм

$$M_r = \frac{G \cdot r_z}{2} \left(f_g + \frac{\mu_p \cdot L_g}{4 \cdot B_g} \right), \quad (21)$$

$$M_l = \frac{G \cdot r_z}{2} \left(f_g - \frac{\mu_p \cdot L_g}{4 \cdot B_g} \right). \quad (22)$$

де G – вага трактора;
 f_g – коефіцієнт опору перекочування гусениць;
 L_g – повздовжня база трактора.
Крутний момент на колінчастому валу двигуна, Нм

$$M_D = \left(\frac{i_{ruh}}{\eta_{ruh}} + \frac{i_{ker}}{\eta_{ker}} \right) \cdot M_r + \left(\frac{i_{ruh}}{\eta_{ruh}} - \frac{i_{ker}}{\eta_{ker}} \right) \cdot M_l. \quad (23)$$

де η_{ruh}, η_{ker} – механічний ККД ланцюга редукторів рушійного та керуючого потоків потужності

$$\eta_{ruh} = \eta_{srp} \cdot \eta_{mrsrp} \cdot \eta_{bp}, \quad (24) \quad \eta_{ker} = \eta_{brp} \cdot \eta_{gopM} \cdot \eta_{mpbrp} \cdot \eta_{bp}. \quad (25)$$

де η_{gopM} – механічний ККД ГОП, для першого рівня ітерації $\eta_{gopM} = 1$.
Тиск в системі ГОП, Па

$$p = \frac{i_{ker}'}{\eta_{ker}'} \cdot \frac{M_r - M_l}{q}. \quad (26)$$

де q – продуктивність гідронагнітача.
Коли відомі основні параметри трансмісії без врахування втрат, можна приблизно визначити втрати в ГОП [2]:
Об'ємний та механічний ККД ГОП

$$\eta_{gopO} = 1 - \frac{K_y \cdot 2\pi}{\mu_d} \cdot \frac{p \cdot (1 + C_y \cdot |w_D \cdot i_B|)}{|e| \cdot D_q^3 \cdot |w_D \cdot i_B|} \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_y \cdot 2\pi}{\mu_d} \cdot \frac{p \cdot (1 + C_y \cdot |w_D \cdot i_B \cdot e|)}{D_q^3 \cdot |w_D \cdot i_B \cdot e|}}, \quad (27)$$

$$\eta_{gopM} = \frac{1}{1 + \frac{K_1 |w_D \cdot i_B|}{p|e|} (1 + K_2 \cdot |e|) + \frac{K_5 (1 + K_4 \cdot |e|)}{|e| (1 + K_3 |w_D \cdot i_B \cdot D_q|)} + \frac{K_8 (1 + K_7 \cdot |e|)}{p \cdot |e| (1 + K_6 |w_D \cdot i_B \cdot D_q|)}} \times$$

$$\times 1 - \frac{K_1 |w_D \cdot i_B \cdot e|}{p} (1 + K_2) - \frac{K_5 (1 + K_4)}{1 + K_3 |w_D \cdot i_B \cdot e| \cdot D_q} - \frac{K_8 (1 + K_7)}{p (1 + K_6 |w_D \cdot i_B \cdot e| \cdot D_q)} \quad (28)$$

де C_y, K_i – коефіцієнти втрат в ГОП;
 D_q – характерний розмір гідромашини;
 M_d – динамічна в'язкість робочої рідини.

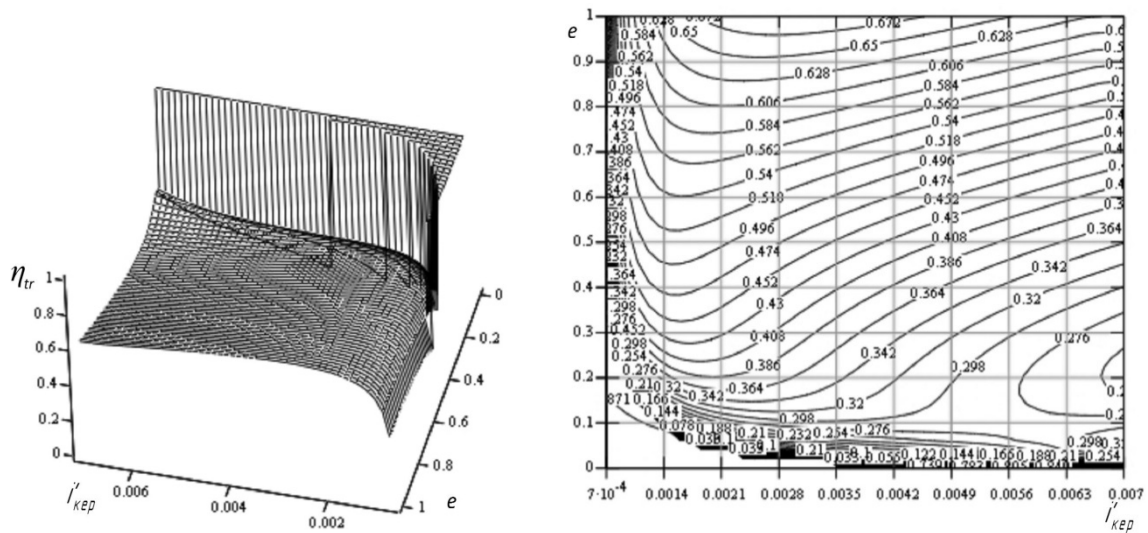
Знаючи приблизний ККД ГОП визначимо більш точно основні параметри трансмісії, для цього необхідно повторити розрахунок по формулам 8 – 26, але при цьому використовувати отримані значення $\eta_{гор0}$ і $\eta_{гор}$. Точність отриманих результатів залежить від кількості проведених ітерацій.

Загальний ККД трансмісії в повороті та середній ККД трансмісії

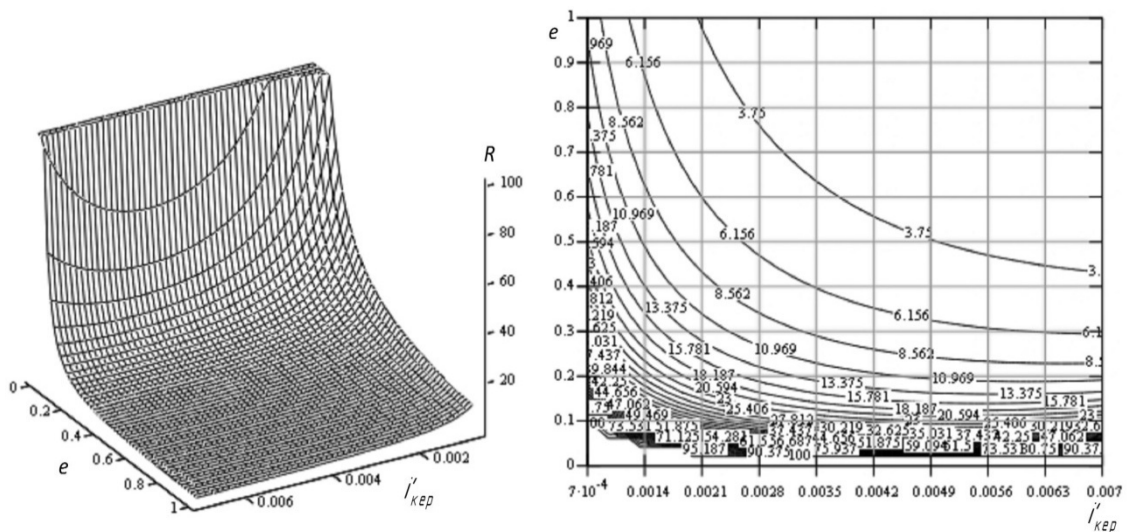
$$\eta_{tr} = \frac{|M_r \cdot w_r + M_l \cdot w_l|}{M_D \cdot w_D}, \quad (29)$$

$$\eta_{trsr} = \frac{1}{e} \int_0^e \eta_{tr} de. \quad (30)$$

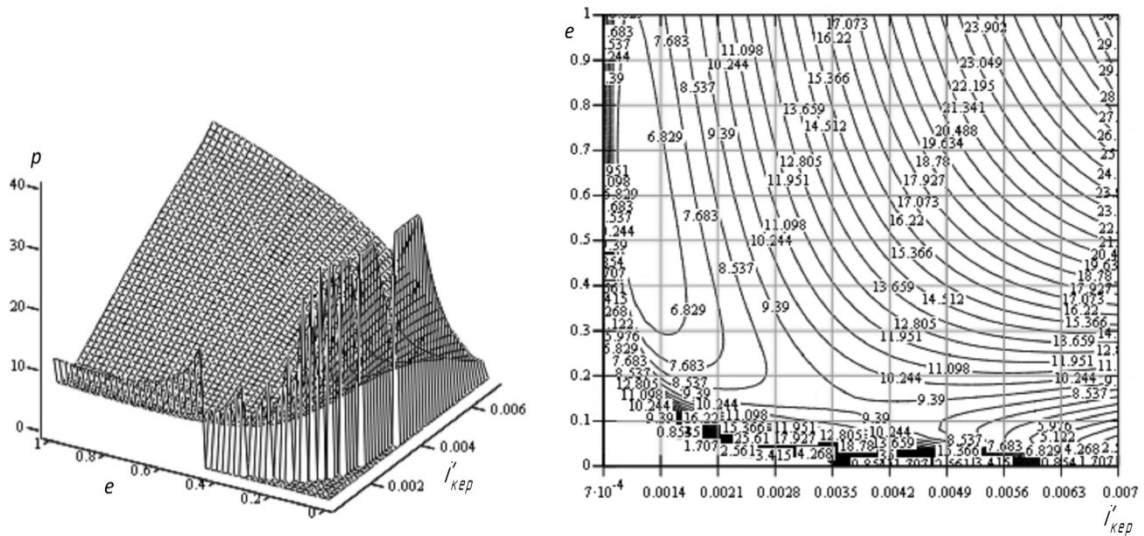
Результати математичного моделювання, а саме просторово-топологічні графіки основних параметрів представлені на малюнках 4-6.



Мал. 4 - ККД трансмісії в повороті



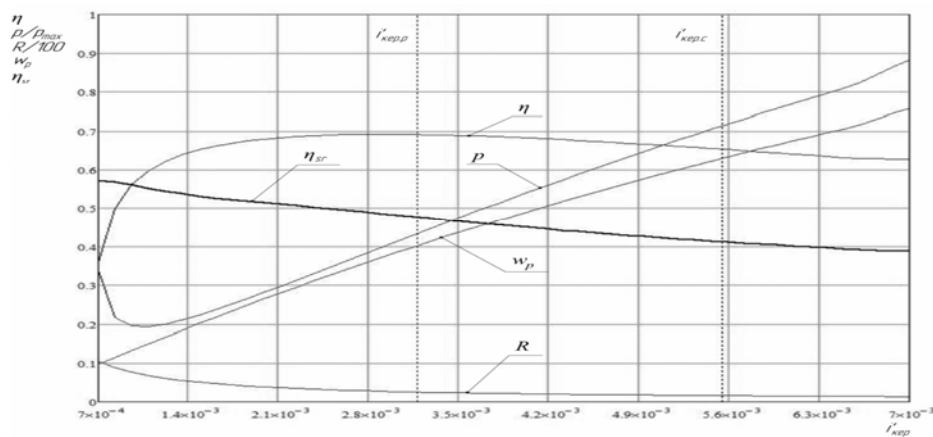
Мал. 5 - Радіус повороту



Мал. 6 - Тиск в системі ГОП

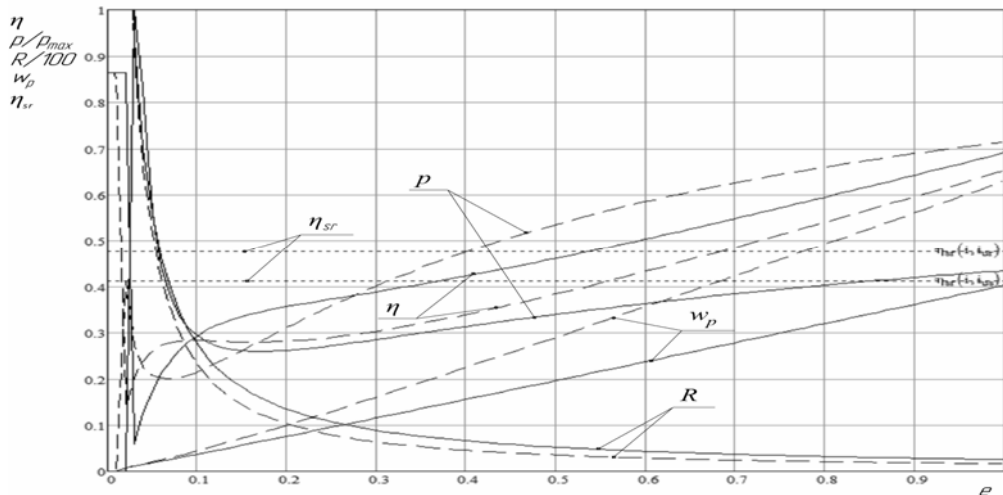
З просторово-топологічних залежностей видно, що ККД трансмісії в повороті змінюється не лінійно в залежності від передавального відношення ланцюгу редукторів керування, це пояснюється тим, що з збільшенням значення передавального відношення, радіус повороту зменшується, навантаження на вихідний вал гідромотору росте, а відповідно росте і тиск в системі ГОП, що призводить в свою чергу до збільшення об'ємних і механічних втрат в гідромашинах ГОП.

Для більш наочного відображення отриманих результатів побудуємо графік залежності основних параметрів ГОМП від передавального відношення ланцюгу редукторів керування при максимальному значенні ексцентриситету ГОП на першій передачі першого діапазону, малюнок 7 (при цьому будуть спостерігатись максимальні навантаження на елементи трансмісії).



Мал. 7 - Графік залежності основних параметрів ГОМП від i_{ker}' .

Існуюче передавальне відношення ланцюгу редукторів керування дорівнює $i_{ker}' = 0,0056$, але при незначному його зменшенні до $i_{ker}' = 0,0032$ мінімальний радіус повороту суттєво не збільшиться, лише на 0,9 м. (з 1,6 до 2,5 м., що становить 36%), в той час як тиск в системі ГОП зменшиться на 10 МПа (з 25 до 15 МПа, що становить 39%), ККД трансмісії в цьому режимі зросте на 3,8% (з 65,2% до 69%), а середній ККД трансмісії зросте на 6,4% (з 41,2% до 47,6%).



Мал. 9 - Порівняльний графік покращення основних параметрів трактора ХТЗ-200
 — для рекомендованого $i'_{ker}=0,0032$; - - - - - для штатного $i'_{ker}=0,0056$.

Висновки

1. В даній роботі було розроблено новий принцип побудови математичних моделей двох потокових трансмісії гусеничних тракторів та методику визначення раціональних конструктивних параметрів ГОМП, яка базується на аналізі просторово-топологічних залежностей основних параметрів ГОМП від передавального числа ланцюга редукторів керування.
2. В якості прикладу побудовано математичну модель трансмісії гусеничного трактора ХТЗ-200 та визначено раціональний конструктивний параметр – передавальне відношення ланки редукторів керування розташованих між ГОП та ведучими зірочками.
3. Визначено та обгрунтовано, що запропоноване значення передавального відношення ланцюгу редукторів керування призведе до збільшення мінімального радіусу повороту трактора ХТЗ-200, що виконується без розриву основного потоку потужності на першій передачі першого діапазону, на 0,9 м., в той час коли максимальний тиск в системі ГОП зменшиться на 10 МПа, а середній ККД трансмісії зросте на 6,4%. Пропоновані заходи підвищать ККД та надійність трансмісії і трактора в цілому при збереженні достатньої маневреності.

Використані джерела інформації.

1. Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б. (2003). Математическая модель и результаты моделирования гидрообъемного механизма поворота трактора ХТЗ-200 // Вестник КГПУ. Вып. 3. – Кременчуг: КГПУ.– с.12-17. 2. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. –Харьков, ХГПУ, 1997. –185с. 3. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. –Механика и машиностроение. -№1, 1998. –с.109-115. 4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.–642 с. 5. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.: -Л.: Машиностроение, 1987.–256 с.