

УДК 629.114.026

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХП»

ЯЛОВЛ І.В., аспірант, НТУ «ХП»

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ В БЕЗСТУПІНЧАСТОМУ МЕХАНІЗМІ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРУ

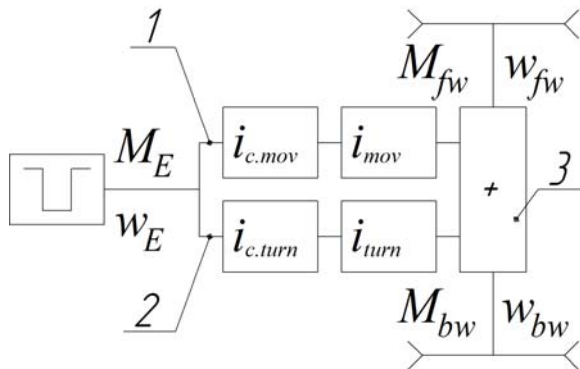
Предложена универсальная методика построения математической модели трансмиссии гусеничного трактора с бесступенчатым механизмом поворота с использованием электрической и гидрообъемной передач. Проведен анализ результатов моделирования и сделаны выводы относительно эффективности использования электрической передачи в бесступенчатом механизме поворота гусеничных тракторов в сравнении с гидрообъемной передачей.

Вступ. На вітчизняних гусеничних тракторах в якості безступінчастих передач механізмів повороту застосовуються лише гідрооб'ємні передачі (ГОП). В даній роботі пропонується в якості передачі, що має безступінчасте регулювання, застосовувати електричну передачу (ЕП) змінного струму, яка включає синхронний генератор (СГ) зі збудженням постійними магнітами, електронний частотний перетворювач (ЧП) та асинхронний двигун (АД). Застосування такої електричної передачі обумовлено відносно високим ККД, а саме 0,83-0,90 в номінальному режимі, надійністю, що зумовлена відсутністю механічних елементів регулювання і жорсткими механічними зв'язками, а також відсутністю потреби в додатковому робочому тілі. Виходячи з приведених переваг електричної передачі постає питання в проведенні дослідної роботи з оцінки ефективності використання електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничного трактору.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. На теперішній час питання ефективності застосування електричної передачі в безступінчастих механізмах повороту не розглянуто. В науково-технічній літературі розглянуті лише питання використання електричних передач в двох поточних та повно поточних трансмісіях гусеничних машин [1, 6]. Наявні математичні моделі роботи електропередачі [1, 2, 4, 6] передбачають використання електричних передач лише в тяговому режимі (коли весь потік потужності передається через електричну передачу) в той час, як в механізмі повороту безступінчаста передача короткочасно передає лише керуючий потік потужності під час здійснення повороту.

Мета та постановка задачі. Оцінка ефективності застосування вищезначеної електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту передбачає створення математичної моделі трансмісії гусеничного трактора в повороті і отримання зовнішніх якісних і кількісних характеристик. Аналіз отриманих характеристик і порівняння їх з характеристиками трансмісії гусеничного трактора з гідрооб'ємним механізмом повороту дасть змогу оцінити ефективність застосування електричних передач в безступінчастому механізмі повороту гусеничних тракторів.

Методика побудови математичної моделі. Методика побудови математичної моделі безступінчастого механізму повороту гусеничного трактора, який базується на електричній передачі аналогічна методиці побудови математичної моделі для гідрооб'ємного механізму повороту [5] з деякими відмінностями, які стосуються внутрішніх і зовнішніх характеристик безступінчастої електричної передачі [4], це дозволить універсалізувати математичну модель і виключити можливі похибки, які можуть виникнути за рахунок різних методик побудови математичних моделей.



Малюнок 1 – Структурна схема двохпотокової трансмісії: 1 - рушійний потік потужності; 2 - керуючий потік потужності

Трансмісії гусеничних машин з безступінчастими механізмами повороту мають двохпотокову структуру, в яких рушійний потік потужності має зазвичай ступінчасте регулювання, яке здійснюється за допомогою механічної коробки передач, а керуючий потік потужності має безступінчасте регулювання, яке здійснюється безступінчастою передачею. Структурна схема наведена на мал. 1.

Основними зовнішніми характеристиками трансмісії гусеничного трактора в повороті є: радіус повороту, кутова швидкість повороту, ККД трансмісії в повороті, споживана потужність двигуна. Крім вищезначених характеристик для безступінчастих механізмів повороту також актуальними є і характеристики роботи безступінчастої передачі, а саме: силовий і кінематичний ККД, котрі змінюються в залежності від режиму роботи, тиск робочої рідини в системі гідрооб'ємної передачі і сила струму споживана двигуном для електричної передачі.

Виходячи з малюнку 1 кутові швидкості і крутні моменти для ведучих зірочок гусеничної машини з безступінчастим механізмом повороту матимуть вигляд:

$$w_{fw}, w_{bw} = w_E \cdot (i_{c.mov} \cdot i_{mov} \pm i_{c.turn} \cdot i_{turn}), \quad (1)$$

$$M_{fw}, M_{bw} = M_E \cdot \left(\frac{z_{c.mov}}{i_{c.mov}} \cdot \frac{z_{mov}}{i_{mov}} \pm \frac{z_{c.turn}}{i_{c.turn}} \cdot \frac{z_{turn}}{i_{turn}} \right), \quad (2)$$

де M_E, w_E – крутний момент та кутова швидкість на колінчастому валу двигуна;
 i_{mov}, i_{turn} – передавальні відношення ланцюгів редукторів рушійного та керуючого потоків потужності;
 $i_{c.mov}, i_{c.turn}$ – передавальні відношення керуючих механізмів рушійного і керуючого потоків потужності (коробки перемикання передач і безступінчастої передачі);
 η_{mov}, η_{turn} – ККД ланцюгів редукторів рушійного та керуючого потоків потужності;
 $\eta_{c.mov}, \eta_{c.turn}$ – силовий ККД керуючих механізмів рушійного і керуючого потоків потужності (коробки перемикання передач і безступінчастої передачі).
 Керуючий механізм керуючого потоку потужності (безступінчаста передача) крім самого варіатору, в ролі якого може використовуватись гідрооб'ємна або

електрична передачі, містить редуктор узгодження кутових швидкостей колінчастого валу двигуна і вхідного валу варіатора. В той же час відомі варіатори крім силового ККД характеризуються також і кінематичним ККД. Враховуючи вище означене формула для визначення передавального відношення механізму керуючого потоку потужності матиме вигляд

$$i_{c.turn} = i_{ccd} \cdot i_{var}, \quad (3)$$

де i_{ccd} – передавальне відношення редуктору узгодження;
 i_{var} – передавальне відношення варіатору з врахуванням кінематичного ККД.
 Силовий ККД механізму керуючого потоку потужності

$$\eta_{c.turn} = \eta_{ccd} \cdot \eta_{S.var}. \quad (4)$$

де η_{ccd} – ККД редуктору узгодження;
 $\eta_{S.var}$ – силовий ККД варіатору.

В той час, як кутова швидкість двигуна w_E відома, реактивний крутний момент M_E , кінематичний та силовий ККД безступінчастих передач залежать від реактивних моментів на ведучих зірочках гусениць M_{fw} , M_{bw} , які в свою чергу залежать від кутової швидкості повороту і поточного значення радіусу повороту.

Радіус повороту трактору визначається за формулою

$$R_p = \frac{v_t}{w_p}. \quad (5)$$

де v_t , w_p – лінійна та кутова швидкості центру ваги трактору, м/с та рад/с;

$$v_t = \frac{w_{fw} + w_{bw}}{2} \cdot r_z, \quad (6) \quad w_p = \frac{w_{fw} - w_{bw}}{B_g} \cdot r_z. \quad (7)$$

де B_g , r_z – поперечна база трактору і радіус ведучої зірочки, м;
 Крутні моменти на ведучих зірочках, Нм

$$M_{fw} = \frac{G_t \cdot r_z}{2} \left(f_g + \frac{\mu_p \cdot L_g}{4 \cdot B_g} \right), \quad (8) \quad M_{bw} = \frac{G_t \cdot r_z}{2} \left(f_g - \frac{\mu_p \cdot L_g}{4 \cdot B_g} \right). \quad (9)$$

де G_t , L_g – вага та повздовжня база трактора, відповідно Н і м;
 f_g , μ_p – коефіцієнт опору перекочування гусениць та коефіцієнт опору повороту

$$\mu_p = \frac{\mu_{max}}{1 + \xi \cdot (R_p / B_g - 1)} \cdot r_z, \quad (10)$$

де μ_{max} , ξ – коефіцієнти максимального опору повороту та зсуву ґрунту.

Знаючи крутні моменти на ведучих зірочках можна визначити режим роботи безступінчастої передачі, що дозволить визначити її кінематичний і силовий ККД.

Для гідрооб'ємної передачі кінематичний та силовий ККД [1] дорівнюють:

$$\eta_{K \text{ var}} = \left(1 - \frac{K_y \cdot 2\pi}{\mu_d} \cdot \frac{|p| \cdot (1 + C_y \cdot |w_{\text{var}1}|)}{|e| \cdot D_q^3 \cdot |w_{\text{var}1}|} \right) \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_y \cdot 2\pi}{\mu_d} \cdot \frac{|p| \cdot (1 + C_y \cdot |w_{\text{var}2}|)}{D_q^3 \cdot |w_{\text{var}2}|}}, \quad (11)$$

$$\eta_{S \text{ var}} = \frac{1}{1 + \frac{K_1 \cdot |w_{\text{var}1}|}{|p \cdot e|} \cdot (1 + K_2 \cdot |e|) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |e|)}{|e| \cdot (1 + K_3 \cdot |w_{\text{var}1}| \cdot D_q)} + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |e|)}{|p \cdot e| \cdot (1 + K_6 \cdot |w_{\text{var}1}| \cdot D_q)}} \times \\ \times 1 - \frac{K_1 \cdot |w_{\text{var}2}|}{|p|} \cdot (1 + K_2) - \frac{K_5 \cdot (1 + K_4)}{1 + K_3 \cdot |w_{\text{var}2}| \cdot D_q} - \frac{K_8 \cdot (1 + K_7)}{|p| \cdot (1 + K_6 \cdot |w_{\text{var}2}| \cdot D_q)}, \quad (12)$$

де e – параметр регулювання;
 C_y, K_i – коефіцієнти втрат в ГОП;
 D_q – характерний розмір гідромашини;
 μ_d – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;
 p – тиск робочої рідини в системі ГОП;
 $w_{\text{var}1}, w_{\text{var}2}$ – кутові швидкості вхідного і вихідного валів керуючого механізму керуючого потоку потужності (безступінчастої передачі)

$$w_{\text{var}1} = w_E \cdot i_{\text{ccd}}, \quad (13) \quad w_{\text{var}2} = w_{\text{var}1} \cdot e = w_E \cdot i_{\text{ccd}} \cdot e. \quad (14)$$

Тиск робочої рідини в системі ГОП

$$p = \frac{M_{\text{var}2}}{q}, \quad (15)$$

де q – продуктивність гідромотору;
 $M_{\text{var}2}$ – крутний момент на валу безступінчастої передачі, Н·м;

$$M_{\text{var}2} = \frac{i_{\text{turn}}}{\eta_{\text{turn}}} \cdot (M_{\text{fw}} - M_{\text{bw}}). \quad (16)$$

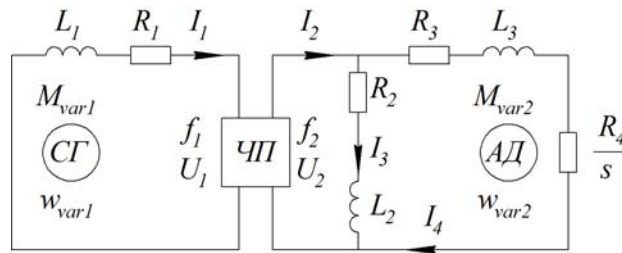
Кінематичне передавальне відношення для гідрооб'ємної передачі дорівнює

$$i_{\text{var}} = e \cdot \eta_{K \text{ var}}. \quad (17)$$

Визначення зовнішніх характеристик електричної передачі, за умов застосування її в механізмі повороту, відрізняється від відомих методик [2, 3, 4, 7]. Така відмінність зумовлена необхідністю забезпечення заданих режимів роботи електричної передачі, а саме наявності жорсткої функціональної залежності реактивного крутного моменту від обертів валу АД, що впливає з умов динаміки повороту гусеничного трактору [1]. Така функціональна залежність зовнішніх робочих характеристик

електричної передачі, так само як і для ГОП, спричиняє необхідність застосування ітераційного підходу для визначення умов рівноваги кінематичних і силових факторів. Проте для побудови спрощеної математичної моделі роботи електричної передачі скористаємось формулами відомих методик [2, 3, 4, 6].

Електрична передача складається з синхронного генератора змінного струму, частотного перетворювача та асинхронного двигуна змінного струму, її спрощена схема заміщення [6] наведена на малюнку 2.



Малюнок 2 – Схема заміщення електричної передачі

На малюнку 2 L_1, R_1 – індуктивність і опір обмоток статора синхронного генератора; L_2, R_2 – індуктивність і опір обмоток у контурі намагнічування асинхронного двигуна; L_3, R_3 – індуктивність і опір обмоток статора АД; R_4 – вторинний приведений опір ротору АД; M_1, ω_1 – момент та кутова швидкість на валу СГ; M_2, ω_2 – момент та кутова швидкість на валу АД; U_1, U_2 – фазна напруга на вході та виході ЧП; f_1, f_2 – частота трифазної напруги на вході та виході ЧП.

Враховуючи незначні зміни ККД синхронного генератора та електронного частотного перетворювача від режиму навантаження [2], основною задачею для отримання зовнішніх характеристик електричної передачі постає моделювання роботи асинхронного двигуна залежно від силових та кінематичних факторів навантаження.

По аналогії з гідروоб'ємною передачею в електричній передачі змінного струму застосовується термін «параметр регулювання» (аналог e для ГОП), котрий дорівнює відношенню поточної частоти трифазного струму АД до номінальної. А враховуючи необхідність зменшення напруги для зменшення струму ротору на малих частотах [4], параметр регулювання також дорівнює відношенню поточної і номінальної напруги

$$e = \frac{f_2}{f_{2n}} = \frac{U_2}{U_{2n}}. \quad (18)$$

В такому разі передавальне відношення електричної передачі дорівнює

$$i_{var} = \frac{w_{var2}}{w_{var1}} = \frac{w_{02} \cdot \eta_{K.var}}{w_{var1}} = \frac{w_{02} \cdot (1-s)}{w_{var1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_2 \cdot (1-s)}{w_{var1}}, \quad (19)$$

де w_{02} – синхронна кутова швидкість магнітного поля ротору АД, рад/с;
 s – поточне значення ковзання ротору двигуна.

Поточне значення ковзання ротору двигуна можна визначити за допомогою формули для визначення крутного моменту [4]

$$s = -\frac{R_4 \left(\sqrt{9U_2^4 - 12R_3 \cdot M_{\text{var}2} \cdot U_2^2 \cdot w_{02} - 4M_{\text{var}2}^2 \cdot X_3^2 \cdot w_{02}^2} - 3U_2^2 + 2R_3 \cdot M_{\text{var}2} \cdot w_{02} \right)}{2 \cdot M_{\text{var}2} \cdot w_{02} \cdot (R_3^2 + X_3^2)} \quad (20)$$

Загальний струм асинхронного двигуна на заданому режимі

$$I_2 = I_3 + I_4 = \frac{U_2}{\sqrt{R_2^2 + (L_2 \cdot 2\pi \cdot f_2)^2}} + \frac{U_2}{\sqrt{(R_3 + R_4/s)^2 + (L_3 \cdot 2\pi \cdot f_2)^2}} \quad (21)$$

ККД асинхронного двигуна [3] та загальний ККД електропередачі дорівнює

$$\eta_2 = \frac{M_{\text{var}2} \cdot w_{\text{var}2}}{3 \cdot U_2 \cdot I_2 \cdot \cos(\varphi)}, \quad (22) \quad \eta_{s.\text{var}} = \eta_1 \cdot \eta_{ft} \cdot \eta_2 \quad (23)$$

де η_1, η_{ft} – ККД синхронного генератора та частотного перетворювача.
 φ – кут відставання фази току від фази напруги;

$$\varphi = \arctan \frac{\text{Im} Z_{k2}}{\text{Re} Z_{k2}}, \quad (24)$$

де Z_{k2} – зворотне значення комплексного опору ланцюга електродвигуна

$$Z_{k2} = \frac{R_2 + R_3 + R_4/s + j \cdot 2\pi \cdot f_2 \cdot (L_2 + L_3)}{(R_2 + j \cdot 2\pi \cdot f_2 \cdot L_2) \cdot (R_3 + R_4/s + j \cdot 2\pi \cdot f_2 \cdot L_3)} \quad (25)$$

Підставляючи отримані значення кінематичного ККД для безступінчастих передач до формули (1) та проводячи декілька ітерацій отримаємо характеристики трансмісії трактору в повороті з урахуванням кінематичних втрат в трансмісії трактору.

Виходячи з формули (2) визначаємо реактивний момент на колінчастому валі двигуна:

$$M_E = \left(\frac{i_{c.\text{mov}}}{i_{c.\text{mov}}} \cdot \frac{i_{\text{mov}}}{i_{\text{mov}}} + \frac{i_{c.\text{turn}}}{i_{c.\text{turn}}} \cdot \frac{i_{\text{turn}}}{i_{\text{turn}}} \right) \cdot M_{fw} + \left(\frac{i_{c.\text{mov}}}{i_{c.\text{mov}}} \cdot \frac{i_{\text{mov}}}{i_{\text{mov}}} - \frac{i_{c.\text{turn}}}{i_{c.\text{turn}}} \cdot \frac{i_{\text{turn}}}{i_{\text{turn}}} \right) \cdot M_{bw} \quad (26)$$

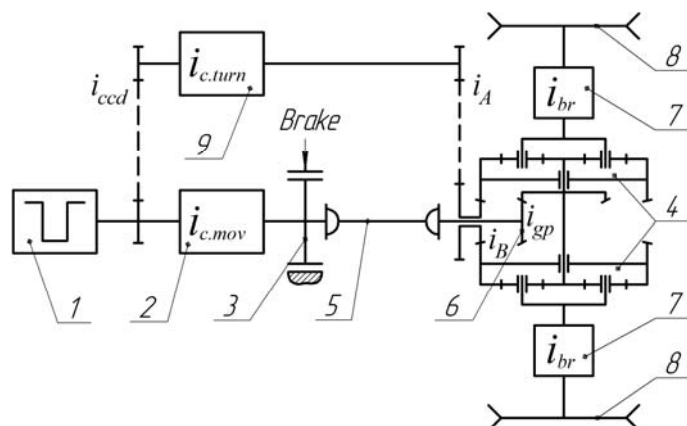
Загальний та середній ККД трансмісії гусеничного трактору в повороті визначаємо за формулами:

$$\eta_{tr} = \frac{N_{out}}{N_{in}}, \quad (27) \quad \eta_{trsr} = \frac{1}{e} \cdot \int_0^e \eta_{tr} d(i_{\text{var}}) \quad (28)$$

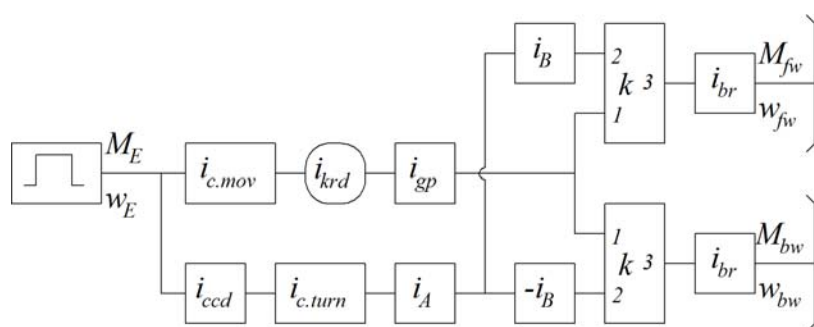
де $i_{\text{var.min}}, i_{\text{var.max}}$ – мінімальне та максимальне передавальне відношення варіатору;
 N_{in}, N_{out} – вхідна та вихідна потужності трансмісії з врахуванням рекуперації

$$N_{in} = M_E \cdot w_E, \quad (29) \quad N_{out} = M_{fw} \cdot w_{fw} + M_{bw} \cdot w_{bw} \quad (30)$$

Побудова математичних моделей трансмісії гусеничного трактора з використанням безступінчастих гідрооб'ємної та електричної передач. Для побудови математичної моделі в якості прототипу обрано гусеничний трактор ХТЗ-200 з застосуванням альтернативної конструкції безступінчастого механізму повороту гусеничних самохідних машин [7]. Кінематична схема трансмісії представлена на малюнку 3, структурна схема – на малюнку 4.



Малюнок 3 - Кінематична схема трансмісії: 1 – ДВЗ; 2 – коробка передач; 3 – гальмо, що забезпечує поворот трактора на місці; 4 – трьохланковий планетарний механізм; 5 – карданна передача; 6 – головна передача; 7 – бортовий редуктор; 8 – ведуча зірочка; 9 – безступінчата передача



Малюнок 4 - Структурна схема трансмісії

Передавальні числа досліджуваної трансмісії підібрані таким чином, що швидкості руху проєктованого трактору та радіуси повороту співпадають зі штатними для трактора ХТЗ-200. В якості безступінчастих передач в механізмі повороту застосовується гідрооб'ємна передача ГСТ-90 (застосовується в штатному механізмі повороту) і електрична передача яка складається з: синхронного генератору Lenze SJ200L4 номінальною потужністю 50,4 кВт, напівпровідникового частотного перетворювача Lenze EVF9330-EV потужністю 45 кВт та асинхронного двигуна основного типу виконання 4A200L2U3 потужністю 45 кВт [3]. Елементи електричної передачі мають загальне призначення, що передбачає наявність додаткових функцій та опцій котрі не будуть використовуватись в механізмі повороту, але також негативно впливають на масово-габаритні показники трансмісії. Проте, вибір вищезначених елементів електричної передачі є достатнім для проведення числового експерименту і оцінки ефективності застосування електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничного трактору.

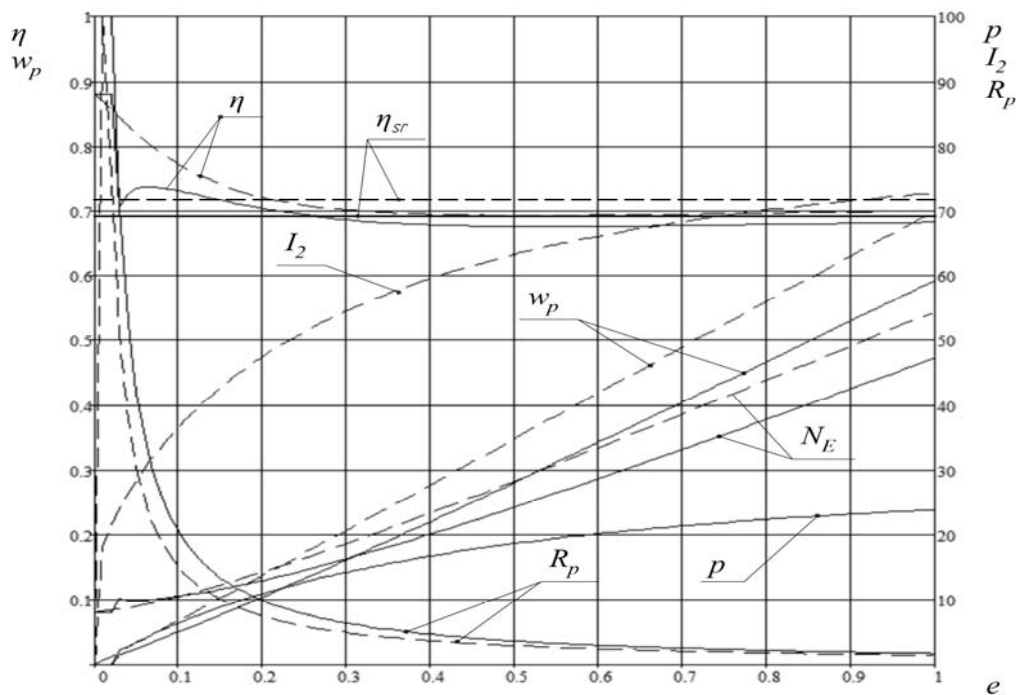
Для побудови математичної моделі роботи трансмісії і отримання основних характеристик трансмісії обраного трактора в повороті за допомогою вищеписаної методики необхідно лише визначити передавальні відношення ланцюгів редукторів рушійного та керуючого потоків потужності для досліджуваної трансмісії:

$$i_{mov} = i_{gp} \cdot \frac{1}{1-k} \cdot i_{br}, \quad (31)$$

$$i_{turn} = i_A \cdot i_B \cdot \frac{k}{k-1} \cdot i_{br}. \quad (32)$$

де k – внутрішнє передавальне число планетарного редуктора.

Результати математичного моделювання повороту трактору представлені на малюнку 5 у вигляді графіків зовнішніх характеристик роботи трансмісії в повороті за умов руху трактора на першій передачі.



Малюнок 5 – Результати моделювання повороту трактору ХТЗ-200
 — з гідрооб'ємною передачею; - - - - з електричною передачею

Аналізуючи результати моделювання та масово-габаритні характеристики можна зробити висновок, що застосування електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничного трактору не є однозначно ефективнішим ніж застосування гідрооб'ємної передачі. Так за умов застосування електричної передачі покращується маневреність та збільшується ККД трансмісії в повороті. Це впливає при порівнянні показників середнього та поточного ККД трансмісії в повороті та кутової швидкості і радіусу повороту. Так трансмісія з механізмом повороту, який керується електричною передачею має в середньому на 2% вищий ККД. Також для електричної передачі відсутні провали ККД під час початку роботи безступінчастої передачі. Це відбувається за рахунок специфіки застосування електричної передачі в механізмі повороту, а саме високих значень коефіцієнту потужності асинхронного двигуна на початку повороту, коли реактивний момент від ведучих зірочок на валу АД практично відсутній і пуск відбувається в режимі наближеному до холостого, а за

рахунок низької частоти струму живлення індукційні втрати практично не впливають на крутний момент АД. Підвищення споживаної потужності ДВЗ спостерігається за рахунок зменшення мінімального радіусу повороту, а відповідно і збільшення моменту опору повороту трактору. Струм АД в момент старту сягає 25% від номінального і піднімається за параболічним законом до значень близьких до номінального. Ковзання ротору АД в момент старту сягає 10% і змінюється по закону близькому до лінійного від 5% до 1,2% при мінімальному радіусі повороту.

В той же час слід зазначити, що електрична передача поступається гідрооб'ємній за масово-габаритними показниками, так запропонована в даній роботі ЕП має масу близько 600 кг, в той час як ГОП лише 200 кг. Вартість гідрооб'ємного приводу (застосування ГСТ-90 коштуватиме близько 1400€) також менша ніж у електричної передачі (за рахунок високих цін на кольорові метали розглянута в роботі електрична передача коштуватиме близько 2400€), проте експлуатаційні витрати у електричної передачі значно нижчі ніж у гідрооб'ємної, а надійність вища.

Проте не дивлячись на вказані недоліки і спираючись на якісні та кількісні показники отримані в результаті моделювання, застосування електричної передачі в безступінчастих механізмах повороту гусеничних тракторів є ефективним.

Висновки

1. В даній роботі вперше було представлено методику побудови універсальної математичної моделі трансмісії гусеничного трактору з безступінчастим механізмом повороту, що базується на керованій електричній передачі, котра складається з синхронного генератору, електронного частотного перетворювача і асинхронного двигуна, та на гідрооб'ємній керованій передачі аксіально-поршневого типу.
2. На основі представленої методики побудовано математичні моделі роботи трансмісії трактора ХТЗ-200 з застосуванням вищезазначених безступінчастих передач і отримано графічну залежність основних параметрів трансмісії трактора в повороті.
3. Проведено аналіз результатів математичного моделювання на базі яких зроблено висновки з ефективності застосування електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничних тракторів.

Список літератури: 1. *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. 2. *Кацман М.М.* Расчет и конструирование электрических машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 360 с. 3. *Кравчик А.Э., Шлаф М.М., Афонин В.И., Соболенская Е.А.* Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник. – М.: Энергоиздат, 1982. – 504 с. 4. *Чиликин М.Г., Сандлер А.С.* Общий курс электропривода. М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с. 5. *Самородов В.Б., Яловол І.В.* Визначення раціональних конструктивних параметрів безступінчастого гідрооб'ємного механізму повороту . – Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск «Автомобіле- та тракторобудування» – Збірник наукових праць. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. - № 58. 6. *Буряковский С.Г., Рогов А.В., Таран И.А., Самородов Б.В.* Інформаційні технології при проектуванні та розрахунку безступінчастих трансмісій на базі електричних передач. – Механіка та машинобудування – Науково-теїнічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. - № 1. – 288 с. 7. Державний патент України на корисну модель №30627 від 11.03.2008 «Безступінчастий планетарний механізм повороту гусеничних самохідних машин».