

УДК 621.83.062.1

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ДВОПОТОКОВИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

**В.Б. Самородов, професор, д.т.н.,
А.І. Бондаренко, доцент, к.т.н., НТУ «ХПІ»**

Анотація. Формалізовано та систематизовано основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що працюють за схемами «диференціал на вході» та «диференціал на виході».

Ключові слова: гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, планетарний ряд.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ДВУПОТОЧНЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

**В.Б. Самородов, профессор, д.т.н.,
А.И. Бондаренко, доцент, к.т.н., НТУ «ХПИ»**

Аннотация. Формализованы и систематизированы основные закономерности распределения кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схемам «дифференциал на входе» и «дифференциал на выходе».

Ключевые слова: гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, планетарный ряд.

COMPARATIVE ANALYSIS OF TWO STREAM HYDROSTATIC-MECHANICAL TRANSMISSION

**V. Samorodov, Professor, Doctor of Technical Science,
A. Bondarenko, Associate Professor, Candidate of Technical Science, NTU «KhPI»**

Abstract. Research of formalization and systematization of kinematics, power and energetic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions, which work on a charts «differential on entrance» and «differential on exit» was done.

Key words: hydrostatic-mechanical transmission, hydrostatic transmission, planetary row

Вступ

Щороку збільшується кількість транспортних засобів (ТЗ), обладнаних гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ). Посилено ведуться роботи з вдосконалення ГОМТ такими всесвітньо відомими транснаціональними корпораціями як CNH, AGCO, SDF, а також компаніями John Deere, Claas та ін.

Незважаючи на величезне різноманіття ГОМТ ТЗ, на сьогодні мало вивчено вплив місця розташування планетарного ряду (ПР),

з'єднання механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР на основні параметри ГОМТ (робочі об'єми гідромашин, кутові швидкості їх валів, значення тиску, об'ємний, механічний і загальний коефіцієнт корисної дії (ККД)).

Аналіз публікацій

ГОМТ підрозділяються на повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом, і двопотокові (з диференціалами на вході, виході, зі змінною

(різною) структурою), де менша частина потоку потужності (20–50 %) передається гідравлічним шляхом, а решта частини (зазвичай більша) – механічним шляхом.

В роботі [1] відзначено, що нині ГОМТ не застосовують ні на одному легковому автомобілі, що серійно випускається, її використання на звичайних вантажних автомобілях є обмеженим. Це пояснюється великою масою і високою вартістю ГОМТ.

За кордоном повнопотокові ГОМТ застосовуються на малотоннажних багатокісних плаваючих автомобілях високої прохідності, аеродромних тягачах, дослідних зразках багатомісних міських автобусів із рекуперацією енергії гальмування. ГОМТ є основним видом трансмісії для автомобілів вантажністю 120 – 200 тонн.

Двопотоківі ГОМТ являють собою зараз єдиний вид безступінчастих передач, що серійно встановлюються на сільськогосподарських тракторах. Галузь їх використання розширюється як за числом моделей тракторів, так і за потужністю, що передається [2].

Найбільш оригінальною, ефективною та простою з усіх безступінчастих двопотоківих ГОМТ сільськогосподарських тракторів є трансмісія Fendt Varіo, що працює за схемою «диференціал на вході» (рис. 1) [3].

В роботі [3] відзначено, що схема «диференціал на вході» рідко застосовується в ГОМТ, частіше у складі ГОМТ зі змінною структурою. Особливістю даної схеми є те, що вона може самостійно покривати весь діапазон регулювання (трансмісія Fendt Varіo) за збереження достатньо високого ККД ГОМТ (до 0,82) за рахунок збільшення об'ємів гідромашин.

У всіх ГОМТ, виконаних за схемою «диференціал на виході», як правило, використовується одна регульована і одна нерегульована гідромашини [3]. Перевагою таких ГОМТ є мала встановлювальна потужність гідромашин, завдяки використанню декількох піддіапазонів.

В ГОМТ, виконаних за схемою «диференціал на виході», S-Matic, CNH, Eссom (рис. 2) на початку кожного піддіапазону потужність циркулює в замкнутому контурі трансмісії,

спричиняючи зниження її ККД; в кінці діапазонів циркуляція відсутня.

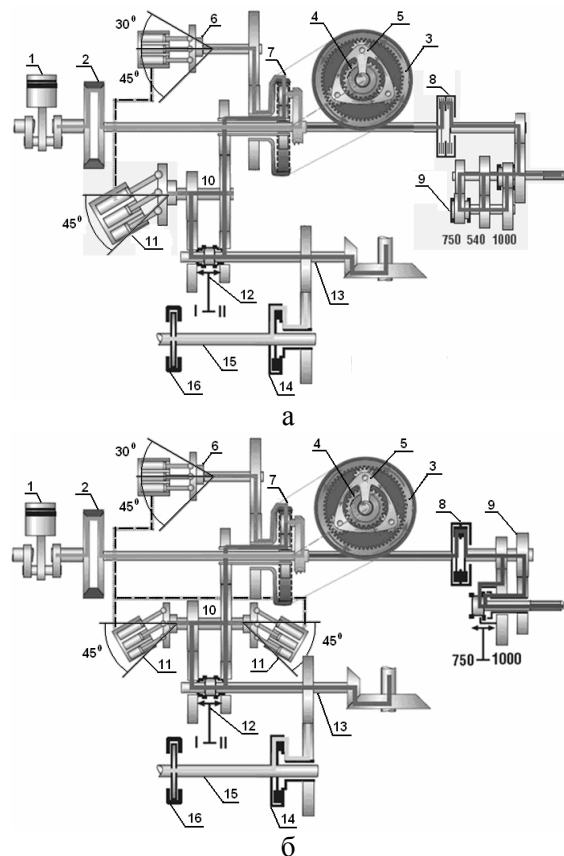
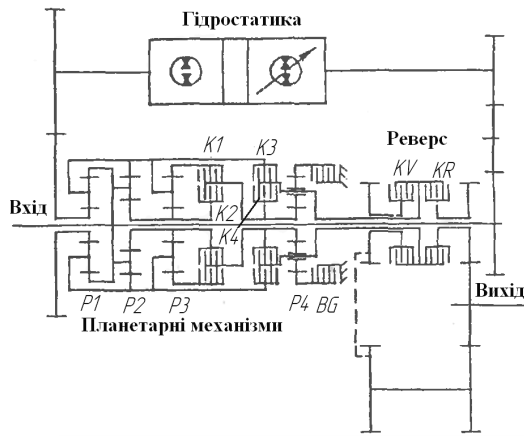


Рис. 1. Функціональна схема трансмісії Fendt Varіo:

а – потужність двигуна 85–176 кВт;
б – потужність двигуна 162–287 кВт;
1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – демпфер крутильних коливань; 3 – коронна шестірня; 4 – сонячна шестірня; 5 – водило; 6 – гідронасос; 7 – ПР; 8 – муфта ввімкнення вала відбору потужності; 9 – вал відбору потужності; 10 – підсумовувальний вал; 11 – гідромотор; 12 – муфта перемикання діапазонів руху; 13 – привід на задній міст; 14 – муфта ввімкнення приводу переднього моста; 15 – привід на передній міст; 16 – трансмісійний гальмівний механізм

Найбільш складною є ГОМТ зі змінною (різною) структурою, в якій весь діапазон регулювання розбивають на піддіапазони (ГОМТ John Deere Auto Powr 8345 R, MALI WSG 500), в кожному з яких або в частині з них використовується схема «диференціал на вході», «диференціал на виході» або ж складніша механічна частина (декілька диференціалів).



Діаграма перемикання

	V, км/ч	K1	K2	K3	K4	BG	KV	KR	P1	P2	P3	P4
Вперед	0-6	*				+	+	+	+	+	+	+
	6-12		+			+	+	+	+	+		+
	12-24		+	+			+	+	+			
	24-48		+		+		+	+	+			
Назад	0-6	*				+	+	+	+	+	+	+
	6-12		+			+	+	+	+	+		+
	12-24		+	+			+	+	+			
	24-48		+		+		+	+	+			

Рис. 2. Кінематична схема трансмісії ZF Essom

У зв'язку з тим, що конструкції ГОМТ розвиваються у бік зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості піддіапазонів і складних механічних частин, проаналізуємо схеми «диференціал на вході», «диференціал на виході» як такі, що найчастіше використовуються і є складовою будь-якої ГОМТ.

Мета і постановка задачі

Метою роботи є визначення основних параметрів ГОМТ, що працюють за схемами «диференціал на вході» та «диференціал на виході».

Для досягнення поставленої мети необхідно: скласти кінематичні та структурні схеми ГОМТ з різним з'єднанням механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР (з сонячно шестірнею, коронною шестірнею, водилом); визначити кінематичні, силові та енергетичні параметри трансмісій, ККД трансмісії; проаналізувати отримані результати.

Порівняльний аналіз безступінчастих двопотокових ГОМТ

Як початкові дані для аналізу обрано такі параметри: максимальну кутову швидкість двигуна – 2250 об/хв; радіус коліс – 0,85 м; масу трактора – 9000 кг; швидкість, що реалізується на тяговому діапазоні за коефіцієнта опору руху 0,5 – від 0,02 до 10 км/год; робочий об'єм гідронасоса – 130 см³; робочий об'єм гідромотора – 130 см³; гідромашини виробництва «Sauer-Danfoss».

Спрощені кінематичні та структурні схеми ГОМТ, що працюють за схемою «диференціал на вході», наведено на рис. 3, 4 (* – регульований гідромотор).

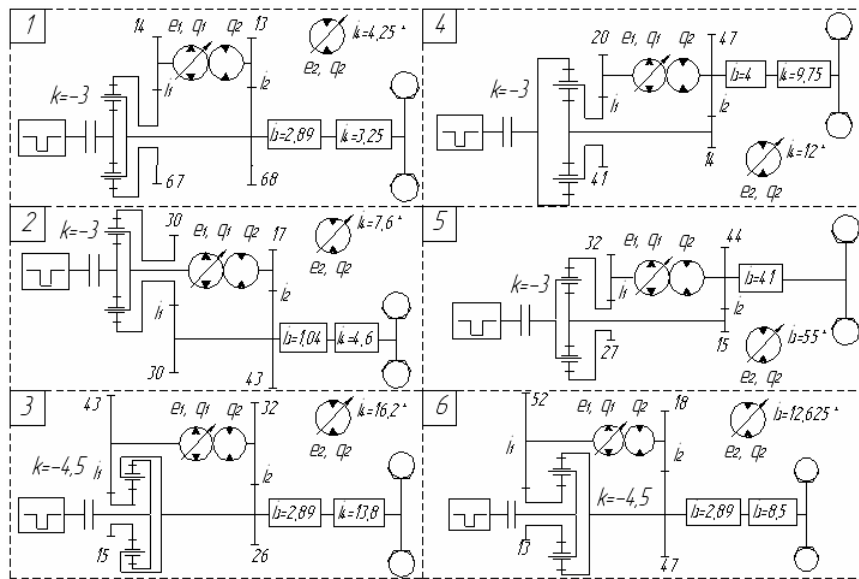


Рис. 3. Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР

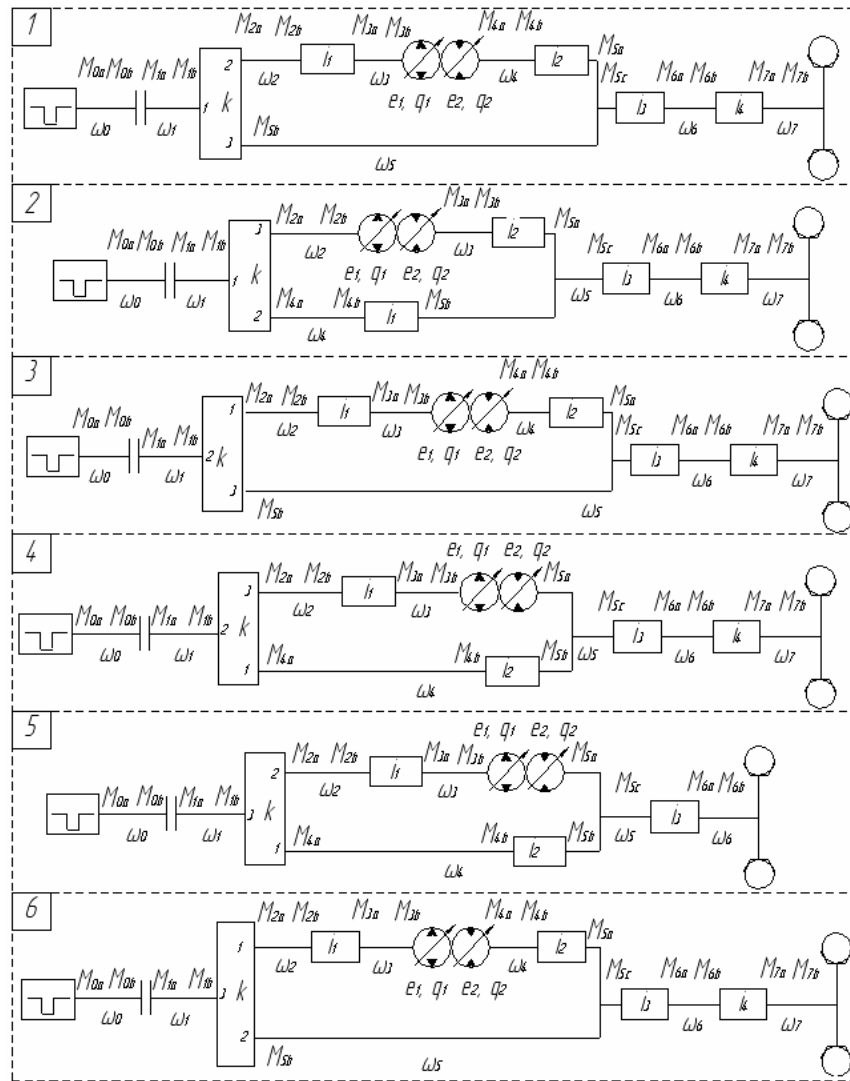


Рис. 4. Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході

Кінематика ГОМТ, що приведено на рис. 3, 4, описується системою таких рівнянь [4]

$$\begin{cases}
 \omega_0 - \omega_d = 0; & \omega_0 - \omega_1 = 0; \\
 \omega_{1*} - k \cdot \omega_{2*} + (k-1) \cdot \omega_{3*} = 0; \\
 S_1 \cdot \omega_{1*} - S_1 \cdot \omega_{3*} - \omega_s = 0; \\
 (\omega_2 \cdot i_1 - \omega_3) \cdot X_1 = 0; \\
 e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_{e1*} - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_{e2*} = \gamma \cdot \Delta Q; \\
 (\omega_4 \cdot i_1 - \omega_5) \cdot Z_1 = 0; \\
 (\omega_3 \cdot i_2 - \omega_5) \cdot Z_1 = 0; \\
 (\omega_4 \cdot i_2 - \omega_5) \cdot X_1 = 0; \\
 \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; \\
 (\omega_6 \cdot i_4 - \omega_7) \cdot Y_1 = 0,
 \end{cases} \quad (1)$$

де ω_1 – кутова швидкість ланки; ω_d – кутова швидкість колінчастого вала двигуна; ω_{1*} , ω_{2*} , ω_{3*} – кутова швидкість ланки, пов'язаної

із сонячною шестірнею – «1», коронною шестірнею – «2», водилом – «3»; k – внутрішнє передавальне відношення ПР [4]; S_1 – характерний параметр сателітів [4]; ω_s – відносна кутова швидкість сателіта; i_j – передавальне відношення редуктора; e_1, e_2 – відносний параметр регулювання гідروоб'ємної передачі (ГОП); q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; ω_{e1*} , ω_{e2*} – кутова швидкість ланки, пов'язаної з валом гідронасоса і гідромотора; γ – коефіцієнт, що характеризує напрям потоку потужності ($\gamma=1$ – прямий потік потужності; $\gamma=-1$ – зворотний потік потужності); ΔQ – втрати робочої рідини у всіх гідромашинах, які обчислюються з урахуванням знака перепаду тисків ГОП [5, 6]; X_1, Y_1, Z_1 – коефіцієнти, що характеризують спосіб

з'єднання механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР ($X_1 = 0$ – для схеми № 2, $X_1 = 1$ – для решти; $Y_1 = 0$ – для схеми № 5, $Y_1 = 1$ – для решти; $Z_1 = 1$ – для схеми № 2, $Z_1 = 0$ – для решти).

Сумарні втрати робочої рідини в гідронасості та гідромоторі [5]

$$\Delta Q = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta p = \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e01*}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e02*}|) \cdot \Delta p, \quad (2)$$

де λ_1, λ_2 – коефіцієнт об'ємних втрат, пропорційний перепаду тиску для гідронасоса та гідромотора; Δp – перепад робочого тиску в ГОП; K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i = 1$) і гідромотора ($i = 2$); μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; $\omega_{e01*}, \omega_{e02*}$ – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора, обчислена за ітераційного розв'язання нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0.

Силкові параметри трансмісії описуються системою таких рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{0b} + M_{1a} = 0; \\ M_{1X*} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1X*})} + M_{2X*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2X*})} + \\ + M_{3X*} = 0; \\ M_{1X*} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1X*})} + M_{2X*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2X*})} = 0; \\ (M_{2b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a}) \cdot X_1 = 0; \\ M_{e1X*} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{e1*}); \\ M_{e2X*} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{e2*}); \\ (M_{3b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a}) \cdot Z_1 = 0; \\ (M_{4b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_1 \cdot M_{5b}) \cdot Z_1 = 0; \\ (M_{4b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5a}) \cdot Y_1 = 0; \\ (M_{4b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5b}) \cdot I_1 = 0; \\ M_{5c} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \\ (M_{6b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a}) \cdot Y_1 = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \\ M_{4a} + M_{4b} = 0; \quad M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; \\ M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad (M_{6b} - G \cdot f \cdot r) \cdot \Psi_1 = 0; \\ (M_{7a} + M_{7b}) \cdot Y_1 = 0; \quad (M_{7b} - G \cdot f \cdot r) \cdot Y_1 = 0, \end{array} \right. \quad (3)$$

де M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекс число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок (рис. 4); $M_{1X*}, M_{2X*}, M_{3X*}$ – моменти на сонячній, коронній шестернях та водилі; η_j – ККД редуктора; Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta = 0$ – без урахування втрат, $\Theta = -1$ – з урахуванням втрат у зубчастих зачепленнях); N_{nm} – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знака дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ); M_{e1X*}, M_{e2X*} – моменти на валу гідронасоса та гідромотора; η_{13} – ККД у зубчастих зачепленнях сонце-сателіт і епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів; $\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, обчислювані, наприклад, згідно з математичною моделлю втрат К.І. Городецького [6], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску Δp ; G – вага трактора; r – радіус коліс; f – коефіцієнт опору руху; Ψ_1, Y_1, I_1 – коефіцієнти, що характеризують спосіб з'єднання механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР ($\Psi_1 = 1$ – для схеми № 5, $\Psi_1 = 0$ – для решти; $Y_1 = 1$ – для схем № 1, 3, 6, $Y_1 = 0$ – решти; $I_1 = 1$ – для схем № 4, 5, $I_1 = 0$ – для решти).

Момент втрат у гідромашинах визначається з такого виразу [6]

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left(\frac{\bar{K}_1 \cdot |\omega_{e0i*}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{e0i*}| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{e0i*}| \cdot D_{qi})} \right), \quad (4)$$

де $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат [6]; Δp_0 – перепад робочого тиску в ГОП, обчислений при ітераційному розв'язанні нелінійної матричної системи на

попередній ітерації; D_{qi} – характерний розмір гідромашини $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$.

Системи кінематичних (1) та силових (3) рівнянь розв'язуються спільно ітераційним методом за заданих моменту опору на тягових колесах, кутової швидкості вала двигуна ω_d і параметра регулювання $e = e_1/e_2$.

Слід звернути увагу на розподіли потоків потужності в ГОМТ з диференціалом на вході. Значення і напрями потоків потужності, що передається ланками двопотокової трансмісії, визначаються тільки круговим передавальним відношенням замкнутого контуру [7]

– для схем № 1, 3, 6

$$i_{xkbx} = -\frac{N_{2a}}{N_{5b}} = -\frac{M_{2a} \cdot \omega_2}{M_{5b} \cdot \omega_5}; \quad (5)$$

– для схем № 2, 4, 5

$$i_{xkbx} = -\frac{N_{2a}}{N_{4a}} = -\frac{M_{2a} \cdot \omega_2}{M_{4a} \cdot \omega_4}. \quad (6)$$

При $-\infty < i_{xkbx} < 0$ напрями потоків потужності по паралельних гілках двопотокової трансмісії є однаковими, а при $0 < i_{xkbx} < \infty$ потужність по гілках двопотокової трансмісії передається у протилежних напрямках, тобто в замкнутому контурі виникає циркуляція потужності.

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на вході було встановлено:

– розглянуті ГОМТ з нерегульованим гідромотором за всіма параметрами (ККД трансмісії, потужністю двигуна, перепадом тиску) поступаються аналогічними ГОМТ з регульованим гідромотором, тому подальший аналіз стосуватиметься тільки ГОМТ з диференціалом на вході та регульованим гідромотором;

– особливістю схеми № 2 є те, що вона працездатна лише за підвищених об'ємів гідромашин ГОП. При робочому об'ємі гідронасоса 130 см³, робочому об'ємі гідромотора 130 см³ схема не придатна до використання;

– внутрішнє передавальне відношення ПР схем № 3, 6 в розрахунках прийнято $k = -4,5$, у зв'язку з тим, що кутові швидкості сателітів при $k = -3$ досягають 1000 рад/с при русі трактора з місця (допустимо не більше 600 рад/с), тому дані схеми не рекомендовані до використання;

– максимальне значення ККД серед схем трансмісій № 1, 4, 5 у ГОМТ № 4 – 0,862 за швидкостей 8,2 – 10,0 км/год, на другому місці – схеми № 1, 5;

– потужність двигуна, необхідна для виконання технологічного режиму оранки зі швидкістю 10 км/год, є мінімальною у ГОМТ № 4 – 142,5 кВт, на другому місці – схема № 1 – 145,8 кВт, на третьому – № 5 – 150,0 кВт.

У розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході при русі переднім ходом зі швидкістю до 10 км/год в замкнутому контурі трансмісії

при $\text{sign}\left(e \cdot \frac{de}{dV}\right) > 0$ циркуляція потужності

відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії, що повністю відповідає лемі, яку було введено в роботі [8].

Спрощені кінематичні та структурні схеми ГОМТ, що працюють за схемою «диференціал на виході», наведено на рис. 5, 6.

Кінематика ГОМТ, які приведено на рис. 5, 6, описується системою таких рівнянь [4]

$$\begin{cases} \omega_0 - \omega_d = 0; & \omega_0 - \omega_1 = 0; \\ \omega_1 \cdot i_1 - \omega_2 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_{e1*} - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_{e2*} = \gamma \cdot \Delta Q; \\ (\omega_1 \cdot i_2 - \omega_4) \cdot X_2 = 0; & (\omega_3 \cdot i_2 - \omega_4) \cdot Z_2 = 0; \quad (7) \\ \omega_{1*} - k \cdot \omega_{2*} + (k-1) \cdot \omega_{3*} = 0; \\ S_1 \cdot \omega_{1*} - S_1 \cdot \omega_{3*} - \omega_s = 0; \\ \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; & (\omega_6 \cdot i_4 - \omega_7) \cdot Y_2 = 0, \end{cases}$$

де X_2, Y_2, Z_2 – коефіцієнти, що характеризують спосіб з'єднання механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР ГОМТ з диференціалом на виході ($X_2 = 1$ – для схем № 1, 2, 3, 6, $X_2 = 0$ – для решти; $Y_2 = 1$ – для схем № 2, 5, $Y_2 = 0$ – для решти; $Z_2 = 1$ – для схем № 4, 5, $Z_2 = 0$ – для решти).

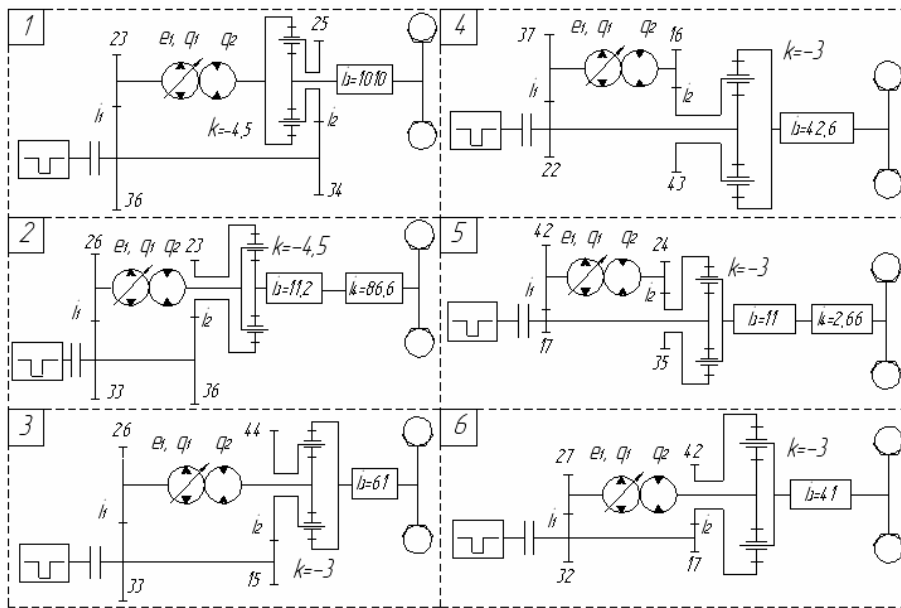


Рис. 5. Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР

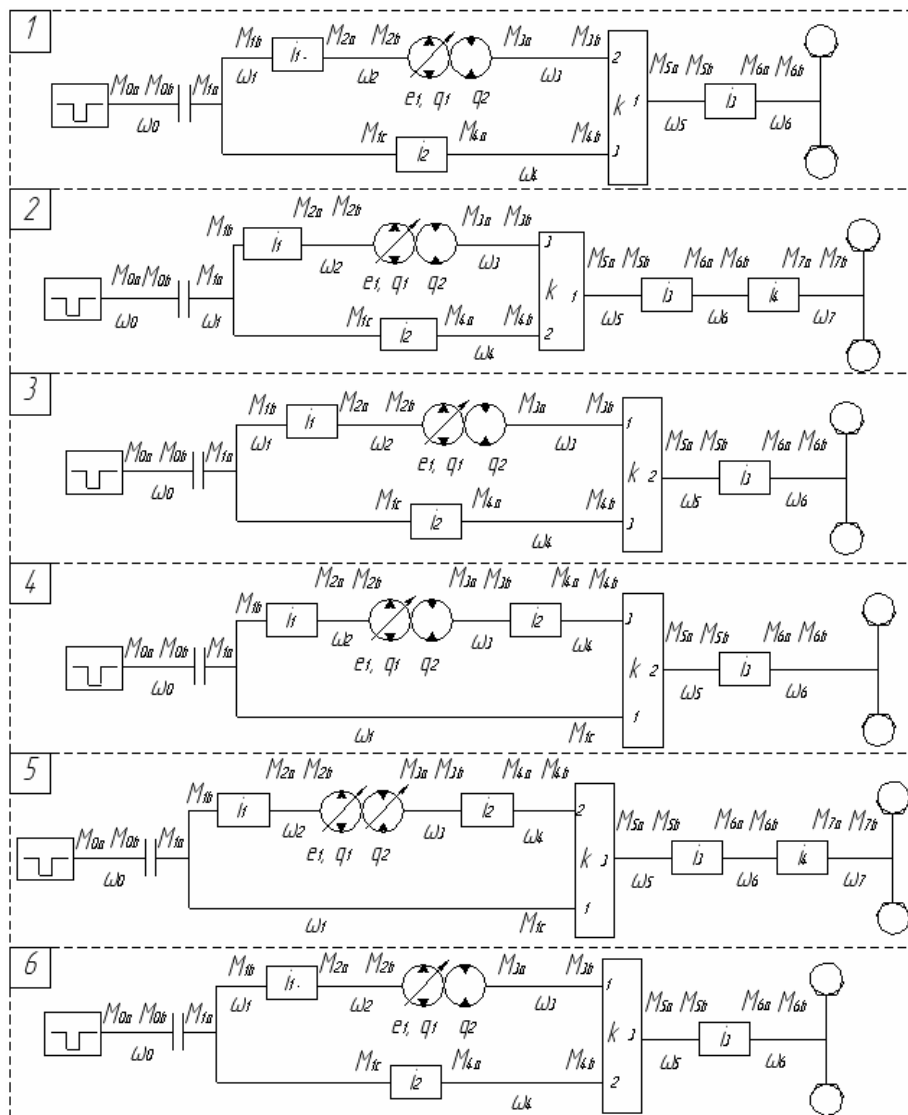


Рис. 6. Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на виході

Силкові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{0b} + M_{1a} = 0; \\ M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; \\ M_{e1X^*} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{e1^*}); \\ M_{e2X^*} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{e2^*}); \\ (M_{1c} \cdot \eta_2^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} + i_2 \cdot M_{4a}) \cdot X_2 = 0; \\ (M_{3b} \cdot \eta_2^{\ominus \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{4a}) \cdot Z_2 = 0; \\ M_{1X^*} \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{2X^*})} + \\ + M_{3X^*} = 0; \\ M_{1X^*} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{2X^*})} = 0; \\ M_{5b} \cdot \eta_3^{\ominus \text{sign}(N_{5b})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \\ (M_{6b} \cdot \eta_4^{\ominus \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a}) \cdot Y_2 = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \\ M_{4a} + M_{4b} = 0; \quad M_{5a} + M_{5b} = 0; \\ M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad (M_{6b} - G \cdot f \cdot r) \cdot \Psi_2 = 0; \\ (M_{7a} + M_{7b}) \cdot Y_2 = 0; \quad (M_{7b} - G \cdot f \cdot r) \cdot Y_2 = 0, \end{array} \right. \quad (8)$$

де Ψ_2 – коефіцієнт, що характеризує спосіб з'єднання механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР ($\Psi_2 = 1$ – для схем № 1, 3, 4, 6, $\Psi_2 = 0$ – для решти).

Значення кругового передавального відношення замкнутого контуру для схем з рис. 6 визначимо з таких виразів

– для схем № 1, 2, 3, 6

$$i_{dkbd} = -\frac{N_{4b}}{N_{3b}} = -\frac{M_{4b} \cdot \omega_4}{M_{3b} \cdot \omega_3}; \quad (9)$$

– для схем № 4, 5

$$i_{dkbd} = -\frac{N_{1c}}{N_{4b}} = -\frac{M_{1c} \cdot \omega_1}{M_{4b} \cdot \omega_4}. \quad (10)$$

При $-\infty < i_{dkbd} < 0$ відсутня циркуляція потужності в замкнутому контурі, а при $0 < i_{dkbd} < \infty$ – з'являється.

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на виході було встановлено:

– незважаючи на те, що внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду

схем № 1, 2 в розрахунках прийнято $k = -4,5$, кутові швидкості сателітів досягають 1729,0 і 1673,0 рад/с за швидкості 10 км/год (допустимо не більше 600 рад/с), що свідчить про непрацездатність даних трансмісій;

– максимальне значення ККД трансмісії у схемі № 4 – 0,870 за швидкостей 6,2–10,0 км/год. Решта схем має яскраво виражений максимум за швидкостей 5,0 – 6,0 км/год, подальше збільшення швидкості супроводжується зниженням ККД. Друге місце за значенням ККД ГОМТ посідає схема № 3 – 0,866 за швидкості 6,2 км/год;

– потужність двигуна, необхідна для виконання технологічного режиму оранки зі швидкістю 10 км/год, є мінімальною у ГОМТ № 4 – 141,8 кВт, на другому місці – схема № 3 – 150,4 кВт.

У ГОМТ з диференціалом на виході, що розглядаються, при русі переднім ходом зі швидкістю 5,5–10 км/год (для схем № 1–4, 6), 6,0–10,0 км/год (для схеми № 5) в замкнутому контурі трансмісії при

$\text{sign}\left(e \cdot \frac{de}{dV}\right) > 0$ циркуляція потужності

відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії. При русі зі швидкістю 0,02–5,5 км/год (для схем № 1 – 4, 6), 0,02–6,0 км/год (для схеми № 5) в замкнутому контурі при

$\text{sign}\left(e \cdot \frac{de}{dV}\right) < 0$ з'являється циркуляція

потужності [8], що приводить до перевантаження механічної гілки.

Висновки

Для різних з'єднань механічної та гідравлічної гілок з ланками ПР було складено кінематичні та структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході та виході, а також відповідні рівняння, що описують кінематику та силкові параметри. За результатами досліджень встановлених кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісій було визначено, що найкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 4) за заданих початкових даних є схема № 4; з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 6) – також схема № 4.

Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ на ТЗ можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як при русі переднім, так і заднім ходом.

Література

1. Прочко Е.И. Методы построения систем силовых гидрообъемных приводов колес полноприводных автомобилей: автореф. дис. на соискание учён. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»/ Е.И. Прочко. – М, 2007. – 20 с.
2. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. трудов. Темат. выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2003. – №4. – С. 3 – 19.
3. Щельцын Н.А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н.А. Щельцын, Л.А. Фрумкин, И.В. Иванов // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 11.– С. 18 – 26.
4. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №.7, Ч. 2. – С. 363 – 370.
5. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: автореф. дис. на соискание учён. степ. канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобили и тракторы» / А.В. Рогов. – Х., 2006. – 24 с.
6. Городецкий К.И. КПД объемных гидропередаточ / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С.9 – 14.
7. Красеньков В.И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.И. Красеньков, А.Д. Вашец. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
8. Бурлыга М.Б. Универсализация математических моделей гидрообъемных передаточ, работающих в составе двухпоточных бесступенчатых трансмиссий / М.Б. Булыга // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №5/5 (35). – С. 4 – 7.

Рецензент: С.Й. Ломака, профессор, к.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 15 березня 2012 р.