

А.І. Бондаренко
ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ТА
ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРООБ'ЄМНО-
МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЯХ

В роботі визначено вплив законів зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі та законів зміни гальмівного моменту на основні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій різних структур (розглядалися дві схеми: одна з диференціалом на вході, друга – з диференціалом на виході) при реалізації процесу гальмування, а також проведено порівняльний аналіз теоретичних результатів з експериментальними.

Ключові слова: експериментальне дослідження, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, гальмування.

А.И. Бондаренко
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И
ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРООБЪЕМНО-
МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЯХ

В работе определено влияние законов изменения параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи и законов изменения тормозного момента на основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий различных структур (рассматривались две схемы: одна с дифференциалом на входе, вторая - с дифференциалом на выходе) при реализации процесса торможения, а также проведен сравнительный анализ теоретических результатов с экспериментальными.

Ключевые слова: экспериментальное исследование, гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, торможение.

A. Bondarenko
COMPARATIVE ANALYSIS OF RESULTS OF EXPERIMENTAL AND THEORETICAL
RESEARCHES OF WORKING PROCESSES IN HYDROSTATIC-MECHANICAL
TRANSMISSION

In work certainly influence of laws of change of parameters of adjusting of hydraulic machine hydrostatic transmission and laws of change of brake moment on the basic parameters of hydrostatic-mechanical transmission of different structures (two charts were examined: one with a differential on the entrance, second - with a differential on an output) during realization of braking process. Set, how intensity of change of parameter of adjusting of hydraulic machine and change of brake moment influences on the overfall of working pressure in the hydrostatic transmission, angular speeds of billows, time, from the beginning of braking to the complete stop of billow of powder-like brake mechanism. The got results are analysed, comparison of theoretical results is made with experimental, an error is set boundary path by the maximal values of overfall of working pressure in the hydrostatic transmission, by twisting moments on the billows of transmissions and angular speeds of billows. A conclusion is done about expedience of the use of the examined mathematical model describing the dynamics of process of braking of hydrostatic-mechanical transmission.

Keywords: experimental research, hydrostatic-mechanical transmission, hydrostatic transmission, braking.

Постановка проблеми. Рішення задач, пов'язаних з дослідженням процесу гальмування, неможливе без використання адекватної математичної моделі. Результати теоретичного та експериментального дослідження відрізняються один від одного, проте більш достовірними, як правило, є результати, що отримані шляхом експериментальних досліджень. Саме базуючись на експериментальних даних і виконується перевірка адекватності розроблених або ж існуючих математичних моделей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Із літератури [1 – 4] відомо, що на кафедрі автомобіле- і тракторобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» розроблено лабораторний стенд, за допомогою якого може виконуватися комплексне експериментальне дослідження робочих процесів у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях (ГОМТ) на різноманітних режимах роботи. Стенд швидко переналаштовується як на роботу за схемою «диференціал на виході», так і схемою «диференціал на вході».

В роботі [5] представлена математична модель процесу гальмування, яка вміщує опис ГОМТ, взаємодії коліс з опорною поверхнею, гальмівної системи, рух непідресорених і підресорених мас з урахуванням впливу підвіски і жорсткості шин дозволяє виявити та систематизувати вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування (в тому числі із увімкненням в роботу антиблокувальної системи), умов експлуатації, законів натиснення на

педаль гальма та законів зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ різних структур, а також керованість та гальмівну ефективність. Проте, використання вище згаданої багатомасової нелінійної моделі процесу гальмування колісних тракторів з ГОМТ допустимо лише за наявності підтвердження адекватності математичної моделі ГОМТ.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в ГОМТ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити вплив законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП та законів зміни гальмівного моменту на основні параметри ГОМТ різних структур;
- скласти математичні моделі, що описують динаміку ГОМТ, які використовувалися у лабораторних стендах [3], при роботі в гальмівному режимі;
- провести порівняльний аналіз теоретичних результатів з експериментальними;
- зробити висновки, зокрема і про адекватність розглянутих математичних моделей ГОМТ.

Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в ГОМТ.

Випробування виконуються на стендах, схема яких наведена в роботі [3], в два етапи:

- на першому етапі збирається схема ГОМТ з диференціалом на виході та виконується гальмування валу порошкового гальмівного механізму спочатку лише за рахунок зміни параметра регулювання гідронасосу e_1 (при різних законах $e_1(t)$), а потім одночасно за рахунок зміни гальмівного моменту M_g та параметра регулювання гідронасосу e_1 (при різних законах $M_g(t)$ та $e_1(t)$) зі збереженням в усіх випадках кінематичного зв'язку з електродвигуном;
- на другому етапі відбувається переналаштування стенду з метою отримання схеми ГОМТ з диференціалом на вході і вже для нової схеми реалізуються ті ж самі варіанти гальмування, що і для схеми ГОМТ з диференціалом на виході.

Значення гальмівного моменту M_g , що створюється порошковим гальмівним механізмом, на пряму залежить від напруги U_g , яка задається уручну за допомогою джерела живлення [3].

В зв'язку з тим, що використання ГОП в процесі гальмування відбувається у випадку виникнення необхідності лише знизити швидкість трактора, і в рідших випадках – добитися його повної зупинки, потреба в максимальному уповільненні відсутня. Саме тому час, за який змінюється e_1 від положення, що характеризується максимальною кутовою швидкістю вала порошкового гальмівного механізму, до положення, яке відповідає повній зупинці вала, приймаємо 10 та 20 секунд (позначимо даний час, як t_{e1}), залежність $e_1(t)$ носить лінійний характер. На порошковий гальмівний механізм подається напруга 0 В.

Гальмування одночасно за рахунок зміни гальмівного моменту M_g та параметра регулювання гідронасосу e_1 при збереженні кінематичного зв'язку з електродвигуном майже не використовується в процесі експлуатації самохідних машин з ГОМТ, а якщо і застосовується, то лише у випадку екстреного гальмування, тому час зміни гальмівного моменту від нульового (в якості нульового значення приймається момент 12 Нм – створюється порошковим гальмівним механізмом за відсутності керуючої напруги) до максимального значення (позначимо даний час, як t_{Mg}) повинен бути як найменшим, прийемо 0,5 секунд. Розглянемо додатково випадок, що імітує більш повільніше гальмування – зміна гальмівного моменту від нульового до максимального значення відбувається за 5 секунд. Останній випадок досліджується лише з метою в подальшому додатково перевірити адекватність математичної моделі ГОМТ в процесі гальмування. Напруга U_g , що подається на порошковий гальмівний механізм, в обох випадках (при $t_{Mg}=0,5$ секунд та $t_{Mg}=5$ секунд) змінюється від 0,5 В до 3,0 В з кроком 0,5 В. Залежність $M_g(t)$ носить лінійний характер.

Кожен вимір проводився 3 рази. Фіксація даних припинялася в момент повної зупинки вала порошкового гальмівного механізму (час від початку гальмування до зупинки вала порошкового гальмівного механізму позначимо як $t_{\omega g=0}$). Результати експериментальних досліджень (середні значення з максимальних: перепаду робочого тиску в ГОП $|\Delta P|_{\max}$; крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна $|M_0|_{\max}$ та на валу порошкового гальмівного механізму $|M_g|_{\max}$; кутової швидкості вала гідронасоса $|\omega_{e1*}|_{\max}$, вала гідромотора $|\omega_{e2*}|_{\max}$, асинхронного електродвигуна $|\omega_0|_{\max}$, порошкового гальмівного механізму $|\omega_g|_{\max}$) зведено до табл. 1.

Таблиця 1

Результати експериментальних досліджень

t_{Mg} , с	t_{el} , с	U_g , В	$ \Delta P _{max}$, МПа	$ M_0 _{max}$, Нм	$ M_g _{max}$, Нм	$ \omega_{e1*} _{max}$, рад/с	$ \omega_{e2*} _{max}$, рад/с	$ \omega_0 _{max}$, рад/с	$ \omega_g _{max}$, рад/с	$t_{\omega g=0}$, с
ГОМТ з диференціалом на виході										
–	10,0	0	1,26	4,8	12,1	104,2	108,9	153,9	105,2	9,8
–	20,0	0	1,24	4,8	12,0	106,3	100,4	154,8	101,4	19,8
0,5	10,0	0,5	2,58	12,1	14,2	99,1	103,2	153,9	105,5	9,7
0,5	20,0	0,5	2,58	12,2	14,0	98,2	106,2	152,9	107,7	19,6
0,5	10,0	1,0	2,85	14,8	17,0	103,2	109,4	150,9	103,6	9,7
0,5	20,0	1,0	2,81	14,9	17,1	107,1	105,2	149,6	103,4	19,6
0,5	10,0	1,5	3,34	17,9	21,0	102,1	103,4	152,7	103,9	9,7
0,5	20,0	1,5	3,14	18,0	21,0	106,3	106,2	151,4	99,7	19,6
0,5	10,0	2,0	3,55	21,4	26,3	104,2	105,8	152,8	101,2	9,6
0,5	20,0	2,0	3,55	21,4	26,0	100,1	104,2	151,4	103,5	19,6
0,5	10,0	2,5	4,42	22,8	31,0	97,3	105,3	152,3	104,4	9,5
0,5	20,0	2,5	4,40	22,7	31,2	95,6	109,3	153,1	107,8	19,4
0,5	10,0	3,0	4,80	30,2	40,0	102,4	108,2	150,2	109,7	9,4
0,5	20,0	3,0	4,79	30,9	40,0	106,1	107,3	148,4	108,7	18,8
5,0	10,0	0,5	2,40	5,7	14,0	101,9	107,2	155,7	106,4	9,8
5,0	20,0	0,5	2,39	5,9	14,0	101,7	107,1	155,1	102,4	19,8
5,0	10,0	1,0	2,70	7,8	17,0	100,3	107,0	148,7	103,9	9,8
5,0	20,0	1,0	2,68	7,9	17,2	103,2	106,6	149,3	108,1	19,7
5,0	10,0	1,5	3,24	8,4	21,0	99,7	106,2	155,4	99,7	9,7
5,0	20,0	1,5	3,14	8,6	21,0	101,2	106,4	153,0	101,2	19,7
5,0	10,0	2,0	3,51	10,1	26,0	97,1	106,8	150,7	102,4	9,6
5,0	20,0	2,0	3,50	10,2	26,0	99,2	106,4	151,0	103,2	19,6
5,0	10,0	2,5	4,38	10,9	30,5	98,2	106,1	147,5	105,4	9,5
5,0	20,0	2,5	4,12	10,8	31,0	103,4	105,4	148,9	107,8	19,4
5,0	10,0	3,0	4,80	14,8	40,0	98,8	104,4	152,9	103,6	9,4
5,0	20,0	3,0	4,78	14,8	40,3	110,1	103,9	151,4	108,7	19,2
ГОМТ з диференціалом на виході										
–	10,0	0	1,08	8,8	12,0	159,9	108,9	155,2	105,4	9,8
–	20,0	0	1,06	8,8	12,0	162,1	108,1	151,4	103,7	19,8
0,5	10,0	0,5	6,39	22,9	14,0	143,2	108,5	154,4	105,7	9,8
0,5	20,0	0,5	6,38	23,0	14,0	145,3	106,5	153,2	105,9	19,7
0,5	10,0	1,0	7,62	24,9	17,0	149,8	106,9	155,2	101,2	9,7
0,5	20,0	1,0	7,61	24,9	17,2	151,1	107,8	154,3	103,8	19,7
0,5	10,0	1,5	8,98	30,1	21,0	152,3	108,4	152,9	99,4	9,7
0,5	20,0	1,5	8,97	30,4	21,0	155,2	109,9	148,2	102,5	19,7
0,5	10,0	2,0	10,93	34,8	26,0	157,2	110,4	150,1	108,0	9,6
0,5	20,0	2,0	10,91	35,1	26,3	159,3	109,7	152,4	110,4	19,6
0,5	10,0	2,5	12,48	39,1	31,0	160,4	108,1	152,9	108,9	9,5
0,5	20,0	2,5	11,93	42,2	31,3	155,3	106,9	150,4	99,8	19,4
0,5	10,0	3,0	14,78	47,6	40,0	153,2	107,3	147,6	97,4	9,4
0,5	20,0	3,0	14,73	47,9	40,0	151,1	108,0	148,4	103,7	19,2
5,0	10,0	0,5	4,51	9,8	14,0	149,3	109,4	149,2	101,8	9,8
5,0	20,0	0,5	4,50	10,0	14,2	149,8	110,6	155,5	104,4	19,8
5,0	10,0	1,0	5,01	13,0	17,0	150,1	108,9	153,9	107,1	9,8
5,0	20,0	1,0	5,00	13,0	17,0	152,2	105,5	153,2	99,9	19,7
5,0	10,0	1,5	6,11	13,2	21,0	147,4	108,1	153,1	101,7	9,7
5,0	20,0	1,5	6,07	13,4	20,0	145,4	107,5	153,0	102,4	19,7
5,0	10,0	2,0	7,76	14,2	25,0	144,3	109,4	148,1	104,5	9,6
5,0	20,0	2,0	7,72	14,3	26,0	149,2	108,2	154,0	106,1	19,6
5,0	10,0	2,5	8,54	15,9	31,2	147,2	108,1	139,7	103,2	9,5
5,0	20,0	2,5	8,49	16,0	31,0	143,2	108,0	154,4	104,5	19,4
5,0	10,0	3,0	11,30	19,8	40,0	145,2	107,5	155,2	103,1	9,4
5,0	20,0	3,0	11,20	19,9	40,0	147,1	108,3	153,1	107,3	19,0

Теоретичне моделювання процесу гальмування не можливе без наявності інформації стосовного функціональної залежності між керуючим сигналом U_g та гальмівним моментом M_g на валу поршкового гальмівного механізму. В процесі теоретичного дослідження максимальне значення створюваного гальмівного моменту M_g для кожного значення керуючого сигналу бралось саме із результатів, що отримані експериментальним шляхом, закони зміни $M_g(t)$ (як теоретичний, так і експериментальний) при цьому максимально зберегли наближеність один до одного.

В якості енергетичного джерела в стендах застосовувався асинхронний електродвигун А2-72-411 [3]. Асинхронні електродвигуни вже протягом багатьох десятиріч широко використовуються в майже усіх галузях промисловості. Вони є незамінними в приводах токарних і свердлувальних верстатів, циркулярних пил пилорам, підйомних кранів і лебідок, ліфтів в житлових будинках, у сільському господарстві для приводу віялок, барабанів молотарок, зерноавантажувачів і т.п. Саме тому моделювання роботи складних систем з асинхронними електродвигунами, дослідження динаміки таких електродвигунів є постійно актуальним питанням [6 – 9], навіть в підсистемі Simulink програми Matlab в бібліотеці демонстраційних моделей наведена динамічна модель асинхронного електродвигуна. Моделювання роботи асинхронного електродвигуна [3] буде відбуватися з використанням стандартної моделі з Matlab.

Математичні моделі, що описують зміну кінематичних та силових параметрів в ГОМТ з диференціалом на виході та диференціалом на вході наведені нижче (для схеми ГОМТ з диференціалом на виході математична модель описується системою рівнянь (1), (3), для ГОМТ з диференціалом на вході – системою рівнянь (2), (4)), розрахункові схеми ГОМТ наведені на рис. 1.

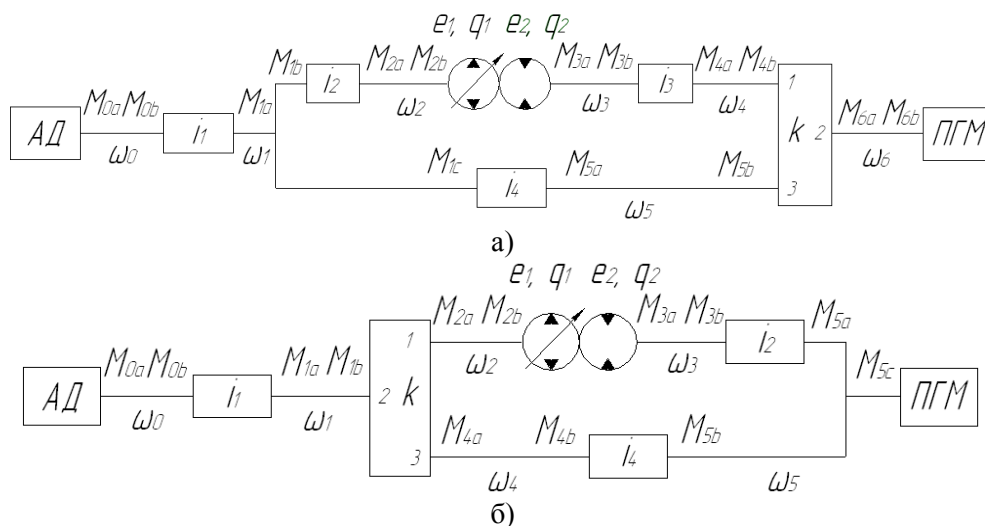


Рис. 1. Розрахункові схеми ГОМТ: а – з диференціал на виході; б – з диференціал на вході; АД – асинхронний електродвигун; ПГМ – порошковий гальмівний механізм.

Система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів трансмісії:
– ГОМТ з диференціалом на виході:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_0 \cdot i_1 - \dot{\omega}_1 = 0; & \dot{\omega}_1 \cdot i_2 - \dot{\omega}_2 = 0; \\ \dot{\omega}_1 \cdot i_4 - \dot{\omega}_5 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_2 + q_1 \cdot \omega_2 \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_3 - q_2 \cdot \omega_3 \cdot \dot{e}_2 = \\ = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_2|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_3|) \right) \cdot \Delta P + \\ + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_2| + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P; \\ \dot{\omega}_3 \cdot i_3 - \dot{\omega}_4 = 0; & \dot{\omega}_4 - k \cdot \dot{\omega}_6 + (k - 1) \cdot \dot{\omega}_5 = 0; \end{cases} \quad (1)$$

– ГОМТ з диференціалом на вході:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\omega}_0 \cdot i_1 - \dot{\omega}_1 = 0; \\ \dot{\omega}_2 - k \cdot \dot{\omega}_1 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_4 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_2 + q_1 \cdot \omega_2 \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_3 - q_2 \cdot \omega_3 \cdot \dot{e}_2 = \\ = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_2|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_3|) \right) \cdot \Delta P + \\ + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_2| + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P; \\ \dot{\omega}_3 \cdot i_2 - \dot{\omega}_5 = 0; \quad \dot{\omega}_4 \cdot i_4 - \dot{\omega}_5 = 0, \end{array} \right. \quad (2)$$

де $\dot{\omega}_0$ – кутове прискорення валу електродвигуна;

i_j – передавальне відношення редуктора;

$\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення ланки;

k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду [10 – 13];

e_1, e_2 – параметри регулювання ГОП;

q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин;

K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i=1$) і для гідромотора ($i=2$);

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

ΔP – перепад робочого тиску в ГОП;

Силкові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

– ГОМТ з диференціалом на виході:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \quad M_{1b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1b})} + i_2 \cdot M_{2a} = 0; \\ M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_2); \\ M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_3); \\ M_{3b} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_3 \cdot M_{4a} = 0; \quad M_{1c} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1c})} + i_4 \cdot M_{5a} = 0; \\ M_{4b} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + M_{6a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6a})} + M_{5b} = 0; \\ M_{4b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + M_{6a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6a})} = 0; \quad M_{0a} + M_{0b} = 0; \\ M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \\ M_{4a} + M_{4b} = 0; \quad M_{5a} + M_{5b} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{6b} = M_g(t); \end{array} \right. \quad (3)$$

– ГОМТ з диференціалом на вході:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \\ M_{2a} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2a})} + M_{1b} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1b})} + M_{4a} = 0; \\ M_{2a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2a})} + M_{1b} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1b})} = 0; \\ M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_2); \\ M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_3); \\ M_{3b} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a} = 0; \quad M_{4b} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_4 \cdot M_{5b} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; \quad M_{5c} = M_g(t). \end{array} \right. \quad (4)$$

де M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок;

η_j – коефіцієнт корисної дії редуктора;

Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta=0$ – без урахування втрат, $\Theta=-1$ з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях);

N_{nm} – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ);

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [10 – 13], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску ΔP ;

η_{13}, η_{23} – ККД в зубчатих зачепленнях сонце-сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів.

Для порівняння експериментальних результатів з теоретичними вираховані в процесі кожного дослідження максимальні значення: перепаду робочого тиску в ГОП $|\Delta P|_{\max}$; крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна $|M_0|_{\max}=|M_{0a}|_{\max}$ та на валу порошкового гальмівного механізму $|M_g|_{\max}$ ($|M_g|_{\max}=|M_{6b}|_{\max}$ – для ГОМТ з диференціалом на виході, ($|M_g|_{\max}=|M_{5c}|_{\max}$ – для ГОМТ з диференціалом на вході); кутової швидкості вала гідронасоса $|\omega_{e1*}|_{\max}=|\omega_2|_{\max}$, вала гідромотора $|\omega_{e2*}|_{\max}=|\omega_3|_{\max}$, асинхронного електродвигуна $|\omega_0|_{\max}$, порошкового гальмівного механізму $|\omega_g|_{\max}$ ($|\omega_g|_{\max}=|\omega_6|_{\max}$ – для ГОМТ з диференціалом на виході, $|\omega_g|_{\max}=|\omega_5|_{\max}$ – для ГОМТ з диференціалом на вході), а також встановлено час від початку гальмування до зупинки вала порошкового гальмівного механізму $t_{\omega g=0}$ (табл. 2) за допомогою програмної реалізації, що розроблена в системі Matlab, а точніше – підсистемі моделювання динамічних процесів Simulink.

Таблиця 2

Результати теоретичних досліджень

$t_{Mg},$ с	$t_{el},$ с	$U_g,$ В	$ \Delta P _{\max},$ МПа	$ M_0 _{\max},$ Нм	$ M_g _{\max},$ Нм	$ \omega_{e1*} _{\max},$ рад/с	$ \omega_{e2*} _{\max},$ рад/с	$ \omega_0 _{\max},$ рад/с	$ \omega_g _{\max},$ рад/с	$t_{\omega g=0},$ с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ГОМТ з диференціалом на виході										
–	10,0	0	1,15	4,4	12,0	102,0	106,4	152,9	103,6	9,9
–	20,0	0	1,14	4,6	12,0	102,0	106,4	152,9	103,6	19,9
0,5	10,0	0,5	2,37	12,7	14,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,8
0,5	20,0	0,5	2,36	12,9	14,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,8
0,5	10,0	1,0	2,66	14,5	17,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,8
0,5	20,0	1,0	2,65	14,7	17,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,7
0,5	10,0	1,5	3,05	17,0	21,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,7
0,5	20,0	1,5	3,04	17,3	21,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,7
0,5	10,0	2,0	3,54	20,0	26,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,6
0,5	20,0	2,0	3,53	20,3	26,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,6
0,5	10,0	2,5	4,03	23,2	31,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,5
0,5	20,0	2,5	4,02	23,4	31,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,4
0,5	10,0	3,0	4,90	28,7	40,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,4
0,5	20,0	3,0	4,89	28,9	40,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,2
5,0	10,0	0,5	2,36	6,2	14,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,8
5,0	20,0	0,5	2,35	6,4	14,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,8
5,0	10,0	1,0	2,65	7,1	17,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,8
5,0	20,0	1,0	2,64	7,3	17,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,7
5,0	10,0	1,5	3,04	8,4	21,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,7
5,0	20,0	1,5	3,03	8,6	21,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,7
5,0	10,0	2,0	3,52	9,9	26,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,6
5,0	20,0	2,0	3,51	10,1	26,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,6
5,0	10,0	2,5	4,00	11,5	31,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,5
5,0	20,0	2,5	3,99	11,6	31,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,4
5,0	10,0	3,0	4,85	14,3	40,0	101,9	106,4	152,9	103,6	9,4
5,0	20,0	3,0	4,84	14,5	40,0	101,9	106,4	152,9	103,6	19,2
ГОМТ з диференціалом на вході										
–	10,0	0	1,00	8,9	12,0	149,8	108,5	152,9	105,1	9,9
–	20,0	0	0,99	8,9	12,0	150,0	108,5	153,0	105,1	19,9
0,5	10,0	0,5	6,36	21,9	14,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,8
0,5	20,0	0,5	6,35	22,0	14,0	149,8	108,5	152,9	105,1	19,8
0,5	10,0	1,0	7,33	24,8	17,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,8
0,5	20,0	1,0	7,32	24,9	17,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,7

Продовження табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,5	10,0	1,5	8,62	28,8	21,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,7
0,5	20,0	1,5	8,61	30,0	21,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,7
0,5	10,0	2,0	10,24	33,7	26,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,6
0,5	20,0	2,0	10,23	33,9	26,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,6
0,5	10,0	2,5	11,86	38,7	31,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,5
0,5	20,0	2,5	11,85	38,9	31,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,4
0,5	10,0	3,0	14,77	47,6	40,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,4
0,5	20,0	3,0	14,76	47,8	40,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,2
0,5	10,0	0,5	4,36	9,9	14,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,8
0,5	20,0	0,5	4,35	10,0	14,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,8
0,5	10,0	1,0	5,05	11,9	17,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,8
0,5	20,0	1,0	5,04	12,0	17,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,7
0,5	10,0	1,5	5,98	12,3	21,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,7
0,5	20,0	1,5	5,97	12,5	21,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,7
0,5	10,0	2,0	7,14	14,0	26,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,6
0,5	20,0	2,0	7,13	14,2	26,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,6
0,5	10,0	2,5	8,30	15,8	31,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,5
0,5	20,0	2,5	8,29	15,8	31,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,4
0,5	10,0	3,0	10,40	19,1	40,0	149,8	108,5	153,0	105,1	9,4
0,5	20,0	3,0	10,40	19,2	40,0	149,8	108,5	153,0	105,1	19,2

В зв'язку з тим, що в математичну модель порошкового гальмівного механізму закладено результати, які отримані шляхом експериментальних досліджень ГОМТ, розбіжність між теоретичними та експериментальними значеннями крутного моменту на валу порошкового гальмівного механізму $|M_g|_{\max}$ не перевищує 1,41%.

З метою збереження працездатності стендів, максимальний гальмівний момент задавався $M_g=40$ Нм. Збільшення гальмівного моменту M_g призводить до зменшення часу від початку гальмування до повної зупинки валу порошкового гальмівного механізму $t_{\omega g=0}$ та суттєвого підвищення перепаду робочого тиску в ГОП ΔP

Висновки.

1. В результаті експериментального дослідження було встановлено, що чим нижче інтенсивність зміни параметра регулювання гідронасоса та повільніше наростання гальмівного моменту, тим менше перепад робочого тиску в ГОП, на інші параметри розглянутих ГОМТ закони $e_1(t)$ та $M_g(t)$ в процесі гальмування суттєво не впливали.

2. Збільшення гальмівного моменту призводить до зменшення часу від початку гальмування до повної зупинки валу порошкового гальмівного механізму та суттєвого підвищення перепаду робочого тиску в ГОП.

3. В результаті порівняння теоретичних результатів з експериментальними, не залежно від схеми ГОМТ, було встановлено:

– найбільша похибка не перевищує 8,82% [14] при визначенні максимального перепаду робочого тиску в ГОП, 8,97% – для крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна, 7,46% – для кутової швидкості вала гідронасоса, 2,74% – для кутової швидкості вала гідромотора, 1,80% – для кутової швидкості вала асинхронного електродвигуна, 5,56% – для кутової швидкості вала порошкового гальмівного механізму, 2,13% – для часу від початку гальмування до повної зупинки валу порошкового гальмівного механізму (в математичну модель порошкового гальмівного механізму в якості початкових даних закладено закон зміни гальмівного моменту аналогічний тому, який отримано в результаті експериментальних досліджень);

– найбільша похибка не перевищує 5,93% при визначенні максимального перепаду робочого тиску в ГОП, 6,01% – для крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна, 1,12% – для кутової швидкості вала гідронасоса, 2,71% – для кутової швидкості вала гідромотора, 4,93% – для кутової швидкості вала порошкового гальмівного механізму (в математичну модель в якості початкових даних закладено закон зміни гальмівного моменту та закон зміни кутової швидкості вала асинхронного електродвигуна, які були отримані шляхом експериментальних досліджень).

4. Експериментальним шляхом в лабораторних умовах повністю доведена адекватність математичних моделей ГОМТ (1) – (4), що використовувалися для теоретичного моделювання

роботи стенду в гальмівному режимі. Саме цей підхід [10] для складання математичних моделей рекомендується і для опису ГОМТ в ході моделювання процесу гальмування трактора.

1. Митцель Н.А. Датчик крутящего момента / Н.А. Митцель // Вісник НТУ «ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – 2014. – № 48 (1090). – С. 3 – 9.
2. Кожушко А.П. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів у безступінчатих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет, 2014. – С. 181 – 184.
3. Самородов В.Б. Експериментальне дослідження робочих процесів у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях з диференціалом на вході та з диференціалом на виході / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. – 2014. – № 39. – С. 60 – 67.
4. Samorodov V.B. Experimental Appropriateness Verification of K. Gorodetsky's Mathematical Model for Losses Determination in Hydrostatic Transmissions for Modern Hydraulic Machines / V.B. Samorodov, S.A. Shuba, O.I. Derkach, V.M. Shevtzov, N.A. Mittsel // Eastern European Scientific Journal: Düsseldorf (Germany): Auris Verlag. – 2014. – № 6. – P. 285 – 291.
5. Бондаренко А.І. Просторова математична модель процесу гальмування колісного трактора FENDT 926 VARIO / А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Математика та кібернетика – фундаментальні та прикладні аспекти. – 2011. – № 5/4 (53). – С. 47 – 51.
6. Омельченко Е.Я. Моделирование на ЭВМ переходных процессов в асинхронном электроприводе / Е.Я. Омельченко, А.В. Харламов // Электротехнические системы и комплексы. – 1998. – № 4. – С. 36 – 42.
7. Омельченко Е.Я. Математическая модель асинхронного электродвигателя с фазным ротором / Е.Я. Омельченко // Электротехнические системы и комплексы. – 2006. – № 12. – С. 100 – 108.
8. Сыромятников И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей / Сыромятников И.А. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.
9. Ковач К. Переходные процессы в машинах переменного тока / К. Ковач, И. Рац. – М.: Госэнергоиздат, 1963. – 74 с.
10. 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.
11. Самородов В.Б. Методика плотной упаковки матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга // Автомобильный транспорт. – 2003. – № 13. – С. 91 – 98.
12. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение. – 1998. – №1. – С. 109 – 115.
13. 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.
14. Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М.: «Наука», 1970. – 104 с.

Стаття надійшла до редакції 24.12.2014.