

ДОРОЖНІ ВИПРОБУВАННЯ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ДВОПОТОКОВОЮ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Самородов Вадим Борисович

доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "ХПІ"

Кожушко Андрій Павлович, Мітцель Микола Олександрович

аспіранти, Національний технічний університет "ХПІ"

ROAD TESTING OF WHEELED TRACTOR WITH INPUT-COUPLED POWER-SPLIT TRANSMISSION

Самородов Вадим Борисович, доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет "ХПИ"

Кожушко Андрей Павлович, аспирант, Национальный технический университет "ХПИ"

Митцель Николай Александрович, аспирант, Национальный технический университет "ХПИ"

Samorodov V. B., doctor of technical sciences, professor, National Technical University "KhPI"

Kozhushko A. P., graduate student, National Technical University "KhPI"

Mitsel N. A., graduate student, National Technical University "KhPI"

АНАТОЦІЯ

В роботі представлено динамічну математичну модель двопотокової гідрооб'ємно-механічної трансмісії типу з диференціалом "на виході" та результати експериментального дослідження, отримані на першому українському тракторі з ГОМТ виробництва ПАТ "ХТЗ". Показано датчики та реєструючу апаратуру, що була використана під час випробувань. Представлено теоретичні та експериментальні графіки основних параметрів, та зроблені висновки щодо адекватності математичної моделі.

Ключові слова: трактор, трансмісія, безступінчаста трансмісія, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, експериментальне дослідження.

SUMMARY

The paper presents a dynamic mathematical model of input-coupled power-split hydrovolumetric mechanical transmission and the results of the pilot study received the first Ukrainian HVMT tractor of production of JSC "KhTZ". Described Sensors and recording equipment that was used during testing. Theoretical and experimental graphic main parameters and conclusions on the adequacy of the mathematical model

Key words: tractor, transmission, continuously variable transmission, hydrovolumetric mechanical transmission, experimental research.

Постановка проблеми. Задача підвищення техніко-економічних показників машинно-тракторних агрегатів, а також покращення умов праці оператора-водія вирішується за рахунок оснащення тракторів передовими безступеневими двопотоковими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ). Автоматизація процесу керування, зокрема використання того чи іншого варіанту розгону і гальмування є нагальною проблемою, яка вимагає вирішення. Україна – перша і поки що єдина країна на пострадянському просторі де було розроблено, спроектовано та виготовлено тракторну (ГОМТ). Дана трансмісія є принципово новою, що вимагає використовувати нові оригінальні методи при її експериментальному дослідженні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Авторами статті вже випущено ряд публікацій, присвячених експериментальному та теоретичному дослідженню ГОМТ од-

нією з останніх є робота, присвячена перевірці адекватності математичної моделі, що запропонована в роботах [1,2]. Шляхом порівняння теоретичних результатів з експериментальними даними, отриманими у результаті дослідження перехідних процесів ГОМТ в лабораторних умовах [1,2] доведена адекватність використовуваної математичної моделі та встановлено, що похибка в процесі дослідження розгону не перевищує 9,81%. Проте експериментальному дослідженню ГОМТ у складі трактора не присвячена жодна із відомих публікацій, що доступна для широкого загалу.

Об'єктом досліджень виступає колісний трактор потужністю 160 – 175 кВт з ГОМТ-1С, що розроблена НТУ «ХПІ» та ПАТ «ХТЗ», кінематична схема та 3D зображення трансмісії наведені на рис. 1 [3]. На рис. 2 представлено структурна схема досліджуваної трансмісії ГОМТ-1С.

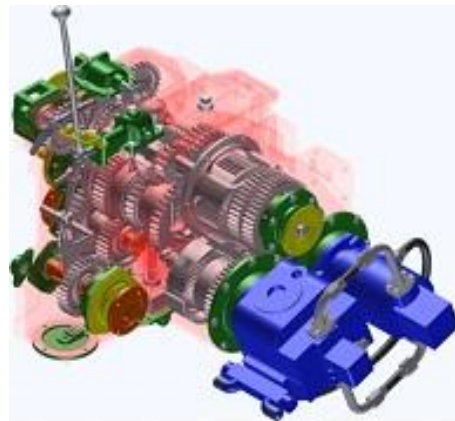
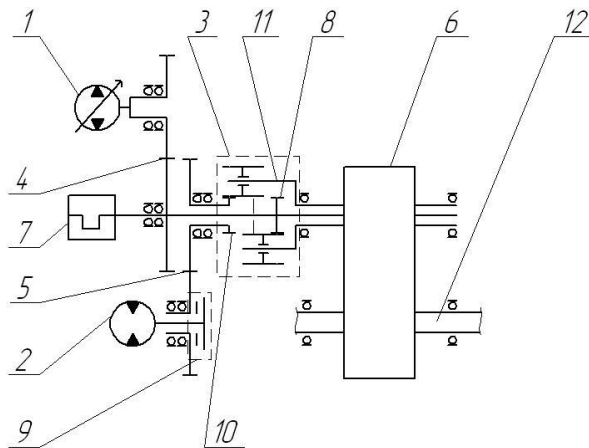


Рисунок 1 – Перспективна ГОМТ-1С для колісного трактора потужністю 160 – 175 кВт, що розроблена НТУ «ХПІ» і ПАТ «ХТЗ» а – кінематична схема; б – 3-D зображення ГОМТ-1С; 1 – гідронасос; 2 – гідромотор; 3 – ПР; 4, 5 – зубчасті передачі; 6 – пристрій для перемикання діапазонів; 7 – двигун; 8, 10 – сонячні шестірні; 9 – фрикційна муфта; 11 – водило; 12 – вихідний вал.

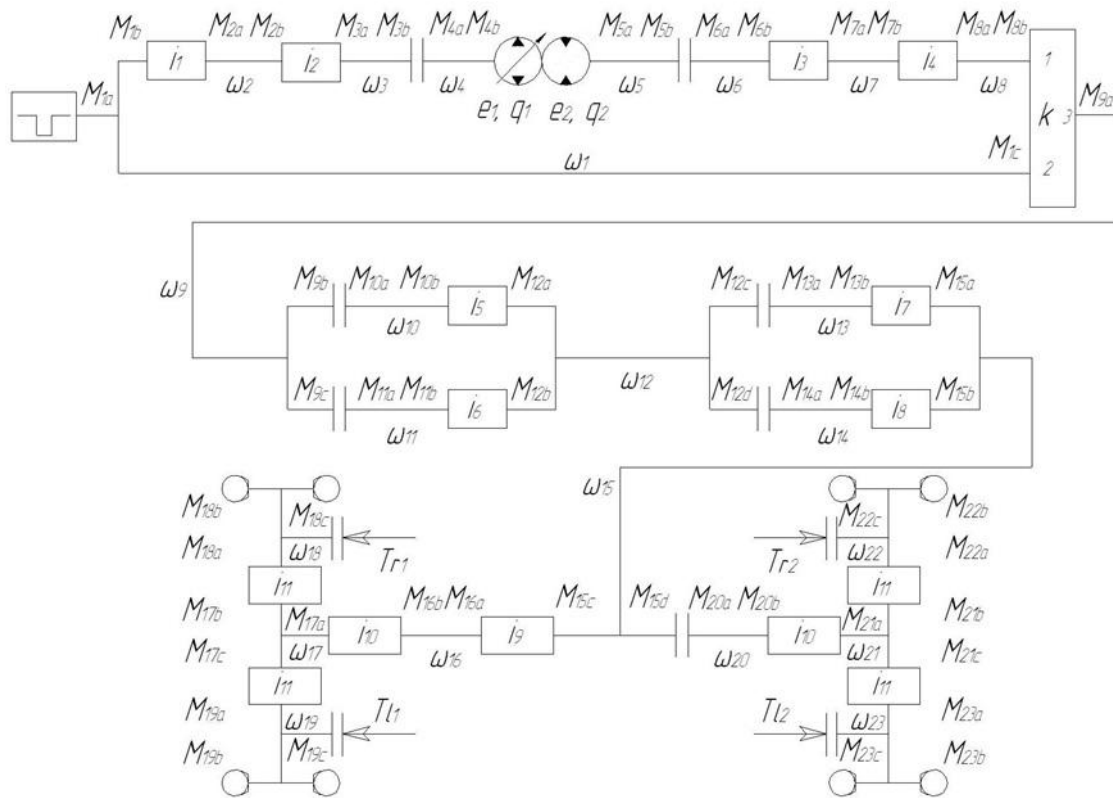


Рисунок 2 – Структурна схема трансмісії ГОМТ-1С

Процес розгону колісного трактора моделюється на основі публікацій [4–8]. Зокрема, матеріали з роботи [6,7] будуть використовуватись для складання математичної моделі двигуна внутрішнього згорання, яка буде враховувати завантаження двигуна внутрішнього згорання по крутному моменту, частоті обертання колінчастого валу, а також закон зміни коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива. На основі робіт [4,5] буде моделюватись математична модель трансмісії, яка описуватиме динамічні процеси в ГОМТ та враховуватиме закони зміни параметрів регулювання гідромашин гідروб'ємної передачі (ГОП). В даній роботі також використовуватимуться доволі розповсюджені математичні моделі, що наведені в публікаціях [4 – 5, 8], які описують взаємодію коліс з опорною поверхнею.

Метою даної роботи є аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів у безступінчастій ГОМТ, яка встановлюється на колісний трактор ХТЗ.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- розглянути та проаналізувати розгін колісного трактора з ГОМТ-1С;
- перевірити адекватність складеної математичної моделі [2–8] процесу розгону колісного трактора з ГОМТ-1С;

Експериментальне дослідження. В ході експериментального дослідження фіксувались такі показники, як: тиск в високій та низькій магістралі; кутові швидкості колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання та коліс; зміна параметрів регулювання гідромашин ГОП. На рис. 3 приведено структурну схему вимірювального комплексу змонтованого на тракторі.

Згідно ГОСТ 17108-86 науково-дослідницькі випробування належать до першої групи точності. Допустимі значення сумарної похибки визначення параметрів наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Допустиме відхилення від середнього арифметичного значення по ГОСТ 17108-86

Параметр	Допустиме відхилення від середнього арифметичного значення для групи точності		
	1	2	3
Тиск вище 0,2 МПа,%	±0,5	±1,5	±2,5
Температура РР, °С	±1,0	±2,0	±4,0
Частота обертання,%	±0,5	±1,0	±2,0
Крутний момент,%	±0,5	±1,5	±2,5

Вибір реєструючої та вимірювальної апаратури проводився з урахуванням вимог по точності вимірювання, швидкості протікання досліджуваних процесів, числу реєстрованих величин, способу збереження отриманої інформації.

Мінімальна частота опитування датчиків модулем АЦП Е14-140М визначалась за датчиком ІДС встановленим на вихідному валу роздавальної коробки

$$v = \frac{n_{ПНГ}^{max} \cdot z_{ПНГ}}{60} \quad (1)$$

де $n_{ПНГ}^{max}$ – максимальні розрахункові оберти вала на транспортному діапазоні об/хв;

$z_{ПНГ}$ – кількість зубів імпульсного колеса.

Розрахунок дав значення $\nu' = 1206$ Гц, проте, задля недопущення пропусків корисного сигналу, під час проведення експерименту була встановлена частота опитування датчиків $\nu = 2000$ Гц.

Перерахунок сигналів датчика ІДС, датчика Холла, датчиків температури, датчиків надлишкового тиску, багатоборотного потенціометру у фізичні величини відбувався за виведеними апроксимуючими рівняннями (табл.2).

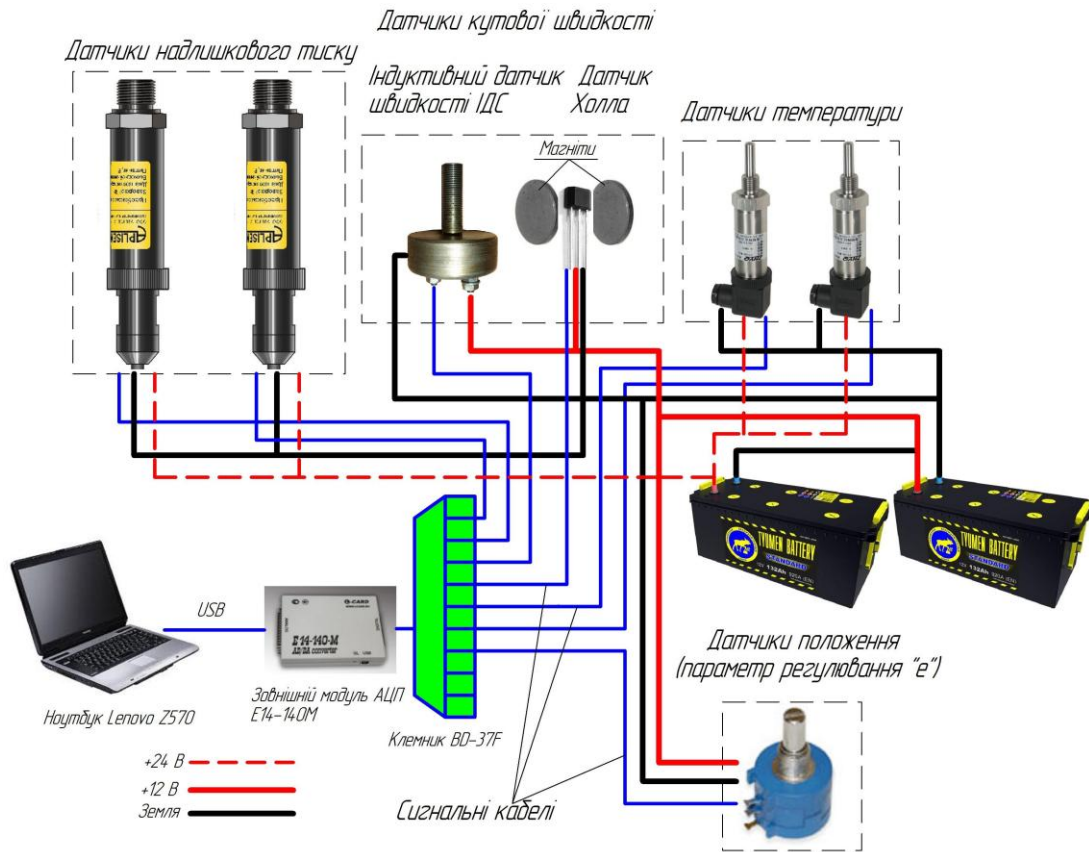


Рисунок 3 – Структурна схема вимірювального комплексу, розміщеного на тракторі ХТЗ з ГОМТ-1С

Методика обробки файлів-звітів експерименту

№ каналу на клемнику АЦП	Позн., од. вимір.	Рівняння для перерахунку
1 канал (швидкість вала РК, датчик ІДС)	ω_{PK} [с-1]	$\omega_i^X = \frac{60}{(t_i^\Phi - t_i^H)} \cdot \frac{\pi}{30}$ $z_{ДВЗ} = 1; z_{PK} = 16;$ $t_i^\Phi \text{ – кінець періоду "зуб-западина", с; } t_i^H \text{ – початок періоду "зуб-западина", с; } i \text{ – номер періоду.}$
2 канал (швидкість колінчастого валу ДВЗ, датчик Холла)	$\omega_{ДВЗ}$ [с-1]	
3 канал (надлишковий тиск на вході в насос)	P_1 [МПа]	$P_{1i} = x_i \cdot 4,02$
4 канал (надлишковий тиск на виході з насосу)	P_2 [МПа]	$P_{2i} = x_i \cdot 4,04$
5 канал (температура рідини в дренажі насосу)	T_1 [оС]	$T_{1i} = x_i \cdot 13,07$
6 канал (температура рідини на вході в радіатор)	T_2 [оС]	$T_{2i} = x_i \cdot 13,01$
7 канал (параметр регулювання)	e	$e_i = \frac{x_i - 7,46}{0,789}$

* x_i – поточне значення вольтового сигналу в момент часу t

Теоретичне дослідження. В результаті аналізу останніх досліджень було складено єдину математичну модель процесу розгону колісного трактора з ГОМТ в системі програмної реалізації Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink (рис. 4).

Дана програмна реалізація дозволяє змоделювати розгін трактора при різних кутах підйому земельної по-

верхні, змінювати параметри трансмісії (блок «Математична модель ГОМТ»), змінювати характеристики двигуна внутрішнього згорання (блок «Математична модель двигуна»), і т.п. Також слід зазначити, що змінювати час процесу розгону, відповідно швидкість руху можна за допомогою блоків «Закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$)».

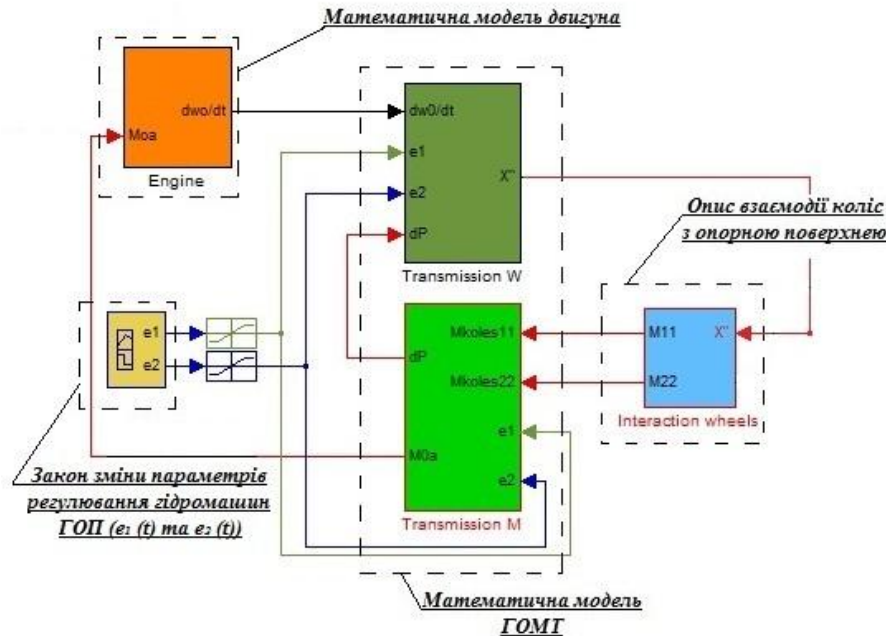


Рисунок 4 – Програмна реалізація математичної моделі в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink

Математична модель для ГОМТ, які приведені на рис. 1–2, складається з наступної системи рівнянь: – система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

$$\begin{cases}
 \dot{\omega}_1 \cdot i_1 - \dot{\omega}_2 = 0; \dot{\omega}_2 \cdot i_2 - \dot{\omega}_3 = 0; \dot{\omega}_3 - \dot{\omega}_4 = 0; \\
 e_1(t) \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_4 + q_1 \cdot \omega_4 \cdot \dot{e}_1(t) - e_2(t) \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_5 - q_2 \cdot \omega_5 \cdot \dot{e}_2(t) = \\
 = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_4|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_5|) \right) \cdot dP + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_4|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_5|}{dt} \right) \cdot dP; \\
 \dot{\omega}_5 - \dot{\omega}_6 = 0; \dot{\omega}_6 \cdot i_3 - \dot{\omega}_7 = 0; \dot{\omega}_7 \cdot i_4 - \dot{\omega}_8 = 0; \dot{\omega}_8 - k \cdot \dot{\omega}_1 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_9 = 0; \\
 \dot{\omega}_{10} \cdot i_5 - \dot{\omega}_{12} = 0; \dot{\omega}_{11} \cdot i_6 - \dot{\omega}_{12} = 0; \dot{\omega}_{13} \cdot i_7 - \dot{\omega}_{15} = 0; \dot{\omega}_{14} \cdot i_8 - \dot{\omega}_{15} = 0; \\
 \dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{10} = 0, \dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_{14} = 0 (I - d); \dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{11} = 0, \dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_{14} = 0 (II - d); \\
 \dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{10} = 0, \dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_{13} = 0 (III - d); \dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{11} = 0, \dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_{13} = 0 (IV - d); \\
 \dot{\omega}_{15} \cdot i_9 - \dot{\omega}_{16} = 0; \dot{\omega}_{16} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{17} = 0; \dot{\omega}_{17} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{18} = 0; \dot{\omega}_{17} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{19} = 0; \\
 (\dot{\omega}_{15} - \dot{\omega}_{20}) \cdot Y = 0; \dot{\omega}_{20} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{21} = 0; \dot{\omega}_{21} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{22} = 0; \\
 \dot{\omega}_{21} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{23} = 0,
 \end{cases} \tag{2}$$

де $\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення ланки;
 i_j – передавальне відношення редуктора;
 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;

ω_4, ω_5 – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора;
 dP – перепад робочого тиску в ГОП;
 k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;
 Y – коефіцієнт, який характеризує діапазон руху (при $Y=0$ транспортний, при $Y=1$ – тяговий);
 – силові параметри ГОМТ описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{cases}
 M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; M_{2b} \cdot \eta_2^{\ominus \text{sign}(N_{2b})} + i_2 \cdot M_{3a} = 0; M_{3b} + M_{4a} = 0; M_{4b} - e_1(t) \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4); \\
 M_{5a} + e_2(t) \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_5); \Delta M_1 = \Delta M_1(\omega_4, \Delta P); \Delta M_2 = \Delta M_2(\omega_5, \Delta P); M_{6b} \cdot \eta_3^{\ominus \text{sign}(N_{6b})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; \\
 M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; M_{5b} + M_{6a} = 0; M_{8b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} + M_{9a} = 0; \\
 M_{8b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} = 0; M_{10b} \cdot \eta_5^{\ominus \text{sign}(N_{10b})} + i_5 \cdot M_{12a} = 0; M_{11b} \cdot \eta_6^{\ominus \text{sign}(N_{11b})} + i_6 \cdot M_{12b} = 0; \\
 M_{13b} \cdot \eta_7^{\ominus \text{sign}(N_{13b})} + i_7 \cdot M_{15a} = 0; M_{14b} \cdot \eta_8^{\ominus \text{sign}(N_{14b})} + i_8 \cdot M_{15b} = 0; M_{9b} + M_{10a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, \\
 M_{9c} = M_{11a} = M_{12c} = M_{13a} (I - d); M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12c} = M_{13a} (II - d); M_{9b} + M_{10a} = 0; \\
 M_{12c} + M_{13a} = 0; M_{9c} = M_{11a} = M_{12d} = M_{14a} (III - d); M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12c} + M_{13a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12d} = M_{14a} (IV - d); \\
 M_{15c} \cdot \eta_9^{\ominus \text{sign}(N_{15c})} + i_9 \cdot M_{16a} = 0; M_{17b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{17b})} + i_{11} \cdot M_{18a} = 0; M_{17c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{17c})} + i_{11} \cdot M_{19a} = 0; (M_{15d} + M_{20a}) \cdot Y = 0; \\
 M_{15d} = 0, Y = 0; M_{20a} = 0, Y = 0; M_{20b} \cdot \eta_{10}^{\ominus \text{sign}(N_{20b})} + i_{10} \cdot M_{21a} = 0; M_{21b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{21b})} + i_{10} \cdot M_{22a} = 0; M_{21c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{21c})} + i_{11} \cdot M_{23a} = 0; \\
 M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; M_{2a} + M_{2b} = 0; M_{3a} + M_{3b} = 0; M_{4a} + M_{4b} = 0; M_{5a} + M_{5b} = 0; M_{6a} + M_{6b} = 0; M_{7a} + M_{7b} = 0; \\
 M_{8a} + M_{8b} = 0; M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; M_{10a} + M_{10b} = 0; M_{11a} + M_{11b} = 0; M_{12a} + M_{12b} + M_{12c} + M_{12d} = 0; M_{13a} + M_{13b} = 0; \\
 M_{14a} + M_{14b} = 0; M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} + M_{15d} = 0; M_{16a} + M_{16b} = 0; M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} = 0; M_{18a} + M_{18b} + M_{18c} \cdot T_{r1} = 0; \\
 M_{19a} + M_{19b} + M_{19c} \cdot T_{r1} = 0; M_{20a} + M_{20b} = 0; M_{21a} + M_{21b} + M_{21c} = 0; M_{22a} + M_{22b} + M_{22c} \cdot T_{r2} = 0; M_{23a} + M_{23b} + M_{23c} \cdot T_{r2} = 0,
 \end{cases} \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 [4, 5];

η_j – ККД редуктора;

\ominus – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\ominus = 0$ – без урахування втрат, $\ominus = -1$ 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) [4,5];

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

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [4,5], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об’ємів q_1, q_2 і перепаду тиску dP .

Системи кінематичних (1) і силових (2) рівнянь вирішуються спільно.

Загальна математична модель процесу розгону, яка використовувалась в процесі моделювання розгону колісного трактора наведена в роботах [4,5].

Результати досліджень. Отримані в процесі експериментального дослідження вольтовий сигнал показника обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання, оброблювались за допомогою

На рис. 5 наведені показники частота обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання на різних діапазонах руху.

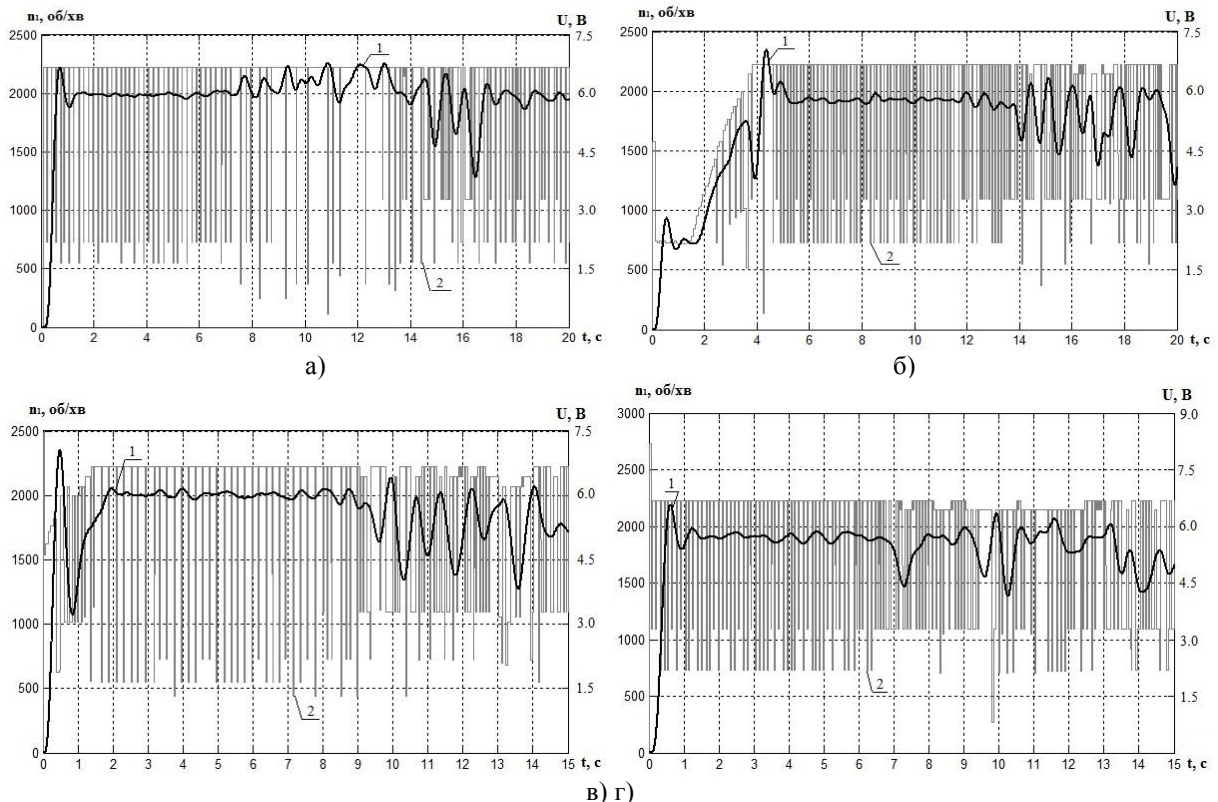


Рисунок 4 – Частота обертів колінвалу двигуна внутрішнього згорання $n_i(t)$: а – перший діапазон; б – другий діапазон; в – третій діапазон; г – четвертий діапазон; 1 – оброблений сигнал; 2 – сигнал отриманий в ході експериментального дослідження

Отриманий в процесі експериментального дослідження закон зміни параметрів регулювання гідрома-

шин ГОП $e_1(t)$ оброблювався за допомогою фільтру Баттерворта [9]. На рис. 5 наведені закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП на різних діапазонах руху.

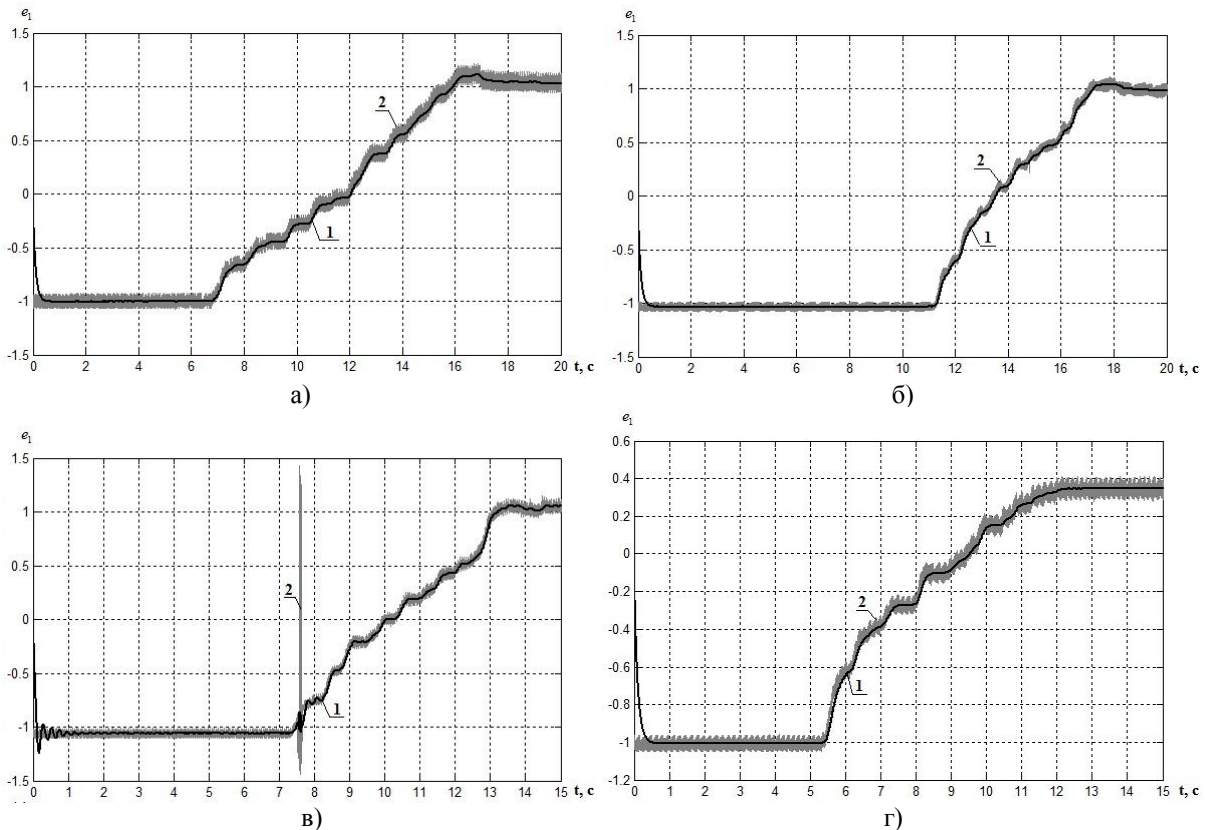
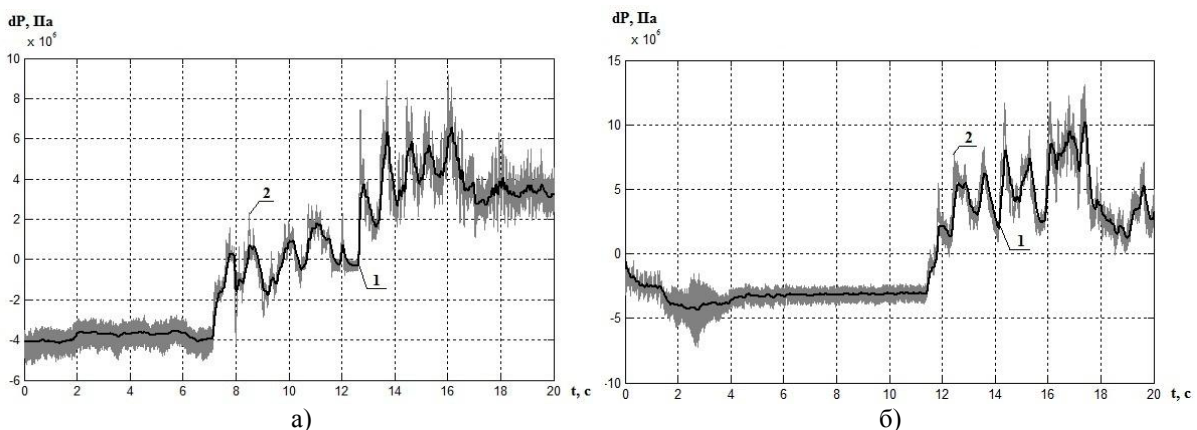


Рисунок 5 – Закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_1(t)$: а – перший діапазон; б – другий діапазон; в – третій діапазон; г – четвертий діапазон; 1 – оброблений сигнал; 2 – сигнал отриманий в ході експериментального дослідження

В ході моделювання процесу розгону колісного трактора показники кутової швидкості колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання ω_1 та закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$) підставлялись в математичну модуль, програмна реалізація якої наведена на рис. 4, в результаті чого були отримані дані перепаду робочого тиску dP та швидкість руху колісного трактора V . На рис. 6 наведені експериментальні та теоретичні дані перепаду робочого тиску dP та швидкості руху колісного трактора V на різних діапазонах руху.

Аналізуючи отримані дані теоретичного та експериментального дослідження ГОМТ-1С, найбільша похибка не перевищувала 9,97% при визначенні максимального перепаду робочого тиску в ГОП $|dP|_{max}$, 8,53% – для швидкості руху колісного трактора $|V|_{max}$.

Висновки. В результаті аналізу даних експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в ГОМТ та математичної моделі трактора в цілому, було доведено доцільність використання підходів, що застосовувалися при складанні вище згаданих математичних моделей (максимальна похибка між теоретичними та експериментальними результатами не перевищує 9,97%).



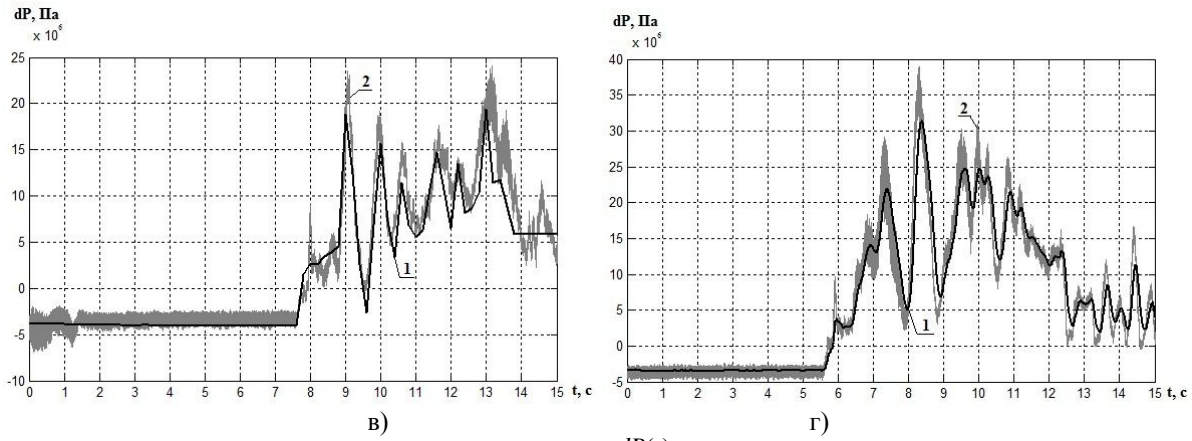


Рисунок 6 – Перепад робочого тиску в ГОП $dP(t)$: а – перший діапазон; б – другий діапазон; в – третій діапазон; г – четвертий діапазон; 1 – сигнал в ході теоретичного дослідження; 2 – сигнал отриманий в ході експериментального дослідження

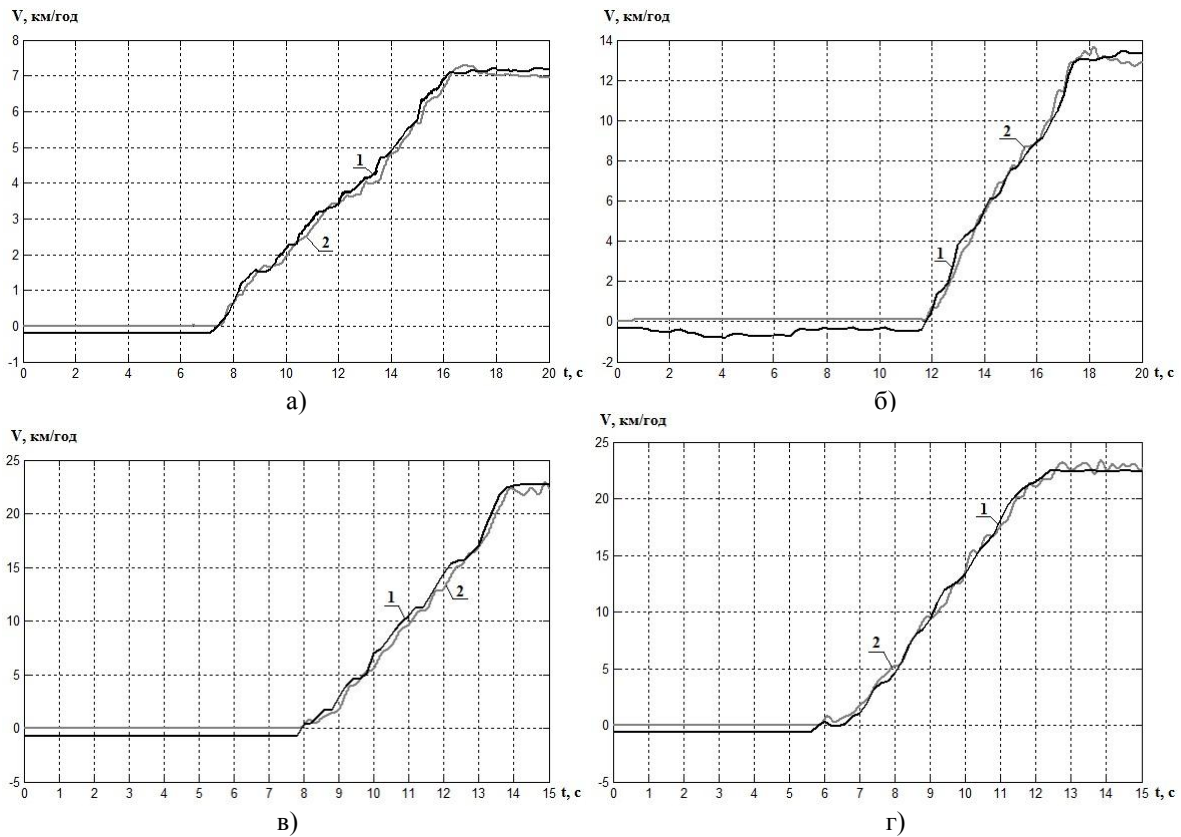


Рисунок 7 – Швидкість руху колісного трактора $V(t)$: а – перший діапазон; б – другий діапазон; в – третій діапазон; г – четвертий діапазон; 1 – сигнал в ході теоретичного дослідження; 2 – сигнал отриманий в ході експериментального дослідження

Список літератури

1. Bondarenko A.I., Mittsel M.O., Kogushko A.P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions // European Science and Technology: 9th International Scientific Conference. Munich 2014. p.23-26.
2. Кожушко А.П. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів у безступінчастих 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. Аналіз розвитку сучасних трансмісій колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко // Вісник національного технічного університету “ХПІ”: зб. наук. праць. Серія: “Автомобіле- та тракторобудування”, 2015. – № 8 (1117). – С. 26–32
4. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2013. – № 1 (61). – С. 4–11.

5. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з гідрооб’ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2012. – № 6 (60). – С. 15 – 19.
6. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Транспортне машинобудування». – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.
7. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Кутьков Г.М. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
8. Самородов В.Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2008. – № 58 – С. 11 – 20.
9. Клец Д.М. Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью фильтра Баттерворта / Д.М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2012. – №60 (966). – С. 98 – 104.

СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ЕВОЛЮЦІОНУЮЧИХ СИСТЕМ

Погромська Ганна Сергіївна

кандидат педагогічних наук, доцент кафедри прикладної математики та інформаційних комп’ютерних технологій, Миколаївський національний університет імені В.О.Сухомлинського,

Махровська Наталія Анатоліївна

кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри прикладної математики та інформаційних комп’ютерних технологій, Миколаївський національний університет імені В.О.Сухомлинського

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД И КЛАССИФИКАЦИЯ ЭВОЛЮЦИОНИРУЮЩИХ СИСТЕМ

Погромская Анна Сергеевна, кандидат педагогических наук, доцент кафедры прикладной математики и информационных компьютерных технологий, Николаевский национальный университет имени В. А. Сухомлинского, Махровская Наталья Анатольевна, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры прикладной математики и информационных компьютерных технологий, Николаевский национальный университет имени В. А. Сухомлинского

A SYSTEMATIC APPROACH AND CLASSIFICATION OF EVOLVING SYSTEMS

Pogromska H. S., PhD, assistant professor of the department of applied mathematics and information and computer technology

The Mykolaiv V.O. Sukhomlinsky National University

Makhrovska N. A., PhD, assistant professor of the department of applied mathematics and information and computer technology, The Mykolaiv V.O. Sukhomlinsky National University

АНОТАЦІЯ

В статті проведено аналіз базових теорій та моделей складних інформаційних систем. Виділені основні категорії роботи: інформація, кількість інформації, міра інформації, ентропія. Присвячено увагу методологічній основі системного підходу. Розглянута класифікація систем, що еволюціонують, за зростанням ступеня складності механізму переробки інформації.

Ключові слова: інформація, ентропія, складна система, еволюція, міра інформації, синергетика, метасистема.

АННОТАЦИЯ

В статье выполнен анализ базовых теорий и моделей сложных информационных систем. Выделены основные категории работы: информация, количество информации, объем информации, энтропии и методологические основы системного подхода. Рассмотрена классификация эволюционирующих систем по возрастанию степени сложности механизма переработки информации.

Ключевые слова: информация, энтропия, сложная система, эволюция, объем информации, синергетика, метасистема.

SUMMARY

This article gives an analysis of the basic theories and models of complex information systems. The basic categories of work: information, the amount of information, the volume of information entropy and methodological basis of the system approach. The classification of evolving systems of increasing complexity of information processing mechanism.

Keywords: information, entropy, complex system, the evolution, the volume of information, synergy, metasystem.

Важливою особливістю управління сучасних складних систем є внутрішня структура зв’язків в процесі функціонування в залежності від зовнішніх впливів. Головною умовою оптимального управління є здатність системи до зміни моделі даних в системі управління. Особливістю саме систем управління є орієнтація на роботу зі складними системами без участі людини. Оскільки однією із задач є накопичення, структуризація та використання

даних та їх зв’язків для прийняття рішень, то однією з головних складових системи є база знань з інформацією про зовнішні впливи та стани віртуальних об’єктів.

Метою статті є аналіз методології системного підходу та розгляд класифікації систем, які еволюціонують.

Класифікація – це поділ сукупності об’єктів на класи за деякими найбільш істотними ознаками.