

УДК 681.335.13

Захаренков Д. Ю., Шатохін В. М.

## АНАЛІЗ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА ЗТД-1

Налаштування робочих циклів дизель-генераторів (ДГ) визначає їхні техніко-економічні та екологічні показники [1]. Відомі методи, апаратні засоби та прикладне програмне забезпечення оцінювання ідентичності робочих циклів ДГ мають обмежену точність й продуктивність. Пропонується непрямий метод оцінювання налаштувань процесів подачі палива та повітря у циліндри ДГ на основі оброблення частотно-модульованого сигналу швидкості обертання колінчастого валу. За отриманими результатами відповідні апаратні засоби виконують зміни налаштувань.

Мета роботи – ідентифікація параметрів детермінованої математичної моделі миттєвої швидкості обертання колінчастого валу ДГ ЗТД-1.

Задачі досліджень: розроблення математичної моделі швидкості обертання колінчастого валу ДГ ЗТД-1; аналіз частотних характеристик каналів передачі інформації «циліндри-колінчастий вал»; комп'ютерне моделювання процесів подачі палива у циліндри; побудова інформаційної технології оцінювання ідентичності робочих циклів ДГ на основі оброблення частотно-модульованого сигналу швидкості.

Кінематичну схему побудови ДГ ЗТД-1 подано на рис. 1. На ньому прийнято наступні позначення:  $I_1 \div I_3$ ,  $I_4 \div I_6$  – відповідно моменти інерції циліндрових мас випускного та впускного валів;  $I_7 \div I_{11}$  – моменти інерції головної передачі;  $I_{12}$  – момент інерції компресору;  $I_{13}$  – момент інерції турбіни;  $I_{14}$  – момент інерції демпфера впускного валу;  $I_{15}$  – момент інерції демпфера;  $I_{16}$  – момент інерції двигуна у зборі із зчепленням і демпфером випускного валу;  $I_{17}$  – момент інерції демпфера випускного валу;  $I_{18}$  – момент інерції гідрогальма. Значення моментів інерції вказано в табл. 1. Відношення кутових швидкостей компресора і турбіни до кутової швидкості колінчастого валу мають наступні значення:  $\omega_k/\omega_{KB} = 12,651$ ;  $\omega_T/\omega_{KB} = 7,976$ .

Таблиця 1

Моменти інерції мас моделі двигуна ЗТД-1

$k$	1 ÷ 6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$I_k$ , кгм <sup>2</sup>	0,073	0,038	0,033	0,036	0,072	0,023	0,64	1,336	0,035	0,105	1,839	0,419	2,5

Коефіцієнти жорсткостей з'єднань механічної моделі крутильної схеми наведено в табл. 2;  $c_9$ ,  $c_{10}$  відповідають початковим значенням жорсткостей податливих ділянок  $c_9''$ ,  $c_{10}''$  пружних муфт із попереднім натягом. Жорсткість упорів нелінійної характеристики  $c_9' = 3,7 \cdot 10^5$  Нм отримана в результаті оброблення дослідних кривих вантаження і розвантаження головної передачі. Перераховані значення дозволяють визначити параметри нелінійності:  $d_9' = 4,215 \cdot 10^{-4}$  рад;  $d_9'' = 0,065$  рад. Сумарний кутовий проміжок, відбитий в нелінійній

характеристиці, складає  $2d_9 = 0,012$  рад. У результаті досліду встановлено, що зубчаста муфта у з'єднанні із гідрогальмом має люфт, який на радіусі 83 мм досягає 6,5 мм. При нелінійній характеристиці споживача це відповідає значенню  $\Delta_{17} = 0,039$  рад.

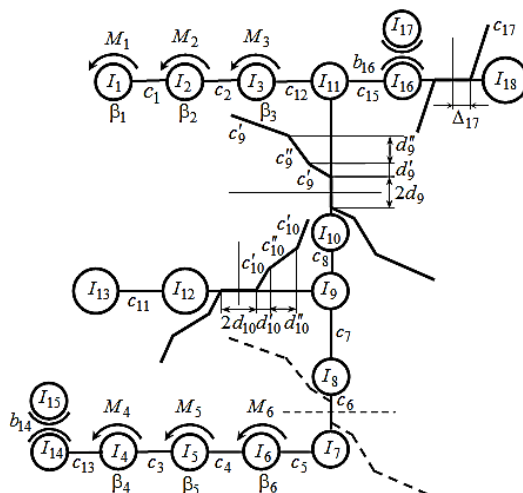


Рис. 1. Механічна модель машинного агрегату ЗТД-1

Таблиця 2

Коефіцієнти жорсткості моделі двигуна ЗТД- 1

$k$	1÷4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	15	17
$c_k, \text{Нм}$	$2,604 \cdot 10^6$	$2,604 \cdot 10^6$	$1,299 \cdot 10^6$	$1,684 \cdot 10^6$	$2,389 \cdot 10^6$	$1,033 \cdot 10^4$	$5,005 \cdot 10^3$	$3,798 \cdot 10^3$	$2,604 \cdot 10^6$	$8,3 \cdot 10^6$	$3,1 \cdot 10^5$	$7,5 \cdot 10^5$

Крутні моменти виникають внаслідок дії газових сил на поршні циліндрів. Обороти двотактного двигуна ЗТД-1 лежать в інтервалі частот  $80\text{--}280 \text{ c}^{-1}$ . Максимальна потужність  $N_{\text{max}} = 220 \text{ кВт}$  (300 л.с.) і номінальний крутний момент  $M_n = 828 \text{ Нм}$  досягаються при номінальній частоті обертання  $260 \text{ c}^{-1}$ ; максимальний момент  $M_{\text{max}} = 912 \text{ Нм}$  має місце при частоті  $195 \text{ c}^{-1}$ .

У результаті аналізування особливостей побудови машинного агрегату ЗТД-1 встановлено, що отримати сигнал вимірювальної інформації про швидкість обертання колінчастого валу можливо шляхом встановлення первинного перетворювача біля першої маси випускного валу. Двигун має три циліндри, тому цілком слушно подати його кінематичну схему у вигляді механічної системи, яка має три ступені волі. Динаміка циліндрових мас описується такою системою диференційних рівнянь [2]:

$$I_i \varphi_i''(t) + \beta_i \varphi_i'(t) - e^{-1}_{i+1,i} [\varphi_{i+1}(t) - \varphi_i(t)] + e^{-1}_{i,i-1} [\varphi_i(t) - \varphi_{i-1}(t)] = M_i(t), \quad (1)$$

де  $i = 1, 2, 3$ ;

$\varphi_i(t)$  – кут закрутки маси;

$\beta_i = 4,2 \text{ Нмс}$  – тертя;

$M_i(t)$  – крутний момент, який діє в  $i$ -му коліні валу, без урахування середнього значення. Зубчасті передачі не входять до складу математичної моделі, тому диференційне рівняння (1) є лінійним.

Сигнал флуктуацій швидкості обертання маси зв'язує із кутом її закрутки наступний вираз:

$$\Delta\omega(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt}. \quad (2)$$

Із урахуванням цього система диференціальних рівнянь (1) набуває такого вигляду [3]

$$I_i \Delta\omega_i'(t) + \beta_i \Delta\omega_i(t) - \frac{1}{e} \int [\Delta\omega_{i+1}(t) - \Delta\omega_i(t)] dt + \frac{1}{e} \int [\Delta\omega_i(t) - \Delta\omega_{i-1}(t)] dt = M_i(t). \quad (3)$$

Перетворення за Лапласом при нульових початкових умовах надає наступного вигляду системі (3) інтегро-диференціальних рівнянь

$$(I_i e p^2 + \beta_i e p + 2) \Delta\omega_i(p) - \Delta\omega_{i+1}(p) - \Delta\omega_{i-1}(p) = e p M_i(p). \quad (4)$$

Після математичних перетворень система алгебраїчних рівнянь (4) приводиться до наступного вигляду:

$$\Delta\omega_1(p) = \sum_{i=1}^3 \frac{\Delta_i}{\Delta} M_i(p), \quad (5)$$

де  $\Delta\omega_1(p)$  – перетворення за Лапласом сигналу флуктуацій швидкості обертання першої маси. Вирази для визначників встановлено за допомогою програмного середовища MathCAD. Скрипти подано на рис. 2.

$$\begin{aligned} \left| \begin{pmatrix} 1 & -a & 0 \\ -b & 1 & -b \\ 0 & -b & 1 \end{pmatrix} \right| &\rightarrow -b^2 - a \cdot b + 1 & \left| \begin{pmatrix} c & -a & 0 \\ d & 1 & -b \\ c & -b & 1 \end{pmatrix} \right| &\rightarrow a \cdot c \cdot b - c \cdot b^2 + c + a \cdot d \\ \left| \begin{pmatrix} 1 & c & 0 \\ -b & d & -b \\ 0 & c & 1 \end{pmatrix} \right| &\rightarrow d + 2 \cdot b \cdot c & \left| \begin{pmatrix} 1 & -a & c \\ -b & 1 & d \\ 0 & -b & c \end{pmatrix} \right| &\rightarrow c + b^2 \cdot c + b \cdot d - a \cdot b \cdot c \end{aligned}$$

Рис. 2. Скрипт встановлення виразів визначників

При встановленні визначників використано такі подання коефіцієнтів

$$a = \frac{1}{I e p^2 + \beta e p + 1}, b = \frac{1}{I e p^2 + \beta e p + 2}, c = \frac{e p}{I e p^2 + \beta e p + 1}, d = \frac{e p}{I e p^2 + \beta e p + 2}.$$

Відношення визначників являє собою передавальні функції, які встановлюють інформаційний зв'язок між крутними моментами окремих циліндрів та вхідною інформацією. Пошук особливих точок передавальних функцій трактів «циліндри-колінчастий вал» подає їх у вигляді послідовного з'єднання елементарних ланцюгів. При цьому можливе спрощення виразу передавальної функції за рахунок погашення коренів чисельника та знаменника, а також відкидання нестійких та коренів другого порядку малості.

ЛАЧХ каналів передач «циліндри-колінчастий вал» отримано за допомогою програмного середовища MATLAB та подано на рис. 3. На ньому прийнято такі позначення: ЛАЧХ W1 – сполошна лінія, ЛАЧХ W2 – штрихова лінія, ЛАЧХ W3 – точкова лінія. Методику визначення ЛАЧХ описано у роботі [5].

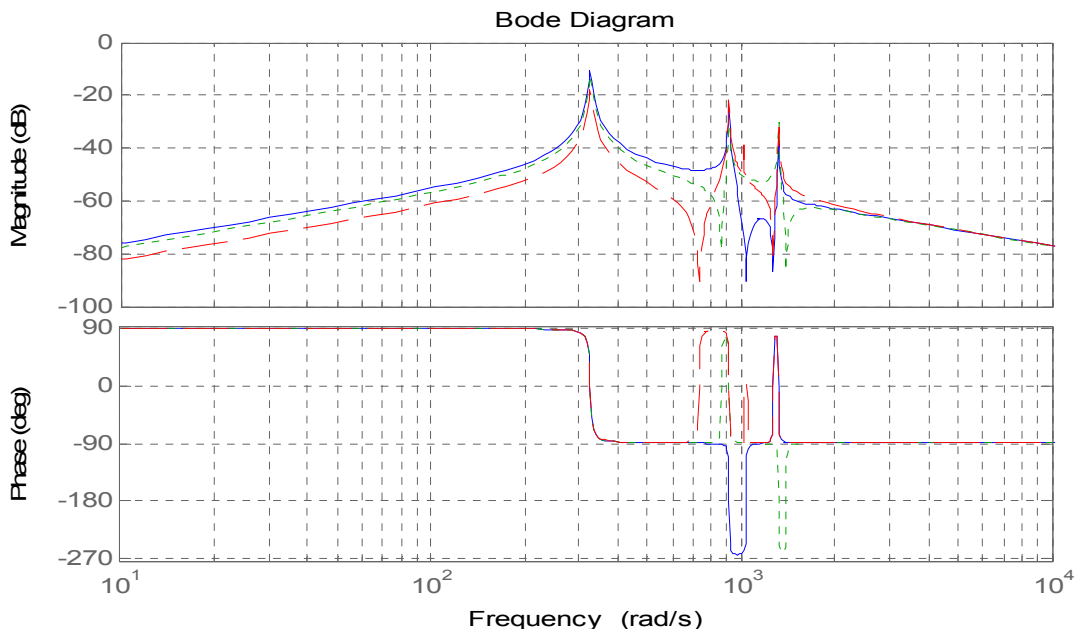


Рис. 3. ЛАЧХ каналів передачі інформації «циліндри-колінчастий вал»

Можливості середовища MATLAB дозволяють визначити коефіцієнти посилення та запізнення каналів передачі інформації «циліндри-колінчастий вал». Приклад розрахунку подано на рис. 4.

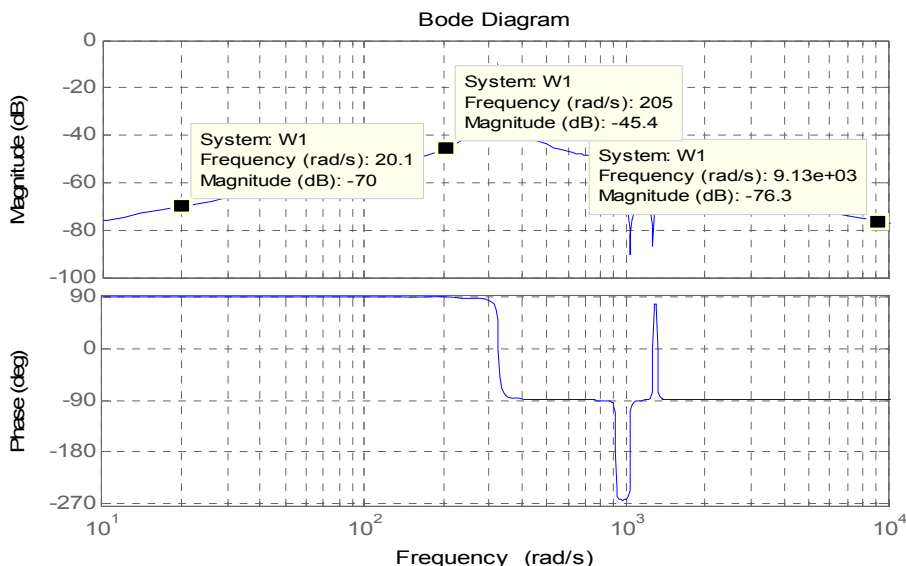


Рис. 4. Розрахунок коефіцієнтів посилення та запізнення

Крутний момент отримано у результаті статистичного оброблення дослідних даних тиску першого циліндру. Графіки крутного моменту, який створює на колінчастому валу ДГ ЗТД-1 перший циліндр, подано на рис. 5 у вигляді: індикаторної та діаграми стиснення, а також різниці між ними. Обертання колінчастого валу із заданою швидкістю забезпечує різницею крутний момент. У результаті аналізу дослідних даних встановлено, що принципово

можливо організувати зміни в налаштуванні процесів подачі палива та повітря в окремий циліндр. Комп'ютерне моделювання процесів подачі палива у циліндри ДГ виконується за допомогою амплітудного коефіцієнта  $D_i = 0 \dots 1$ . Фазове запізнення циліндрів відносно першого кратне  $120^\circ$  й розраховується із урахуванням такої послідовності їхньої роботи: 1-2-3. Відповідно, різницевий крутний момент математично описується таким рівнянням [4]

$$M_i(t) = D_i \sum_{k=1}^n A_k \sin(k\Omega t + \psi_k). \quad (6)$$

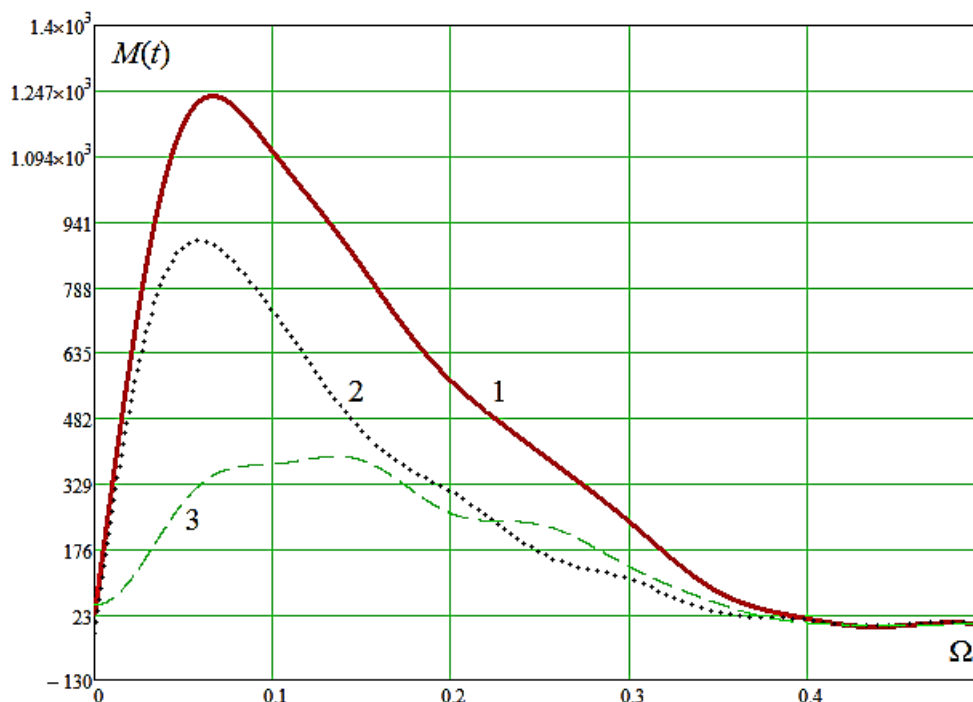


Рис. 5. Діаграми крутного моменту першого циліндру:  
1 – штатне налаштування, 2 – діаграма стиснення, 3 – різниця

Сигнал флуктуацій швидкості обертання колінчастого валу отримано за допомогою зворотного перетворення Лапласу:

$$\Delta\omega(t) = \frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^3 \int_{-\infty}^{\infty} W_i(j\Omega) M_i(j\Omega) e^{j\Omega t} d\Omega. \quad (7)$$

Інформаційна технологія оцінювання ідентичності робочих циклів ДГ ЗТД-1 на основі цифрового оброблення частотно-модульованого сигналу швидкості обертання колінчастого валу складається із наступних обчислень. Вхідною інформацією є сигнал миттєвої швидкості обертання колінчастого валу. Апаратні засоби реалізують процедуру дискретизації за часом періоду вхідного сигналу. Інформаційна технологія цифрового оброблення сигналу миттєвої швидкості із метою виділення флуктуацій складає такі обчислювальні процедури:

- розраховуємо середнє значення періоду вхідного сигналу;
- сигнал флуктуацій є різниця між середнім та миттєвим періодом;
- визначаємо масив флуктуацій у межах всього обсягу дослідних даних;
- виконуємо усереднення і формуємо масив флуктуацій у межах одного оберту колінчастого валу;
- подаємо цей сигнал у вигляді обмеженого ряду Фур'є.

Для визначення коефіцієнтів  $D_i$  апаратні засоби розв'язують систему алгебраїчних рівнянь такого вигляду:

$$BD = \Delta \omega_1, \quad (8)$$

де  $B$  – матриця, коефіцієнти якої визначаються на основі ЛАЧХ передатних функцій трактів «циліндри-колінчастий вал» в залежності від обраного методу розрахунку;

$D$  – вектор-стовпець амплітудних коефіцієнтів;

$\Delta \omega_1$  – вектор-стовпець часової реалізації сигналу флуктуацій.

При його частотному поданні коефіцієнти матриці визначаються так:

$$B_{i,j} = \sum_{i=1}^3 W_i(j\Omega) M_i(j\Omega). \quad (9)$$

Якщо частотне подання сигналу флуктуацій першої маси перевищує три гармонійні складові, то система алгебраїчних рівнянь (8) є перевизначеною. Тому для розрахунку оптимальних значень коефіцієнтів  $D_i$  застосуємо алгоритм мінімізації нев'язання. Якщо розрахункове значення  $D_i$  відрізняється від одиниці, то відповідні апаратні засоби змінюють налаштування процесів подачі палива та повітря у даний циліндр ДГ ЗТД-1.

#### ВИСНОВКИ

Запропоновано механічну систему із трьома ступенями волі у якості детермінованої математичної моделі дизель-генератора ЗТД-1. Інформаційний зв'язок між сигналом флуктуацій швидкості обертання першої маси та діями окремих циліндрів описує інтегродиференційне рівняння. Отримано передатні функції трактів «циліндри-колінчастий вал». Комп'ютерним моделюванням отримано подання процесу подачі палива до циліндру у вигляді амплітудного коефіцієнта, якій змінює крутний момент. Розроблено інформаційну технологію оцінювання ідентичності робочих циклів. Амплітудні коефіцієнти циліндрів встановлюємо на основі розв'язування перевизначеної системи алгебраїчних рівнянь із використанням алгоритму мінімізації нев'язання. Програмні зміни налаштувань процесів подачі палива та повітря у циліндри ДГ виконують апаратні засоби на підставі розрахованих значень амплітудних коефіцієнтів.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Истомин П. А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П. А. Истомин. – Л. : Судостроение, 1968. – 304 с.
2. Борисенко А. Н. Анализ работы ДВС по флуктуации частоты вращения коленчатого вала / А. Н. Борисенко, А. Ф. Еникеев, Е. Г. Заславский, Г. Я. Невяжский, В. Н. Соболев // Двигателестроение. – 1988. – № 8. – С. 22–25.
3. Оценка рабочих циклов ДВС по скорости вращения вала / Ф. М. Евсюкова, О. В. Евсюкова, А. Ф. Еникеев, И. С. Зыков // Вестник Харьковского государственного политехнического института. – 1999. – № 58. – С. 40–42.
4. Диагностирование дизель-генератора по девиации частоты вращения вала / А. Ф. Еникеев, А. Н. Борисенко, В. П. Самсонов, Г. М. Киселева // Измерительная техника. – 1988. – № 9. – С. 24–26.
5. Абрамська І. Б. Інформаційна технологія обробки частотно-модульованого сигналу швидкості обертання / І. Б. Абрамська, О. Ф. Єнікєєв, Д. Ю. Захаренков // Науковий Вісник ДДМА. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – № 1(43). – С. 5–9.

Стаття надійшла до редакції 11.03.2019 р.