

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**



УСПЕНСЬКИЙ БОРИС ВАЛЕРІЙОВИЧ

УДК 531.3

**НЕЛІНІЙНІ НОРМАЛЬНІ ФОРМИ КОЛИВАНЬ СИЛОВИХ ПЕРЕДАЧ
ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків–2016

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі газогідромеханіки і тепломасообміну Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Аврамов Костянтин Віталійович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України,
завідувач відділом надійності та динамічної
міцності

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Грищак Віктор Захарович,
Запорізький національний університет,
завідувач кафедри прикладної математики і
механіки

доктор технічних наук, професор
Гриньов Володимир Борисович,
Харківський національний університет
будівництва та архітектури,
завідувач кафедри будівельної механіки

Захист відбудеться "30" листопада 2016 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 в Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий "25" жовтня 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Сукіасов В.Г.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Зростання потужностей двигунів внутрішнього згоряння призводить до виникнення резонансних крутильних коливань їхніх силових передач, які ведуть до втомних поламів колінчастих валів. Для адекватного моделювання динамічної міцності таких конструкцій доцільно включати до динамічної моделі силової передачі суттєво нелінійних елементів типу «натяг», «проміжок», моделей спеціальних пружних муфт, які мають кусково-лінійні пружні характеристики. Як свідчать результати експериментального і теоретичного аналізу силових передач, розрахункові моделі повинні включати десятки ступенів свободи, що є певною проблемою для класичних методів теорії нелінійних коливань. Тому розробка методів аналізу суттєво нелінійних крутильних коливань силових передач двигунів внутрішнього згоряння є перспективною задачею динаміки машин та механізмів.

Останнім часом для аналізу нелінійних механічних систем використовуються нелінійні нормальні форми (ННФ), які дозволяють адекватно досліджувати динаміку усталених коливань, але для моделей силових передач виникає ряд проблем щодо врахування кусково-лінійних характеристик пружних муфт.

Таким чином, науково-практична задача розвитку методу нелінійних нормальних форм для аналізу суттєво нелінійних систем з великою кількістю ступенів свободи та кусково-лінійними пружними характеристиками, що моделюють крутильні коливання силових передач двигунів внутрішнього згоряння, є актуальною. Вирішення вказаних задач визначило напрямок досліджень дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі газогідромеханіки і тепломасообміну НТУ «ХПІ» згідно з планом держбюджетних НДР НАН України «Оцінка надійності енергетичного обладнання при втомному пошкодженні його елементів» (ДРН_{0115U001089}), де здобувач був виконавцем окремих етапів.

Мета і задачі дослідження. *Мета дослідження* полягає в розвитку методу нелінійних нормальних форм коливань кусково-лінійних систем для аналізу динаміки силових передач дизельних двигунів.

Для досягнення цієї мети поставлені наступні *задачі*:

- розвинути напіваналітичний метод пошуку нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра в кусково-лінійних системах, які здійснюють як вільні, так і вимушені коливання;
- розробити чисельний метод пошуку нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга для кусково-лінійних систем, які здійснюють як вільні, так і вимушені коливання;
- дослідити властивості вільних і вимушених коливань в кусково-лінійних системах;
- провести чисельний аналіз крутильних коливань силових передач

дизельних двигунів для виявлення режимів нелінійних коливань;

– провести аналіз крутильних коливань силової передачі дизельного двигуна ЗТД-4 за допомогою розроблених методів.

Об'єкт дослідження – крутильні коливання силових передач дизельних двигунів.

Предмет дослідження – нелінійні нормальні форми коливань силових передач.

Методи дослідження. У роботі використовуються сучасні аналітичні і чисельні методи нелінійної динаміки. Для розрахунку нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра використано метод Бубнова-Гальоркіна. Для розв'язання рівнянь, які визначають нелінійні нормальні форми, використано метод Ньютона-Рафсона. Чисельні процедури пошуку ННФ Каудерера-Розенберга та інших рухів використовують метод Рунге-Кутта 4 порядку.

Наукова новизна одержаних результатів:

– розроблено нові чисельно-аналітичні методи пошуку нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга для механічних систем з кусково-лінійними пружними характеристиками, що здійснюють як вільні, так і вимушені коливання;

– розроблено модифікації методу нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра, які дозволили вдвічі знизити розмірність системи розв'язуючих рівнянь вільних нелінійних коливань та використати їх для дослідження усталеної динаміки силових передач дизельних двигунів;

– запропоновано розвиток схеми Раушера, який використовує ННФ Шоу-П'єра для аналізу вимушених коливань кусково-лінійних систем та дозволяє досліджувати крутильні коливання силових передач;

– уперше розв'язано задачу пошуку ННФ Шоу-П'єра для силової передачі двигуна внутрішнього згорання, що дозволило виявити найбільш активні елементи, знайти резонансні частоти системи та побудувати її скелетні криві.

Практичне значення одержаних результатів для галузі транспортного машинобудування полягає в тому, що:

– розроблено методи аналізу коливань силових передач дизельних двигунів в широкому діапазоні частот обертання колінчастого вала;

– розраховано параметри динамічної міцності силової передачі дизельного двигуна ЗТД-4;

– запропоновані методи можуть бути використані для дослідження динамічної міцності трансмісій тракторів, спеціальної техніки та автомобілів.

Результати досліджень впроваджені у практику дослідницьких робіт в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України (м. Харків) та в навчальний процес кафедри систем і процесів управління НТУ "ХПІ".

Особистий внесок здобувача. Усі наукові положення і основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно. Серед них: чисельні методи пошуку нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга для систем з кусково-лінійними пружними характеристиками; модернізація методу ННФ Шоу-П'єра для підвищення його швидкодії й

точності; результати чисельних експериментів для аналізу нелінійних нормальних форм крутильних коливань силових передач дизельних двигунів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати та положення роботи доповідались на: Конференції молодих вчених із сучасних проблем математики і механіки ім. Я.С. Підстригача (м. Львів, 2011 р.); Міжнародній конференції "Моделирование, управление и устойчивость MCS-2012" (Севастополь, 2012 р.); VIII Європейській конференції з нелінійної динаміки ENOC 2014 (Відень, Австрія, 2014 р.);

Публікації. Основний зміст дисертації відображено в 11 наукових працях, з них: 4 статті у наукових фахових виданнях України (1 – у наукометричній базі), 2 – у закордонних періодичних фахових виданнях, 3 – у матеріалах конференцій.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 144 сторінки; з них 70 рисунків по тексту; 8 таблиць по тексту; список використаних джерел зі 175 найменувань на 18 сторінках; 2 додатки на 2 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** викладені актуальність теми роботи, її теоретична і практична цінність, сформульовані мета та основні завдання досліджень.

У **першому розділі** проведено аналіз існуючих науково-технічних публікацій, що стосуються основних методів побудови математичних моделей крутильних коливань силових передач, методів аналізу коливань нелінійних систем, а також нелінійних явищ, які спостерігаються при крутильних коливаннях силових передач.

Відзначено, що в побудову математичних моделей крутильних коливань силових передач значний внесок зробили Л.Я. Банах, Л.І. Штейнвольф, В.Л. Вейц, В.Н. Карабан, А.Є. Кочура, В.П. Терских та інші науковці. Фізичні моделі динаміки силових передач є дискретними, структурно складними, багатомасовими, з кількома нелійними елементами. Нелінійні властивості силових передач пов'язані з присутністю в реальних конструкціях різних елементів технологічного і конструкційного характеру (упорів, зазорів і т.ін.), що мають кусково-лінійні пружні характеристики. Нелінійні пружні характеристики елементів силових передач призводять до таких явищ, як стрибки та зриви коливань; нестійкість коливальних режимів; залежність рівня усталених коливань від початкових умов; багаторежимність; затягування резонансів в області високих та низьких частот та інші.

Методи аналізу коливань силових передач, що запропоновані в роботі, засновані на ідеології нелінійних нормальних форм, яка була запропонована в роботах А.М. Ляпунова, Г. Каудерера та Р. Розенберга. Надалі розвитком теорії нелінійних нормальних форм займалися такі науковці, як А. Вакакис, К. П'ер, С. Шоу, Л.І. Маневич, Ю.В. Міхлін, В.Н. Піліпчук, К.В. Аврамов та інші. Окремий напрямок розвитку теорії нелінійних нормальних форм розроблений в

роботах С. Шоу та К. П'єр.

Таким чином, постає задача розробки та застосування методів аналізу нелінійних нормальних форм коливань силових передач, що повинні надавати можливість аналізу вільних та вимушених коливань механічних систем з великою кількістю ступенів свободи, що включають в себе нелінійності типу "проміжок" в сумісності з багатозв'язними кусково-лінійними пружними характеристиками.

У **другому розділі** поставлена та розв'язана задача пошуку ННФ Шоу-П'єра для динамічних систем, що моделюють нелінійні крутильні коливання силових передач двигунів внутрішнього згорання.

Задача оцінки параметрів нелінійних коливань силової передачі зводиться до аналізу рухів дискретної механічної системи з кусково-лінійною характеристикою пружних елементів.

Динаміка автономної системи з кусково-лінійною пружною характеристикою без урахування сил тертя описується диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned} M\ddot{\bar{x}} + K_1\bar{x} &= 0, \quad \text{при } \Delta_3 \leq h^T \bar{x} \leq \Delta_2, \\ M\ddot{\bar{x}} + K_2\bar{x} &= \bar{b}_2, \quad \text{при } \Delta_2 < h^T \bar{x}, \\ M\ddot{\bar{x}} + K_3\bar{x} &= \bar{b}_3, \quad \text{при } h^T \bar{x} < \Delta_3, \end{aligned} \quad (1)$$

де \bar{x} – вектор-стовпець узагальнених координат системи розмірності N ; M – діагональна матриця мас розмірності $N \times N$; K_1, K_2, K_3 – матриці розмірності $N \times N$, що визначають пружні властивості системи; \bar{h} – вектор-стовпець розмірності N ; $\Delta_2 \geq 0, \Delta_3 \leq 0$ – задані параметри нелінійної характеристики.

Для пошуку нелінійних нормальних форм коливань системи (1) проводиться перехід до головних координат лінійної частини системи

$$\bar{\eta} = Q^{-1}\bar{x},$$

де Q – матриця власних векторів, яка знайдена з розв'язку проблеми власних значень $M^{-1}K_1Q = Q\Lambda_1$, де $\Lambda_1 = \text{diag}(\Lambda_{1,11}, \dots, \Lambda_{1,NN})$.

Відносно координат $\bar{\eta}$ система (1) приймає наступного вигляду:

$$\ddot{\bar{\eta}} + \Lambda_1\bar{\eta} = \bar{f}(\bar{\eta}), \quad (2)$$

$$\text{де } \bar{f}(\bar{\eta}) = \begin{cases} 0, & \Delta_3 \leq h^T Q\bar{\eta} \leq \Delta_2 \\ (\Lambda_1 - Q^{-1}M^{-1}K_2Q)\bar{\eta} + Q^{-1}M^{-1}b_2, & h^T Q\bar{\eta} < \Delta_3. \\ (\Lambda_1 - Q^{-1}M^{-1}K_3Q)\bar{\eta} + Q^{-1}M^{-1}b_3, & \Delta_2 < h^T Q\bar{\eta} \end{cases}$$

Для пошуку ННФ Шоу-П'єра в автономній системі (2) одна з нормальних координат η_i обирається провідною та вводяться параметри a, φ , в яких провідна координата та її похідна задаються наступним чином:

$$\eta_i(a, \varphi) = a \cdot \cos \varphi; \quad \dot{\eta}_i(a, \varphi) = -\omega_i \cdot a \cdot \sin \varphi, \quad (3)$$

де $\omega_i = \sqrt{\Lambda_{1i,i}}$ – частота коливань лінійної системи. Всі інші координати

динамічної системи є веденими і виражаються через провідні наступним чином:

$$\eta_j(a, \varphi) = P_j(a, \varphi) = \sum_{l=1}^{N_a} \sum_{m=1}^{N_\varphi} C_j^{l,m} T_{l,m}(a, \varphi); \quad (4)$$

$$T_{l,m}(a, \varphi) = A_l(a) \cos((m-1)\varphi),$$

де $A_l(a)$, $l=1 \dots N_a$ – набір функцій; N_a – кількість функцій в розкладанні за a ; N_φ – кількість базисних функцій в розкладанні за φ ; $C_j^{l,m}$ – невідомі коефіцієнти розкладання, які знаходяться методом Бубнова-Гальоркіна.

Набір рівнянь (4) описує інваріантне різноманіття в фазовому просторі, яке і є ННФ Шоу-П'єра, через параметри a, φ , що є функціями часу та відповідають наступній системі модуляційних рівнянь:

$$\dot{a} = -\frac{f_i}{\omega_i} \sin \varphi; \quad \dot{\varphi} = \omega_i - \frac{f_i}{a\omega_i} \cos \varphi. \quad (5)$$

Для пошуку коефіцієнтів $C_j^{l,m}$ будуються залежності $\dot{\eta}_j, j \neq i$ та $\ddot{\eta}_j, j \neq i$ з (4) та рівнянь модальної динаміки (5) шляхом диференціювання. Визначення коефіцієнтів розкладення $C_j^{l,m}, l=1 \dots N_a, m=1 \dots N_\varphi$ пов'язано з рішенням системи диференціальних рівнянь (2) методом Бубнова-Гальоркіна. Формуються нев'язки цих диференціальних рівнянь

$$F_j(a, \varphi, C^{**}) = \ddot{\eta}_j(a, \varphi, C_j^*) + \omega_j^2 \eta_j(a, \varphi, C_j^*) - f_j(\bar{\eta}(a, \varphi, C^{**})),$$

$$j = 1 \dots N, j \neq i,$$

які підставляються в умови ортогональності базисним функціям

$$\int_{a_0^1}^{a_0^2} \int_0^{2\pi} F_j(a, \varphi, C^{**}) T_{l,m}(a, \varphi) da d\varphi = 0, \quad (6)$$

$$j = 1 \dots N, j \neq i, l = 1 \dots N_a, m = 1 \dots N_\varphi.$$

Отримані вирази (6) являють собою систему $(N-1)N_a N_\varphi$ нелінійних алгебраїчних рівнянь відносно коефіцієнтів $C_j^{l,m}$; $j = 1 \dots N, j \neq i; l = 1 \dots N_a; m = 1 \dots N_\varphi$, які знаходяться шляхом розв'язання цієї системи методом Ньютона-Рафсона. Через значення $C_j^{l,m}$ побудовано вирази (4) для головних координат $\eta_j(a, \varphi)$ та вирази для узагальнених координат системи $\bar{x}(a, \varphi) = Q\bar{\eta}(a, \varphi)$. Таким чином, визначається параметрично задана поверхня (5) у фазовому просторі, яка є ННФ Шоу-П'єра автономної системи (1).

Рух системи з N ступенями свободи, яка знаходиться під впливом зовнішнього гармонічного збудження, представляється відносно узагальнених координат $x_i; i = 1, \dots, N$ у вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_i + f_i(x_1, \dots, x_N) &= 0; i = 1, \dots, k-1, k+1, \dots, N; \\ \ddot{x}_k + f_k(x_1, \dots, x_N) &= A \cos \omega t, \end{aligned} \quad (7)$$

де нелінійні функції $f_i, i=1..N$ є трилінійними з кусково-лінійними пружними характеристиками.

Запропонований метод пошуку ННФ вимушених коливань суттєво нелінійних кусково-лінійних систем заснований на процедурі Раушера, яка зводить неавтономну динамічну систему до автономної. В отриманій автономній динамічній системі розраховуються ННФ Шоу-П'єра за допомогою методу, що описується формулами (2) – (6).

Динамічна система (7) записується відносно нормальних координат однієї з її лінійних ділянок, вектор яких позначено $\bar{\eta}$. Рівняння динаміки системи відносно координат $\bar{\eta}$ представляються наступним чином:

$$\ddot{\bar{\eta}} + \Lambda_1 \bar{\eta} = \tilde{f}(\bar{\eta}) + \frac{Q_{*,k}}{M_k} A \cos \omega t, \quad (8)$$

де M_k – k -я маса системи; Λ_1 – діагональна матриця, що складена з квадратів власних частот; $Q_{*,k} = (Q_{1,k}, \dots, Q_{N,k})$ – k -й стовпець матриці Q . Для розрахунку ННФ при вимушених коливаннях використовується ітераційна схема Раушера. На першій ітерації цього методу визначається ННФ у відповідній автономній системі, яка отримана з (8) шляхом відкидання зовнішньої періодичної сили. В якості провідної координати обирається η_i . Відомо, що вимушені резонансні коливання добре описуються моногармонічним наближенням

$$\eta_i = \gamma_i \cos \omega t. \quad (9)$$

Порівняння співвідношень (9) та (3) дозволяє виразити зовнішню силу динамічної системи (8) через узагальнену координату η_i та швидкість $\dot{\eta}_i$

$$A \cos(\omega t) = A \cos \varphi = A \frac{\eta_i}{\sqrt{\eta_i^2 + \dot{\eta}_i^2 \frac{1}{\omega_i^2}}}. \quad (10)$$

Таким чином, за допомогою співвідношень (10) неавтономна динамічна система (8) зводиться до автономної системи, що має наступну форму

$$\ddot{\bar{\eta}} + \Lambda_1 \bar{\eta} = g(\bar{\eta}). \quad (11)$$

Система (11) в науково-технічній літературі носить назву псевдоавтономної системи. На кожній ітерації методу Раушера її параметри змінюються.

Псевдоавтономну динамічну систему (11) досліджено методом пошуку ННФ Шоу-П'єра в автономних системах. Таким чином, запропоновано метод розрахунку крутильних коливань силових передач під впливом зовнішньої періодичної сили на основі методу ННФ Шоу-П'єра.

Точність, працездатність та межі застосовності методів розрахунку ННФ Шоу-П'єра проілюстровано в дисертації на прикладі системи з двома ступенями свободи, що моделює крутильні коливання ділянки силової передачі,

представленої на рис. 1а. Нелінійна пружна характеристика являє собою симетричну трилінійну функцію різності координат $\theta_2 - \theta_1$, що показана на рис. 1б.

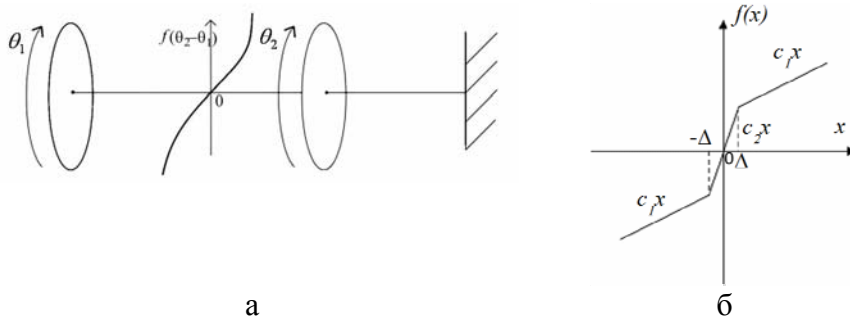


Рисунок 1 – Схема динамічної системи

а – механічна система; б – нелінійна пружна характеристика

Чисельні значення параметрів системи:

$$I_1 = 0.3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_2 = 0.45 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$c_1 = 150 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$c_2 = 300 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$\Delta = 1.04 \text{ мрад}.$$

Амплітуда зовнішньої сили складала $77.7 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Проведений аналіз динаміки змушених коливань системи дозволив побудувати її амплітудно-частотну характеристику (АЧХ). Для перевірки результатів використовувалась АЧХ системи, отримана шляхом прямого інтегрування рівнянь її динаміки. Порівняння АЧХ наведено на рис. 2, де 1 (суцільна лінія) – сталі ННФ, 2 (тонкий пунктир) – несталі ННФ, 3 (товстий пунктир) – скелетна крива системи, а крапками зображено – результати прямого інтегрування, які розташовані на лінії 1.

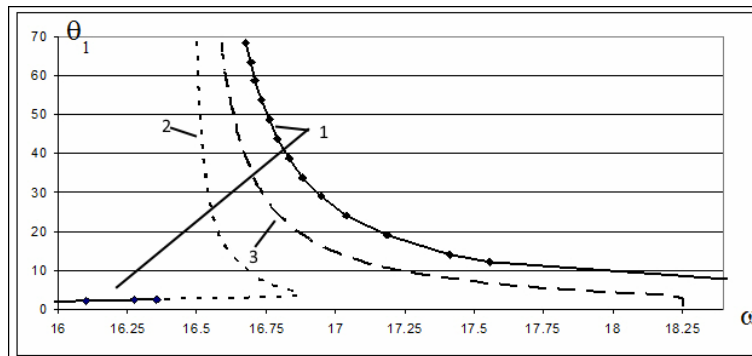


Рисунок 2 – Амплітудно-частотна характеристика

Таким чином, запропонований метод аналізу динамічних процесів в силових передачах дозволяє адекватно оцінити деякі параметри динамічної міцності силової передачі (похибка за значенням амплітуди складає менше 1%).

Третій розділ присвячений чисельним методам розрахунку нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга. Запропоновано методи, що засновані на приблизному розв'язку рівнянь руху в конфігураційному просторі, та на чисельному інтегруванні рівнянь руху.

Рух нелінійної механічної системи в фазовому просторі описується рівняннями Лагранжа II роду:

$$M_i \ddot{z}_i + \Pi_{z_i}(\bar{z}) = 0, \quad i = 1..N, \quad (12)$$

де $\bar{z} = \{z_1, \dots, z_N\}$ – вектор узагальнених координат розмірності N ; $M = \text{diag}\{M_1 \dots M_N\}$ – діагональна матриця мас; Π_{z_i} – похідні від потенційної енергії $\Pi(\bar{z})$ системи, деякі з яких містять кусково-лінійні функції відносно

узагальнених координат.

Рівняння руху системи в конфігураційному просторі мають наступний вигляд

$$2x_i'' \frac{h - \Pi}{\sum_{j=1}^N x_j'^2} - \Pi_{x_k} x_i' = -\Pi_{x_i}, \quad (13)$$

де змінні $x_i = \sqrt{M_i} \cdot z_i$; $x_i' = \frac{dx_i}{dx_k}$, $i=1 \dots N$ – похідна веденої координати за

провідною; h – постійна, що визначає рівень енергії в системі. Амплітуда коливань k -ї узагальненої координати знаходиться з наступного нелінійного алгебраїчного рівняння

$$\Pi|_{z_k} = h, \quad (14)$$

яке описує екіпотенціальну поверхню в конфігураційному просторі, на якій рівняння (13) приймає вигляд

$$\Pi_{x_k} x_i' = \Pi_{x_i}. \quad (15)$$

Співвідношення (15) є граничною умовою для (13).

В конфігураційному просторі ННФ Каудерера-Розенберга представляється у вигляді однозначної функції провідної координати:

$$x_i = R_i(x_k), i=1 \dots N, i \neq k. \quad (16)$$

Для дослідження руху на ННФ використовується k -е рівняння системи (12) з урахуванням знайденого зв'язку між узагальненими координатами (16). В роботі розроблено методи пошуку ННФ Каудерера-Розенберга, які засновані на розв'язанні рівнянь (13). Залежність ведених координат від провідної представляється у вигляді статечних рядів: $x_i(x_k) = c_i^{(0)} + c_i^{(1)} x_k + c_i^{(2)} x_k^2 + \dots$, що дозволяє звести розрахунок ННФ до пошуку коефіцієнтів $c_i^{(0)}, c_i^{(1)}, \dots$ та меж зміни провідної координати.

Для пошуку коефіцієнтів розкладень $c_i^{(0)}, c_i^{(1)}, \dots$ використовуються методи колокацій на системі звичайних диференціальних рівнянь (13). Метод поточечних колокацій зводить задачу їхнього пошуку до задачі інтерполяції розв'язків рівняння (13). З огляду на обмежену застосовність методу поточечних колокацій для білінійних систем, запропоновано використовувати метод комбінованих колокацій, що поєднує в собі метод поточечних колокацій для пошуку граничних точок форми та метод колокацій з підобластями для пошуку коефіцієнтів $c_i^{(0)}, c_i^{(1)}, \dots$.

Пошук ННФ Каудерера-Розенберга для систем під впливом гармонічної змушуючої сили проводився з використанням методики Раушера. Автономізація вихідної системи виконувалась за допомогою представлення змушуючої сили через провідну координату нелінійної нормальної форми на попередній ітерації.

Точність, працездатність та межі застосовності методів розрахунку ННФ

Каудерера-Розенберга проілюстровано в дисертації на прикладі системи з двома ступіннями свободи, що моделює крутильні коливання ділянки силової передачі, представлені на рис. 3а. Нелінійна пружна характеристика представляє собою симетричну трілінійну функцію координати θ_2 , що показана на рис. 3б. Різниця між системою (рис. 1а) та (рис. 3а) полягає в розташуванні нелінійної жорсткості.

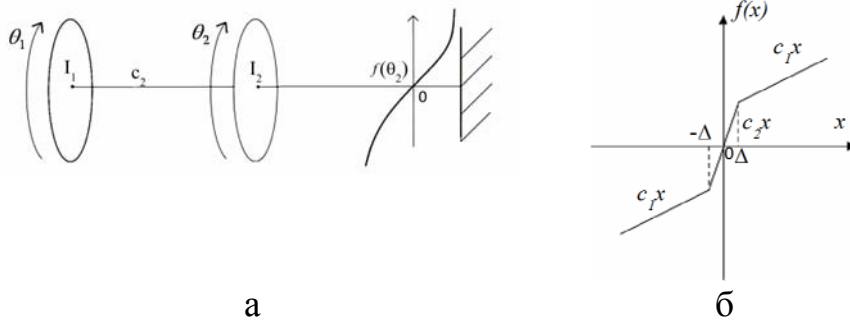


Рисунок 3 – Схема динамічної системи
а – механічна система; б – нелінійна пружна характеристика

Чисельні значення параметрів системи не змінювались. Результати розрахунків ННФ наведено на рис. 4. Для перевірки точності знайденого розв'язку виконувалось чисельне інтегрування рівнянь руху.

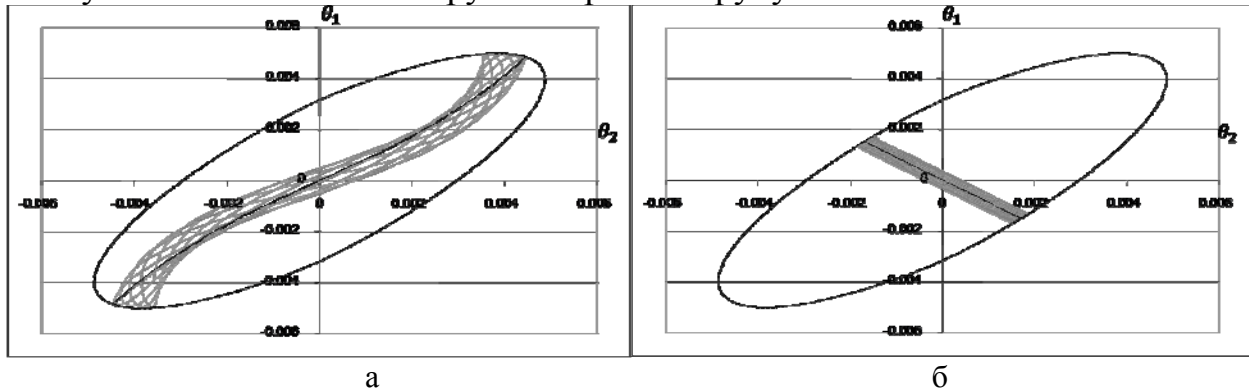


Рисунок 4 – Синфазна (а) та антифазна (б) нелінійні нормальні форми системи та результати чисельного інтегрування рівнянь руху

Метод комбінованих колокацій дозволив знайти ННФ Каудерера-Розенберга вільних коливань системи (рис. 3а) з білінійною пружною характеристикою з високою точністю (відносна похибка амплітуди не перевищує 7.5%).

В системі (рис. 3) досліджено ННФ Каудерера-Розенберга вимушених коливань в умовах дії на диск I_2 періодичного крутного моменту $\varepsilon h \cos \omega t$ та $\Delta = 0.4 \text{ мрад}$; $\varepsilon h = 1$. Нелінійна пружна характеристика є аналогічною тій, що наведена на рис. 3б. Частота збудження приймалася такою, що дорівнювала $\omega = 1335.11 \text{ рад/с}$ та $\omega = 375.36 \text{ рад/с}$, що відповідає частотам антифазної та синфазної ННФ вільних коливань відповідно. ННФ знайдено за допомогою методу комбінованих колокацій сумісно з методикою Раушера. Амплітудні значення провідної координати на антифазній формі такі: $\theta_{2_{\max}} = 0.903839$; $\theta_{2_{\min}} = -0.903842$. Амплітудні значення провідної координати на синфазній ННФ складають: $\theta_{2_{\max}} = 3.03597$; $\theta_{2_{\min}} = -3.03597$. ННФ при вимушених коливаннях показана товстою чорною лінією на рис. 5. Для підтвердження

отриманих аналітичних результатів проведено пряме чисельне інтегрування рівнянь руху. Результати прямого чисельного інтегрування показані світлою сірою лінією на рис. 5. Точність отриманих результатів є задовільною (відносна помилка амплітуди не перевищує 15%).

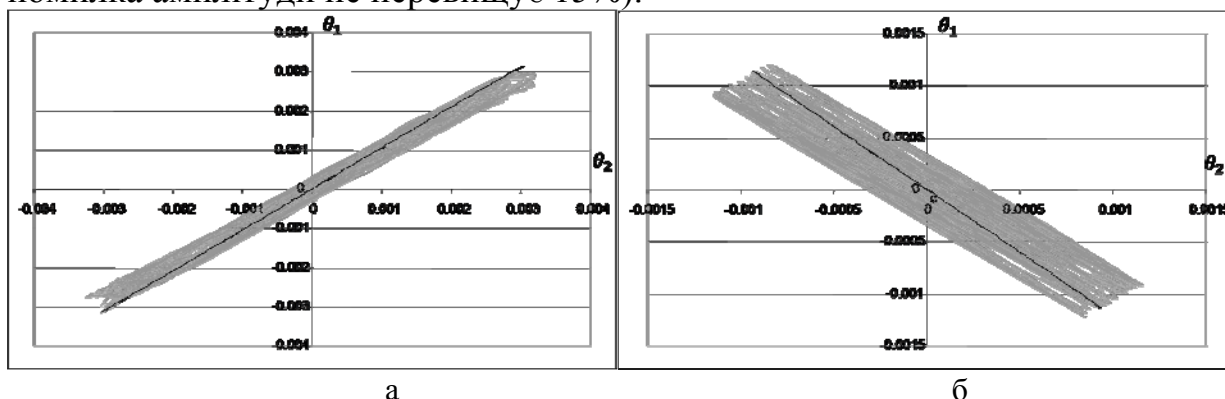


Рисунок 5 – Форми вимушених коливань системи: а – синфазна; б – антифазна

У четвертому розділі методи ННФ Шоу-П'єра використано для аналізу крутильних коливань в силових передачах трьохциліндрового транспортного двигуна ЗТД-4.

Аналіз нелінійних нормальних форм проводився в моделі крутильних коливань силової передачі трьохциліндрового транспортного двигуна з протилежно рухомими поршнями. Основні елементи кінематичної схеми силової передачі представлено на рис. 6а. Силова передача складається з двох колінчастих валів, кожний з яких має три коліна, що пов'язані між собою головною передачею, яка складається з п'яти шестерень. На шестерню, що показана на рис. 6а двома чорними кругами, встановлено пружну муфту, ескіз якої представлено на рис. 6б. Муфта складається з двох напівмуфт. В ній зроблено 6 вікон, в кожному з яких розміщено по дві пружини, в кожній з яких знаходиться два пальці, як показано на рис. 6б.

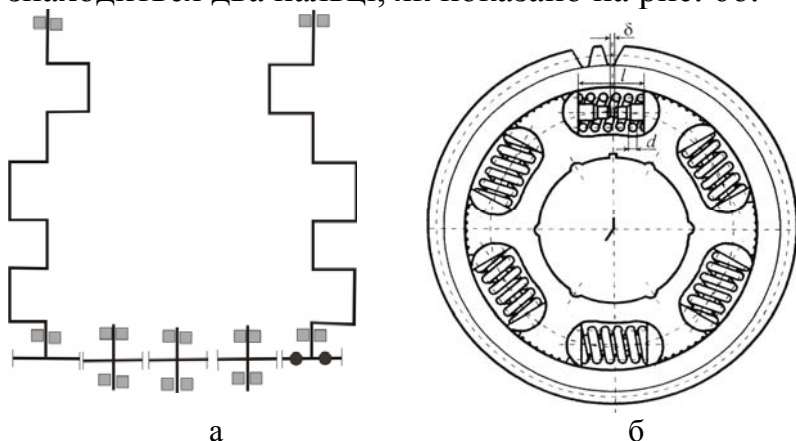


Рисунок 6 – Схема основних елементів силової передачі трьохциліндрового дизельного двигуна: а – кінематична схема; б – ескіз пружної муфти

Крутильні коливання силової передачі моделюються нелінійною моделлю зі скінченною кількістю ступенів свободи, яка складається з набору жорстких дисків, що пов'язані між собою пружними валами. Модель досліджуваної силової передачі представлено на рис. 7а.

Кожне коліно вала змодельоване одним диском, тому кожний колінчастий вал моделюється трьома дисками. Момент інерції диску з номером i позначено як I_i , а його крутильні коливання описуються узагальненою координатою θ_i .

Жорсткість вала між дисками i та j позначено через c_{ij} (рис. 7а).

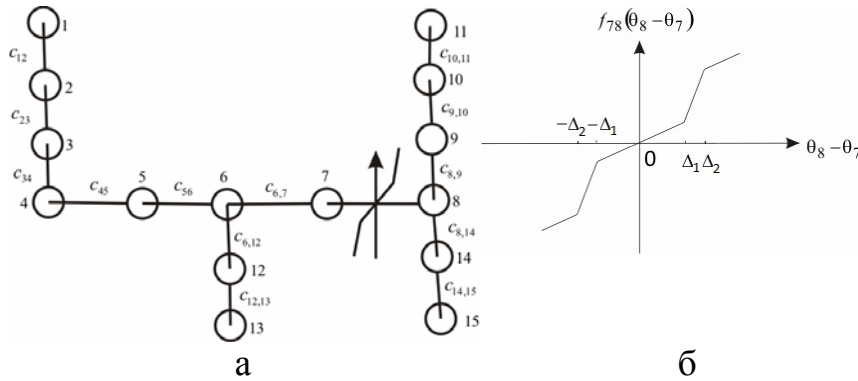


Рисунок 7– Модель крутильних коливань зі скінченим числом ступенів свободи: а – крутильна схема силової передачі; б – пружна характеристика нелінійної муфти

Таким чином, коливання двох колінчастих валів моделюють диски 1, 2, 3, 9, 10, 11, які пов'язані між собою пружними валами, що характеризуються крутильними жорсткостями c_{12} , c_{23} , c_{34} , $c_{10,11}$, $c_{9,10}$, $c_{8,9}$.

Головна передача (4-5-6-7-8) складається з п'яти шестерень, що знаходяться в зачепленні. Крутильні коливання шестерень головної передачі описуються рухом абсолютно жорстких дисків 4, ..., 8 (рис. 7а), які зв'язуються невагомими валами, що відповідають крутильній жорсткості зубчастої пари, що складається зі згинальної жорсткості зубів та їхньої контактної жорсткості. Жорсткості цих валів позначено через $c_{4,5}$, $c_{5,6}$, $c_{6,7}$, $f_{7,8}$ (рис. 6а). Диски 12 та 13 (рис. 6а) моделюють турбонаддув. Диск 14 характеризує крутильні коливання маховика, а диск 15 – коливання споживача потужності.

Муфта між шестернями 7 та 8 описується залежністю обертового моменту від кута скручування, яка є кусково-лінійною та показана на рис. 6б. Як свідчить експериментальний аналіз крутильних коливань, амплітуди коливань пружної муфти задовольняють співвідношенню $-\Delta_2 < \theta_8 - \theta_7 < \Delta_2$, а нелінійний обертовий момент описується наступною кусково-лінійною функцією:

$$f_{7,8}(\theta_8 - \theta_7) = \begin{cases} c_{78}(\theta_8 - \theta_7), & \text{при } -\Delta_1 \leq (\theta_8 - \theta_7) \leq \Delta_1; \\ \tilde{c}_{78}(\theta_8 - \theta_7) + (c_{78} - \tilde{c}_{78})\Delta_1, & \text{при } \Delta_1 < (\theta_8 - \theta_7); \\ \tilde{c}_{78}(\theta_8 - \theta_7) - (c_{78} - \tilde{c}_{78})\Delta_1, & \text{при } (\theta_8 - \theta_7) < -\Delta_1. \end{cases}$$

Крутильні коливання системи, що представлена на рис. 7а, описуються нелінійною динамічною системою з п'ятнадцятьма ступіннями свободи. Значення проміжку в головній передачі визначалось експериментально ($\Delta_1 = 9.5 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$). Значення жорсткостей пружної муфти $c_{7,8}$ та $\tilde{c}_{7,8}$ суттєво відрізняються (рис. 7б), тому динамічна система є суттєво нелінійною.

При аналізі вільних крутильних коливань системи для виключення її обертання як абсолютно твердого тіла проводиться перехід до кутів закручування $x_{i,j}$, де i, j – номери дисків, що пов'язані пружним зв'язком.

До системи рівнянь в перетворених координатах застосовано процедуру пошуку форм Шоу-П'єра з використанням η_1 в якості провідної координати.

Для перевірки відповідності знайдених форм динаміці системи проведено порівняння траєкторій, що були отримані інтегруванням рівнянь модальної динаміки, з траєкторіями при чисельному інтегруванні рівнянь руху.

Аналіз розподілення амплітуд свідчить, що кути закручування $x_{6,7}$, $x_{7,8}$, $x_{8,9}$, $x_{9,10}$, $x_{10,11}$, $x_{8,14}$ мають великі амплітуди коливань, а найбільші амплітуди коливань мають узагальнені координати $x_{7,8}$, $x_{8,9}$, $x_{8,14}$.

Результати порівняння траєкторій, отриманих різними способами, представлено на рис. 8. Суцільною лінією на рис. 8а зображено траєкторію, що отримана шляхом інтегрування рівнянь модальної динаміки, а маркерами – результат інтегрування рівнянь руху. Результати аналізу вільних нелінійних коливань представлено на скелетній кривій (рис. 8б).

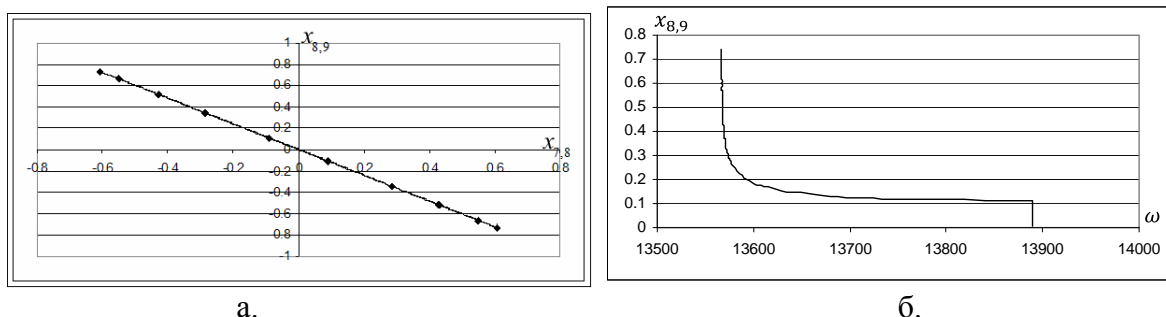


Рисунок 8 – Результати аналізу вільних коливань
а – рух системи в конфігураційному просторі; б – скелетна крива вільних коливань
координати $x_{8,9}$

Нелінійна нормальна форма в підпросторі $(\eta_1, \dot{\eta}_1, x_{8,9})$ представлена на рис. 9. На рис. 9а показано інваріантні різноманіття, а на рис. 9б представлено лінії рівня. По координатних осях відкладаються масштабовані координати.

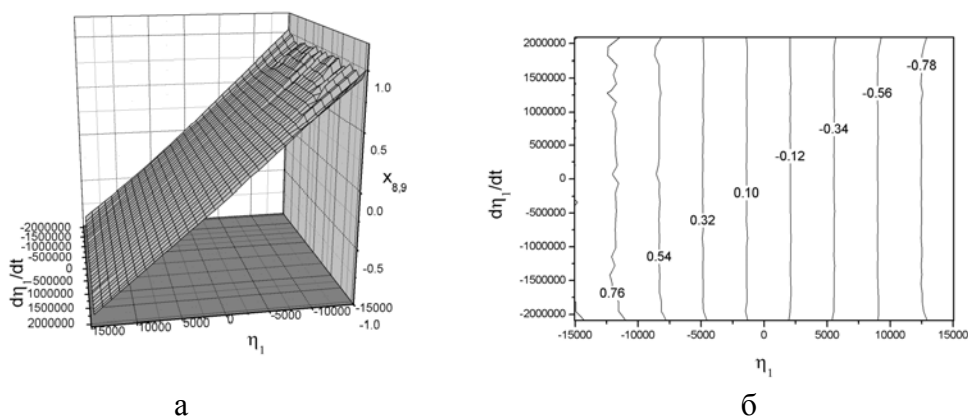


Рисунок 9 – Інваріантне різноманіття в підпросторі $(\eta_1, \dot{\eta}_1, x_{8,9})$:
а – поверхня; б – лінії рівня

Нелінійні нормальні форми вимушених крутильних коливань системи (рис. 7) досліджено чисельно шляхом прямого чисельного інтегрування в діапазоні частот збудження $\omega \in [1000; 4500] \text{ rad/s}$. Проводився аналіз тільки усталених періодичних режимів руху. Розподіл амплітуд свідчить, що найбільш активними на всьому досліджуваному частотному діапазоні є узагальнені

координати $x_{6,7}, x_{7,8}, x_{6,12}$. При цьому зроблено такі висновки:

1. Рух за нелінійними нормальними формами відбувається в резонансних областях. Поза цими областями рух може відбуватися як за нормальними формами, так і суттєво від них відрізнитись.

2. Нелінійні нормальні форми вимушених коливань систем з дисипацією є близькими до нелінійних нормальних форм систем без дисипації, тобто дисипація практично не впливає на вигляд нелінійних нормальних форм.

В дисертаційній роботі представлено аналіз нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра вільних коливань силової передачі дизельного двигуна ЗТД-4 поблизу від резонансу третьої гармоніки збуджуючих моментів двигуна на експлуатаційних режимах. Розрахункову схему крутильних коливань силової передачі дизельного двигуна ЗТД-4 зображено на рис. 10.

Пошук ННФ Шоу-П'єра проводився методом, який запропоновано в роботі. В якості провідної координати обрано ту головну координату лінійної підсистеми, що відповідала частоті, найближчій до третьої гармоніки збуджуючої сили. При номінальній частоті обертань двигуна 260с^{-1} її третя гармоніка відповідає круговій частоті 4900.88 рад/с , і в якості провідної координати обрано восьму головну координату лінійної підсистеми.

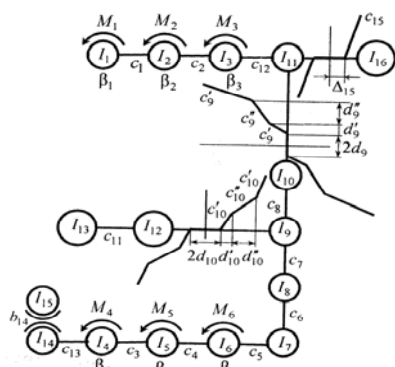


Рисунок 10 – Розрахункова схема крутильних коливань силової передачі дизельного двигуна ЗТД-4

Аналіз розподілу амплітуд вільних коливань силової передачі, що зображена на рис. 8, показав, що найбільш активними є узагальнені координати з номерами 4, 6, 7, 8, 10. Скелетну криву системи наведено на рис. 11. По осі абсцис відкладаються частоти коливань в рад/с ; по осі ординат – амплітуди узагальненої координати

θ_7 в радіанах. Суцільною лінією показано скелетну криву, що отримана за результатами аналізу редукованої моделі, маркерами – криву за результатами інтегрування рівнянь руху повної системи з відповідних початкових умов. Порівняння результатів свідчить, що оцінку параметрів динаміки системи в області резонансу третьої гармоніки збуджуючої сили проведено з великою точністю (відносна похибка за частотами та амплітудами не перевищує 1.2%).

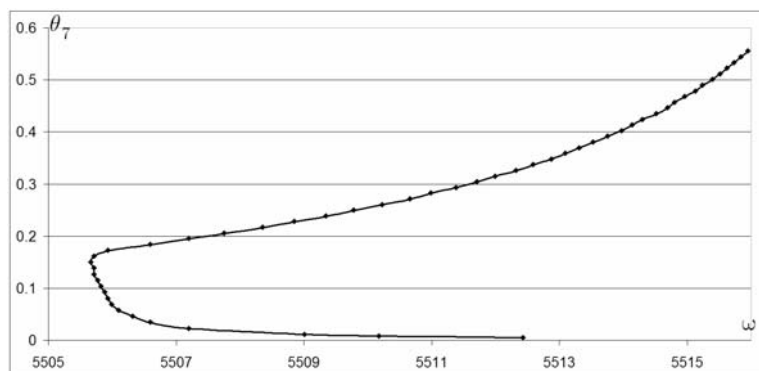


Рисунок 11 – Скелетна крива сьомої узагальненої координати

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розв'язано науково-практичну задачу побудови нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга та Шоу-П'єра для аналізу крутильних коливань силових передач дизельних двигунів. Отримані наступні наукові результати:

1. Розроблено метод розрахунку ННФ Шоу-П'єра в кусково-лінійних системах, що здійснюють вільні коливання. Метод дозволив удвічі знизити розмірність системи розв'язуючих рівнянь порівняно з базовим методом, що був запропонований в роботах Шоу-П'єра. Вказане зменшення розмірності відкриває можливість використання методу для динамічних систем з десятками ступенів свободи, що моделюють крутильні коливання силових передач дизельних двигунів.

З використанням нелінійних нормальних форм вільних коливань та ітераційної схеми Раушера, запропоновано метод розрахунку вимушених коливань в кусково-лінійних системах.

Розроблений метод дозволив розрахувати параметри вільних нелінійних коливань силової передачі дизельного двигуна ЗТД-4.

2. Розроблено чисельні методи пошуку нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга в кусково-лінійних системах, що мають різноманітні межі застосовності. Методи, що базуються на інтегруванні рівнянь руху у конфігураційному або фазовому просторі, доцільно використовувати для аналізу механічних систем з невеликою кількістю ступенів свободи. Підхід, що заснований на розв'язанні рівнянь руху в конфігураційному просторі методом колокацій, дозволяє ефективно знаходити ННФ Каудерера-Розенберга в тому числі для систем з великою кількістю ступенів свободи. При цьому метод поточечних колокацій дозволяє з задовільною точністю знаходити форми в трилінійних системах з симетричною пружною характеристикою, а метод комбінованих колокацій – і в білінійних системах.

3. Досліджено ННФ Шоу-П'єра та Каудерера-Розенберга в сильно нелінійних кусково-лінійних системах з двома кількістю ступенями свободи, що моделюють крутильні коливання ланки силової передачі. Показано, що розроблені методи з високою точністю дозволяють знаходити усталені режими коливань таких систем. Вищезазначені системи проявляють суттєво нелінійну

поведінку, для якої є характерними основні явища, що спостерігаються в експериментальних дослідженнях крутильних коливань силових передач.

4. Проведено чисельний аналіз вимушених крутильних коливань силової передачі трьохциліндрового транспортного двигуна з протилежно рухомими поршнями. З проведеного дослідження зроблено наступні висновки:

– рух за нелінійними нормальними формами відбувається в резонансних областях. Поза цими областями рух може відбуватися як за нормальними формами, так і суттєво від них відрізнятись;

– нелінійні нормальні форми вимушених коливань систем з дисипацією є близькими до нелінійних нормальних форм систем без дисипації. Дисипація майже не впливає на вигляд нелінійних нормальних форм.

Таким чином, для дослідження характеристик коливань силової передачі в резонансних областях достатньо провести аналіз нелінійних нормальних форм її вимушених коливань, не враховуючи параметри дисипації.

5. Проведено аналіз крутильних коливань силової передачі двигуна ЗТД-4 за допомогою розробленого методу пошуку ННФ Шоу-П'єра вільних коливань. Знайдені режими руху співпадають з вільними крутильними коливаннями, які було раніше досліджено методом гармонічного балансу.

6. Результати дисертації впроваджені в практику наукових досліджень Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України та в навчальний процес кафедри систем і процесів управління НТУ "ХП".

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Успенский Б.В. Нелинейные нормальные формы колебаний механизмов с кусочно-линейной упругой характеристикой / Б.В. Успенский, К.В. Аврамов // Вісник СевНТУ. – Севастополь: СевНТУ. – 2010. – № 110 – С. 43-48.

Здобувачем розроблено методи пошуку нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра для аналізу вільних коливань систем з кусково-лінійними пружними характеристиками.

2. Успенский Б.В. Нелинейные нормальные формы колебаний кусочно-линейных систем с большим числом степеней свободы / Б.В. Успенский, К.В. Аврамов // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. – Дніпропетровськ: Ліра. – 2013. – № 21. – С. 240-249.

Здобувачем проведено чисельні експерименти для дослідження вимушених крутильних коливань моделей силових передач та проведено систематизацію результатів.

3. Успенский Б.В. Численный анализ нелинейных нормальных форм вынужденных крутильных колебаний механических систем с кусочно-линейными упругими характеристиками / К.В. Аврамов, Б.В. Успенский // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. – Дніпропетровськ: Ліра. – 2014. – № 22. – С. 5-19.

Здобувачем розроблено методи пошуку нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра для аналізу вимушених коливань систем з кусково-лінійними

пружними характеристиками.

4. Uspensky B. Nonlinear Normal modes of piecewise linear systems under the action of periodic excitation / B.Uspensky, K.Avramov // Nonlinear Dynamics. – New York (USA): Springer. – 2014. – № 76. – pp.1151-1156. DOI 10.1007/s11071-013-1198-8.

Здобувачем розроблена модифікація методу Раушера для автономізації досліджуваної системи та проведено чисельний аналіз результатів.

5. Uspensky B.V. On Nonlinear Normal modes of free piecewise linear systems/ B.V. Uspensky, K.V. Avramov // Journal of Sound and Vibration. – Amsterdam (Netherlands): Elsevier. – 2014. – Vol. 333, Issue 14. – Pp.3252–3265. DOI 10.1016/j.jsv.2014.02.039.

Здобувачем розроблена модифікація методу нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра для підвищення його точності та проведено чисельний аналіз результатів.

6. Успенский Б.В. Анализ свободных крутильных колебаний силовых передач методом нелинейных нормальных форм Шоу-Пьера / Б.В. Успенский, К.В. Аврамов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – №57 (1099). – С. 96-105.

Здобувачем використано модифікований метод нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра для аналізу крутильних коливань відрізка силової передачі.

7. Успенский Б.В. Численный анализ нелинейных нормальных форм колебаний кусочно-линейных систем / Б.В. Успенский, К.В. Аврамов // Вісник Харківського національного університету ім. В.Н.Каразіна. – Харків: ХНУ імені В.Н. Каразіна. – 2011. № 967. – С. 32-41.

Здобувачем розроблено чисельні методи пошуку нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга для аналізу вільних коливань кусково-лінійних систем та проведено аналіз їхньої ефективності.

8. Успенський Б.В. Чисельний пошук форм Каудерера-Розенберга для систем з кусково-лінійними пружними характеристиками / Б.В. Успенський, К.В. Аврамов // Тези доповідей на Конференції молодих учених із сучасних проблем математики і механіки ім. Я.С. Підстригача. – Львів, 24-27 травня 2011 р. – С. 175-176.

Здобувачем запропоновано модифікацію методів аналізу вільних коливань кусково-лінійних систем, що зменшує вплив типу кусково-лінійної пружної характеристики на точність результатів.

9. Успенский Б.В. Нелинейные нормальные формы вынужденных колебаний кусочно-линейных систем / Б.В. Успенский, К.В. Аврамов // Тезисы международной конференции "Моделирование, управление и устойчивость MCS-2012", Севастополь, 10-14 сентября 2012 г. – Симферополь: ДИАЙПИ. – 2012. – С. 150-151.

Здобувачем досліджено сталість розрахункового процесу в залежності від вибору початкових умов для методів пошуку нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга вимушених коливань кусково-лінійних систем.

10. Uspensky Boris. Nonlinear normal modes for free and forced vibrations of piecewise linear systems / Boris Uspensky, Konstantin Avramov // The 8th European

Nonlinear Dynamics Conference (ENOC 2014): Proceedings. – Vienna (Austria). – 2014. – 2 p.

Здобувачем проведено аналіз форм Шоу-П'єра для вільних та вимушених коливань кусково-лінійних систем та визначено нелінійні явища, що супроводжують ці режими коливань.

11. Успенский Б.В. Нелинейные нормальные формы существенно нелинейных периодически возбуждаемых кусочно-линейных систем / Б.В. Успенский, К.В. Аврамов // Математичні методи та фізико-механічні поля. – Львів: Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача. – 2015. – т. 58, №3. – С. 83-90.

Здобувачем розроблено метод аналізу коливань ділянок силових передач та проведено чисельний аналіз нелінійних явищ, що виникають в них.

АНОТАЦІЇ

Успенський Б.В. Нелінійні нормальні форми коливань силових передач двигунів внутрішнього згорання. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2016.

Дисертацію присвячено розробці методів розрахунку нелінійних нормальних форм механічних систем, що моделюють крутильні коливання силових передач двигунів внутрішнього згорання.

В роботі запропоновано ряд чисельних та чисельно-аналітичних методів, що дозволяють знаходити нелінійні нормальні форми кусково-лінійних систем, які моделюють окремі ланки силових передач.

В роботі запропоновано модифікацію методу нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра, яка дозволила значно підвищити швидкодію та точність методу. Розроблена методика форм Шоу-П'єра разом із модифікованим методом Раушера дозволила знаходити нелінійні нормальні форми Шоу-П'єра вимушених коливань кусково-лінійних систем.

Розроблено чисельні методи пошуку нелінійних нормальних форм Каудерера-Розенберга вільних та вимушених коливань кусково-лінійних систем.

Знайдено нелінійні нормальні форми Шоу-П'єра вільних коливань силової передачі дизельного двигуна ЗТД-4 та зроблено висновки щодо характеру коливань силової передачі в резонансних та нерезонансних областях.

Ключові слова: крутильні коливання, динамічні процеси в машинах, методи розрахунку, нелінійні нормальні форми, силова передача.

Успенский Б.В. Нелинейные нормальные формы колебаний силовых передач двигателей внутреннего сгорания. На правах рукописи.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков,

2016.

Диссертация посвящена разработке методов расчёта нелинейных нормальных форм механических систем, моделирующих крутильные колебаний силовых передач двигателей внутреннего сгорания.

В работе предложен ряд численных и численно-аналитических методов, позволяющих находить нелинейные нормальные формы кусочно-линейных систем, моделирующих отдельные звенья силовых передач.

Предложена модификация метода нелинейных нормальных форм Шоу-Пьера, которая позволяет значительно увеличить быстродействие и точность этого метода. Благодаря разработанной методике анализа кусочно-линейных систем появилась возможность расчёта нелинейных нормальных форм Шоу-Пьера в системах с большим числом степеней свободы и кусочно-линейными упругими характеристиками. Это позволило решить задачу расчёта нелинейных колебаний реальных моделей силовых передач, в частности, силовой передачи двигателя ЗТД-4. Метод форм Шоу-Пьера продемонстрировал высокую точность и эффективность, что подтверждается сравнением с результатами численного интегрирования дифференциальных уравнений крутильных колебаний силовых передач. Разработанная методика поиска форм Шоу-Пьера в сочетании с модифицированным методом Раушера позволила находить нелинейные нормальные формы Шоу-Пьера вынужденных колебаний кусочно-линейных систем.

Разработаны численные методы поиска нелинейных нормальных форм Каудерера-Розенберга, которые позволяют редуцировать механическую систему до системы с одной степенью свободы. Разработана модификация метода Раушера, позволяющая в сочетании с разработанными методами находить нелинейные нормальные формы Каудерера-Розенберга вынужденных колебаний сильно нелинейных кусочно-линейных систем. Точность разработанных методов подтверждается совпадением траекторий в конфигурационном пространстве с результатами численного интегрирования. Анализ нелинейных нормальных форм Каудерера-Розенберга показал, что кусочно-линейные колебательные системы проявляют существенные нелинейные свойства.

Численный анализ установившихся колебаний силовых передач под действием периодического внешнего крутящего момента позволяет утверждать, что в резонансных областях движения происходят по нелинейным нормальным формам. При этом диссипация практически не влияет на вид нелинейных нормальных форм.

Расчёт нелинейных нормальных форм Шоу-Пьера свободных колебаний силовой передачи дизельного двигателя ЗТД-4 позволил сделать выводы о параметрах динамической прочности передачи.

Ключевые слова: крутильные колебания, методы расчёта, динамические процессы в машинах, нелинейные нормальные формы, метод Раушера, силовая передача.

Uspensky B. Nonlinear normal modes of torsion vibrations in power

transmissions of internal combustion engine. – With manuscript rights.

The thesis in qualification for a scientific degree of Candidate of Technical Science in specialty 05.02.09 – dynamics and strength of machines, National Technical University “Kharkiv Polytechnical Institute”, Kharkiv, 2016.

The thesis is devoted to development of approaches and methods for analysis of nonlinear normal modes of torsion vibrations in power transmissions. In the work a variety of both numerical and semi numerical methods of calculating nonlinear normal modes in piecewise linear systems is introduced.

Numerical methods for calculating the Kauderer-Rosenberg normal modes in piecewise linear systems can be used for analysis of small number-of-degrees systems with strong piecewise linear nonlinearity, both free and under harmonic excitation.

Semi numerical methods for obtaining Shaw-Pierre nonlinear normal modes in piecewise linear systems are introduced. The basis Shaw-Pierre NNM technique is modified for better precision and speed. Developed modifications allowed analyzing a 15-degrees-of-freedom model of torsion vibrations in power transmission of a diesel. High efficiency and precision of the modified Shaw-Pierre NNMs technique allows its using for parametrical and structural synthesis of power transmissions.

Keywords: oscillations, calculation methods, dynamic processes in machines, nonlinear normal modes, Rauscher technique, torsion vibrations, power transmission.

Підписано до друку 21.10.2016 р.

Формат 60x84/16. Папір офсетний.

Друк цифровий. Умовн. друк. арк. 0,9.

Гарнітура Times New Roman. Тираж 100 прим. Замовлення № 20

Надруковано у копії-центрі «МОДЕЛІСТ» (ФО-П Миронов М.В.)

Свідоцтво ВО4№022953
М. Харків, вул. Мистецтв, 3 літер Б-1
Тел. 7-170-354
www.modelist.in.ua
