

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 621.432

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.93.0.118

ПРО ВИБІР ПАРАМЕТРІВ НЕЛІНІЙНОЇ ПРУЖНОЇ МУФТИ ЯК ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ У ДВОВАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛЯХ

Шатохін В.М., Гранько Б.Ф., Соболев В.М.

Харківський національний університет будівництва та архітектури

Анотація. Запропоновано метод синтезу параметрів нелінійної пружної муфти як засобу зниження небезпечних крутильних коливань у силових ланцюгах двовальних транспортних дизелів. У його основі лежить економічна форма методу гармонічної лінеаризації для інтегральних рівнянь руху, записаних за допомогою імпульсно-частотних характеристик. Кількість рівнянь дорівнює числу нелінійностей, тому трудомісткість розв'язання задачі практично не залежить від кількості степенів вільності моделі.

Ключові слова: синтез, нелінійна пружна муфта, транспортний дизель, коливання, гармонічна лінеаризація.

Вступ

Збільшення потужності та швидкості сучасних машин із двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ) неминуче призводить до зростання динамічних навантажень, коли вже більшою мірою виявляються пружні властивості їхніх деталей і вузлів. Аналіз і усунення небезпечних коливань вимагають, з одного боку, урахування технологічних нелінійностей у побудові моделей, а з іншого, – введення пружних муфт і демпфувальних пристроїв, характеристики яких найчастіше також є нелінійними.

За умови належного вибору параметрів пружні муфти з попереднім натягом можуть бути ефективним засобом боротьби з небезпечними крутильними коливаннями. Можливості наявних підходів за синтезом їхніх параметрів обмежені як недосконалістю моделей самих пристроїв, так і складністю моделей машинних агрегатів із ДВЗ. Зокрема обмежувачі в муфтах вважаються абсолютно жорсткими, технологічні зазори не беруться до уваги. Засоби аналізу нелінійних коливань, що використовуються у цьому випадку, не відповідають сучасному рівню розвитку методів нелінійної механіки, що ускладнює розв'язання задач вібраційного синтезу, які потребують багаторазового розв'язання трудомістких нелінійних задач аналізу.

Розвиток методів розв'язання задач вібраційного синтезу можливий здебільшого за двома напрямками. Перший пов'язаний із пошуком найбільш ефективних методів розв'язання задач аналізу, другий – зі створенням

оптимізаційних процедур, що вимагають мінімальної кількості розв'язків задач аналізу. На цей час розроблено багато достатньо досконалих методів, алгоритмів і пакетів програм розв'язання задач оптимізації, тому як основний у роботі вибраний перший напрям.

У статті викладена нова концепція розв'язання задач аналізу й синтезу для багатовимірних нелінійних моделей машинних агрегатів із ДВЗ. Запропонований вільний від зазначених недоліків метод синтезу параметрів пружної муфти з попереднім натягом як засобу обмеження надмірних коливань у нелінійних моделях машинних агрегатів із двовальними дизелями. У його основі лежить ефективний алгоритм розв'язання задач аналізу, що використовує гармонічну лінеаризацію для інтегральних рівнянь руху, записаних за допомогою імпульсно-частотних характеристик (ІЧХ). Головна перевага такого підходу для розв'язання задач синтезу й оптимізації полягає в тому, що кількість рівнянь руху дорівнює числу нелінійностей і трудомісткість розв'язання задачі аналізу практично не залежить від числа степенів вільності моделі.

Розроблений метод використаний для вибору оптимальних параметрів муфти дизеля ЗТД для зниження небезпечних динамічних навантажень у його силовому ланцюзі.

Подані результати експериментальних досліджень.

Аналіз публікацій

Розрахунок вимушених коливань у нелінійних системах загалом є складною матема-

тичною проблемою, універсальних і ефективних методів вирішення якої на сьогодні не існує. Цим пояснюється наявність значної кількості методів дослідження зазначених коливань.

Для великого класу систем із кусково-лінійними характеристиками пружних з'єднань можна отримати точні розв'язки за допомогою методу припасовування [1, 2]. Проте в реалізації цього методу виникають серйозні труднощі, обумовлені складністю побудови рівнянь періодів і трудностю розв'язання отриманих трансцендентних рівнянь.

Здебільшого в динаміці машин для дослідження усталених режимів застосовуються наближені методи. Збурення у цьому випадку, як правило, розглядається моногармонічним, рухи мас і закони зміни кутів крутіння пружних ділянок також вважаються такими, що змінюються за гармонічним законом. У роботах [3, 4] для визначення параметрів руху використаний метод Гальоркіна.

У роботі [5] запропоновані методи лінеаризації за функцією розподілу й критерію мінімуму середнього квадратичного відхилення. Найбільше поширення в динаміці машин має метод гармонічної лінеаризації [6, 7], що дозволяє отримувати розв'язок із достатньою для практики точністю, якщо він близький до гармонічного.

Низка робіт присвячена застосуванню нелінійних нормальних форм [8, 9] для аналізу нелінійних динамічних процесів. Проте найчастіше для моделей механічних систем із ДВЗ цей підхід є неприйнятним.

Ефективним засобом дослідження усталених динамічних процесів у нелінійних моделях машинних агрегатів є метод, який базується на використанні інтегральних рівнянь руху, записаних за допомогою ІЧХ лінеаризованих моделей [10, 11].

У монографії [12] запропоновано пружну муфту з попереднім натягом використовувати як ефективний засіб боротьби з небезпечними крутильними коливаннями. Метод визначення параметрів муфти спирається на деякі спрощення в його постановці. Зокрема обмежувачі вважаються абсолютно жорсткими, технологічні зазори не беруться до уваги.

Робота [13] присвячена моделюванню динамічних процесів у механічних системах з нелінійними муфтами за умови врахування пружності обмежувачів; у [6, 14] розглядаються моделі із зазором.

Задача динамічного синтезу нелінійних силових передач сформульована в монографії [11] як задача нелінійного програмування. Особливості реалізації цього підходу, зокрема за наявності багатозначних розв'язків, які характерні для нелінійних систем, викладені в [15].

Мета і постановка завдання

Мета роботи – створення методу синтезу параметрів пружної муфти з попереднім натягом як засобу обмеження надмірних коливань у нелінійних моделях машинних агрегатів із двовальними дизелями.

Для досягнення поставленої мети мають бути вирішені такі завдання: сформульована задача динамічного синтезу як задача нелінійного програмування; розроблений метод гармонічної лінеаризації для рівнянь руху, записаних в інтегральній формі; установлені формули для визначення еквівалентної жорсткості й середньої деформації нелінійних з'єднань; запропонований алгоритм знаходження амплітуд коливань нелінійних з'єднань; побудована достовірна нелінійна динамічна модель машинного агрегату з дизелем ЗТД; зіставлені результати розрахункових досліджень з експериментальними даними.

1. Метод гармонічної лінеаризації для рівнянь руху в інтегральній формі

У динаміці машин значно поширений метод гармонічної лінеаризації, що дозволяє визначати розв'язки із прийнятною для практики точністю у випадку моногармонічного збурення, якщо тільки система має резонансні або фільтрувальні властивості [11, 16]. На усталених режимах для розглянутих систем найбільшу небезпеку становлять саме резонансні й навікорезонансні режими роботи. Застосування методу для розглянутих моделей здебільшого вимагає розв'язання систем рівнянь, у яких тільки невелика їхня кількість є нелійними. Відомі прийоми виключення лінійних рівнянь [11], за рахунок чого підвищується швидкодія алгоритму, через їхню невисоку алгоритмічність складно реалізувати для систем довільної структури з декількома нелійностями. Використання рівнянь руху в інтегральній формі, записаних за допомогою ІЧХ, дозволяє дістати економічну форму методу гармонічної лінеаризації. У матричній формі рівняння мають вигляд [11]:

$$\mathbf{y}(t) = \int_0^T \Phi(t-\tau) \mathbf{f}(\mathbf{y}) d\tau + \mathbf{g}(t), \quad (1)$$

де $\mathbf{y}(t) = [y_1(t), \dots, y_s(t)]^T$ – вектор деформацій нелінійних з'єднань (τ – знак транспонування); $\mathbf{f}(\mathbf{y}) = [f_1(y_1), \dots, f_s(y_s)]^T$ – нелінійна вектор-функція, зокрема

$$f_j(y_j) = c_j y_j - F_j(y_j) \quad (j = \overline{1, s}); \quad (2)$$

$F_j(y_j)$ – нелінійна характеристика j -го нелінійного з'єднання; c_j і $c_j y_j$ – коефіцієнт жорсткості й лінійна частина пружного моменту в ньому; $\Phi(t-\tau) = [\varphi_{ij}(t-\tau)]$ ($i, j = \overline{1, s}$) – матриця ПЧХ лінеаризованої моделі, у якій нелінійні з'єднання замінені лінійними з коефіцієнтами жорсткості c_j ; $\mathbf{g}(t) = [g_1(t), \dots, g_s(t)]^T$ – вектор-функція реакцій лінеаризованих нелінійних з'єднань на зовнішнє збурювання;

$$g_j = \sum_{i=1}^k \int_0^T \psi_{ji}(t-\tau) M_i(\tau) d\tau; \quad (3)$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \mathbf{1} - \frac{T}{2} \varphi_{11}^c \tilde{c}_1 & \frac{T}{2} \varphi_{11}^s \tilde{c}_1 & \dots & -\frac{T}{2} \varphi_{1s}^c \tilde{c}_s & \frac{T}{2} \varphi_{1s}^s \tilde{c}_s \\ -\frac{T}{2} \varphi_{11}^s \tilde{c}_1 & \mathbf{1} - \frac{T}{2} \varphi_{11}^c \tilde{c}_1 & \dots & -\frac{T}{2} \varphi_{1s}^s \tilde{c}_1 & -\frac{T}{2} \varphi_{1s}^c \tilde{c}_1 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ -\frac{T}{2} \varphi_{s1}^c \tilde{c}_1 & \frac{T}{2} \varphi_{s1}^s \tilde{c}_1 & \dots & \mathbf{1} - \frac{T}{2} \varphi_{ss}^c \tilde{c}_s & \frac{T}{2} \varphi_{ss}^s \tilde{c}_s \\ -\frac{T}{2} \varphi_{s1}^s \tilde{c}_1 & -\frac{T}{2} \varphi_{s1}^c \tilde{c}_1 & \dots & -\frac{T}{2} \varphi_{ss}^s \tilde{c}_s & \mathbf{1} - \frac{T}{2} \varphi_{ss}^c \tilde{c}_s \end{bmatrix}. \quad (8)$$

У цих формулах g_j^c , g_j^s і φ_{ji}^c , φ_{ji}^s відповідно косинус і синус амплітуди деформацій j -го лінеаризованого з'єднання й основної гармоніки ПЧХ $\varphi_{ji}(t)$; $\tilde{c}_j = c_j - c_{ej}$, де c_{ej} – еквівалентна жорсткість j -го нелінійного з'єднання. У роботі [11] показано, що для c_{ej} , як і для середньої деформації, справедливі формули традиційного підходу для рівнянь руху в диференціальній формі [7].

Середня деформація знаходиться з нелінійного рівняння

$M_i(\tau)$ ($i = \overline{1, k}$) – збурювальні моменти; $\psi_{ji}(t-\tau)$ ($i = \overline{1, k}; j = \overline{1, s}$) – ПЧХ від i -ї маси до j -го лінеаризованого з'єднання; k – кількість збурювальних моментів; T – період коливань.

Припустимо, як і за умови традиційного підходу, що розв'язки нелінійних інтегральних рівнянь у моногармонічному збурюванні з достатньою точністю описуються виразами

$$y_j(t) = A_j^0 + A_j^c \cos \omega t + A_j^s \sin \omega t \quad (j = \overline{1, s}), \quad (4)$$

де A_j^0 – середня деформація; A_j^c , A_j^s – відповідно косинус і синус амплітуди основної гармоніки деформації j -го нелінійного з'єднання. Тоді система лінеаризованих рівнянь для знаходження A_j^c , A_j^s ($j = \overline{1, s}$) після відповідних перетворень запишеться у вигляді [11]:

$$\mathbf{Hx} = \mathbf{G}, \quad (5)$$

де

$$\mathbf{x} = [A_1^c, A_1^s, A_2^c, A_2^s, \dots, A_s^c, A_s^s]^T, \quad (6)$$

$$\mathbf{G} = [g_1^c, g_1^s, g_2^c, g_2^s, \dots, g_s^c, g_s^s]^T, \quad (7)$$

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_j(A_j^0 + A_j \sin t) dt = M_{0j}, \quad (9)$$

а еквівалентна жорсткість визначається за формулою

$$c_{ej} = \frac{1}{\pi A_j} \int_0^{2\pi} F_j(A_j^0 + A_j \sin t) \sin t dt, \quad (10)$$

де M_{0j} – середній момент, що передається нелінійним з'єднанням; $A_j = \sqrt{(A_j^c)^2 + (A_j^s)^2}$ –

амплітуда кута крутіння.

У роботі [5] показано, що на основі методу лінеаризації за функцією розподілу з дос-

татньою для практики точністю формули (9), (10) можна замінити набагато економічнішими:

$$\frac{1}{4} [F_j(A_j^0 - k_2 A_j) + F_j(A_j^0 - k_1 A_j) + F_j(A_j^0 + k_1 A_j) + F_j(A_j^0 + k_2 A_j)] = 0, \quad (11)$$

$$c_{ej} = \frac{1}{2A_j} \{k_2 [F_j(A_j^0 + k_2 A_j) - F_j(A_j^0 - k_2 A_j)] + k_1 [F_j(A_j^0 + k_1 A_j) - F_j(A_j^0 - k_1 A_j)]\}, \quad (12)$$

де $k_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2}\right)}$; $k_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\right)}$.

Задача аналізу з використанням лінеаризованих рівнянь (5) розв'язується в такий спосіб: задаються початкові значення амплітуд деформацій нелінійних з'єднань A_j ($j = \overline{1, s}$); за ними визначаються середні деформації та еквівалентні жорсткості c_{ej} ; за допомогою (5) знаходяться A_j^c , A_j^s , а отже, і амплітуди $A_j^* = \sqrt{(A_j^c)^2 + (A_j^s)^2}$; мінімізується функція нев'язки

$$z = \sum_{j=1}^s (A_j^* - A_j)^2, \quad (13)$$

кількість змінних якої дорівнює числу нелінійностей.

Принциповим є те, що для кожного обчислення функції нев'язки необхідно розв'язувати систему лінійних алгебраїчних рівнянь (5) порядку $2s$. За умови традиційного підходу це необхідно робити для системи порядку $2n$, де n – кількість узагальнених координат.

2. Метод синтезу параметрів пружної муфти з попереднім натягом для двовальних транспортних дизелів

Конструкція використаної у двигунах 5ТДФ, 6ТД, 3ТД муфти з попереднім натягом у передачі між колінчастими валами така, що за умови придатного вибору параметрів її можна використовувати як демпфер коливань [12]. Для цього необхідно, щоб точка зриву коливань у разі збільшення обертів лежала праворуч точки зриву під час зниження обертів.

Пружна муфта (рис. 1) введена в зубчасту передачу, що зв'язує колінчасті вали, для зниження динамічного навантаження валопроводів на перехідних режимах роботи. У кожному з шести вікон муфти встановлено паралельно по дві пружини з попереднім натягом.

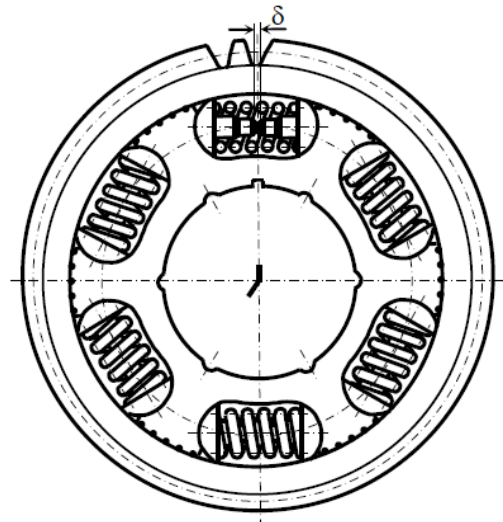


Рис. 1. Нелінійна пружна муфта

Кінематична схема двигуна 3ТД із споживачем (гідрогальмо) показана на рис. 2. Використані такі позначення: 1, 2 – ступиця й маховик демфера впускного вала; 3 – впускний колінчастий вал; 4÷8 – шестерні головної передачі; 9 – випускний вал; 10 – пружна муфта на випускному валу; 11 – ресора привода компресора; 12 – пружна муфта в приводі компресора; 13 – фрикційні муфти; 14 – ротор компресора; 15 – ресора привода турбіни; 16 – ротор турбіни; 17 – маховик двигуна у зборі із зчепленням; 18, 19 – ступиця (жорстко зв'язана з маховиком двигуна)

і маховик демпфера випускного вала; 20 – гумо-пальцова муфта; 21 – гідрогальмо.

На рис. 3 зображена крутильна схема дизеля ЗТД із пружною муфтою в головній передачі. Нелінійна характеристика муфти вра-

ховує зазор, обумовлений технологічними зазорами в зубцях шестерень головної передачі. Нижче показано (див. рис. 6), як практично реалізуються обмеження амплітуд коливань під час зростання і зниження обертів.

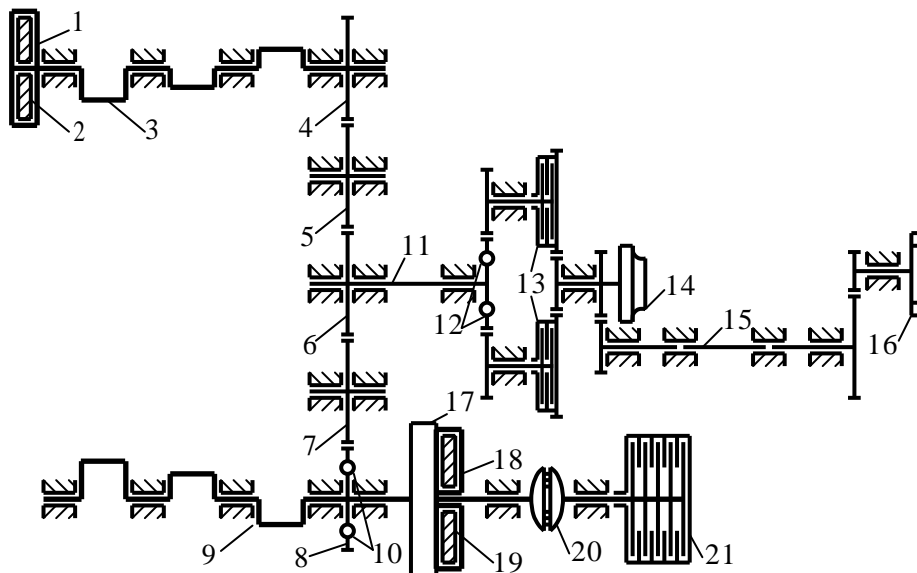


Рис. 2. Кінематична схема двигуна ЗТД зі споживачем

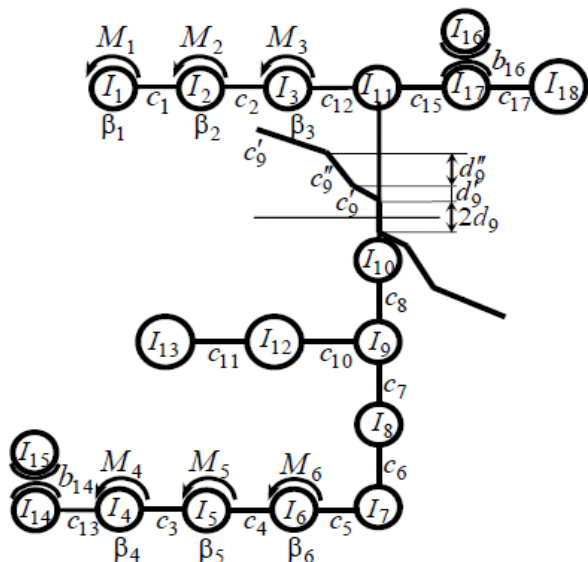


Рис. 3. Механічна модель машинного агрегату з дизелем ЗТД

Сформулюємо задачу динамічного синтезу параметрів муфти як задачу нелінійного програмування: варіюванням вектора її параметрів $\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_l]^T$ (елементами вектора можуть бути й параметри моделі) необхідно домогтися того, щоб максимальна ам-

плітуда пружного моменту в нелінійній муфті на частоті ω^{**} стала мінімальною

$$\min_{\mathbf{x} \in X} A_M^{(3)}(\mathbf{x}, \omega^{**}), \quad (14)$$

де X – область пошуку припустимих розв’язків, що задається у вигляді лінійних

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad x_i > 0 \quad (i = \overline{1, l}) \quad (15)$$

і нелінійного

$$\omega^{**} \leq \omega^* \quad (16)$$

обмежень відносно параметрів варіювання. Тут a_i і b_i – найменше й найбільше значення i -го параметра варіювання x_i ; ω^* і ω^{**} – частоти, за яких відбуваються стрибки відповідно до першої стійкої ділянки $A_M^{(1)}$ на другу $A_M^{(2)}$ (збільшення обертів) і з другої на третю $A_M^{(3)}$ (зменшення обертів; рис. 6 відповідає граничному випадку, коли $\omega^{**} = \omega^*$).

Частоти ω^* , ω^{**} є відповідно коренями рівнянь

$$\frac{d}{dt} A_M^{(1)}(\omega) = C, \quad \frac{d}{dt} A_M^{(2)}(\omega) = -C, \quad (17)$$

де C – константа, значення якої на один-два порядки перевершує модуль значень похідних у лівих частинах виразів (17) на пологих ділянках зміни амплітуд.

3. Синтез параметрів пружної муфти двовального транспортного дизеля ЗТД

У крутильній схемі дизеля ЗТД, зв'язаного зі споживачем (гідрогальмо) пружною ресорою (див. рис. 3), введені наступні позначення моментів інерції мас: $I_1 \div I_3$, $I_4 \div I_6$ – відповідно випускного та впускного валів; $I_7 \div I_{11}$ – шестерень головної передачі; I_{12} – компресора; I_{13} – турбіни; I_{14} – ступиці демпфера впускного вала; I_{16} – маховика двигуна в зборі зі зчепленням і жорстко зв'язаною з ним ступиці демпфера випускного вала; I_{15} , I_{17} – маховиків демпферів; I_{18} – гідрогальма. Значення моментів інерції вказані в табл. 1.

Таблиця 1

k	$I_k, \text{кгм}^2$
	0,073
7	0,038
8	0,033
9	0,036
10	0,072
11	0,023
12	0,64
13	1,336
14	0,035
15	0,105
16	1,839
17	0,419
18	2,5

Таблиця 2

k	$c_k, \text{Нм}$
1÷4	$2,604 \cdot 10^6$
5	$2,604 \cdot 10^6$
6	$1,299 \cdot 10^6$
7	$1,684 \cdot 10^6$
8	$2,389 \cdot 10^6$
9	$1,033 \cdot 10^4$
10	$5,05 \cdot 10^3$
11	$3,798 \cdot 10^3$
12	$2,604 \cdot 10^6$
13	$8,3 \cdot 10^6$
15	$3,1 \cdot 10^5$
17	$2,482 \cdot 10^4$

Коефіцієнти жорсткості з'єднань розрахункової моделі вказані в табл. 2; c_9 відповідає жорсткості податливої ділянки c_9'' пружної муфти. Інші вихідні параметри нелінійності: $c_9' = 1 \cdot 10^5 \text{ Нм}$ – жорсткість упорів; $M_0 = 150,8 \text{ Нм}$ – попередній натяг; $2d_9 = 0,012 \text{ рад}$ – зазор; $d_9' = 1,508 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$; $d_9'' = 0,065 \text{ рад}$ (відповідає робочому руху муфти $\delta = 4,4 \text{ мм}$). Середній момент, який передається муфтою, для досліджуваного діапазону частот вибраний рівним 300 Нм .

Еквівалентні лінеаризовані демпфування на циліндрових масах $\beta_1 = \dots = \beta_6 = 3,45 \text{ Нмс}$ знайдені шляхом зіставлення розрахункових і експериментальних даних на резонансних режимах за відсутності демпферів.

Для зниження амплітуд вимушених крутильних коливань у двигуні ЗТД застосовуються силіконові демпфери. Оскільки кінематична в'язкість силіконових масел істотно залежить від градієнта відносної швидкості ковзання поверхонь, що змазуються, то момент опору в них виявляється нелінійним [11]:

$$M_{\text{тр}} = \frac{G}{N + |\dot{\psi}|} \dot{\psi}, \quad (18)$$

$$\text{де } N = \frac{h}{Rk_0}; \quad G = \frac{\pi\gamma_0 v_0}{gRk_0} (R^4 - r^4 + 2R^3b).$$

В останніх формулах використані позначення: $\gamma_0 = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ – питома вага масла; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили ваги; $k_0 = 0,039v_0$; v_0 – кінематичний коефіцієнт в'язкості; $r = 0,045 \text{ м}$ і R – внутрішній і зовнішній радіуси рівня заливання силіконового масла (для випускного вала $R = 0,171 \text{ м}$, для впускного – $R = 0,121 \text{ м}$); $b = 0,043 \text{ м}$ – ширина маховика; $h = 0,5 \text{ мм}$ – зазор між ступицею і маховиком демпфера; $\dot{\psi} = \dot{\vartheta}_m - \dot{\vartheta}_{\text{ст}}$; $\dot{\vartheta}_m$ і $\dot{\vartheta}_{\text{ст}}$ – кутові швидкості ступиці й маховика демпфера.

Небезпечні коливання породжувалися головною – третьою гармонікою, тому збурювання на циліндрових масах представлено у вигляді

$$M_1(t) = \dots = M_3(t) = M_c^{(1)} \cos \omega t + M_s^{(1)} \sin \omega t,$$

$$M_4(t) = \dots = M_6(t) = M_c^{(2)} \cos \omega t + M_s^{(2)} \sin \omega t,$$

де $M_c^{(k)}$, $M_s^{(k)}$ ($k=1,2$) – відповідно сумарні косинус і синус амплітуди складових моментів газових сил і сил інерції; ω – кутова частота, що відповідає третій гармоніці. Для частоти обертів $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ знайдено: $M_c^{(1)} = -26,3 \text{ Нм}$; $M_s^{(1)} = 315,2 \text{ Нм}$; $M_c^{(2)} = 12,3 \text{ Нм}$; $M_s^{(2)} = 247,8 \text{ Нм}$.

Через зменшення зведених мас колінчастих валів двигуна ЗТД порівняно з базовим

дизелем 6ТД власна частота, обумовлена податливою ділянкою пружної муфти, зростає настільки, що тепер уже третя гармоніка збурювальних моментів, виявилася резонансною в зоні експлуатаційних обертів ($n = 800 - 1400 \text{ мин}^{-1}$) для зазначеної частоти. Максимальний пружний момент у муфті досягав 11850 кНм , хоча вже за умови 7500 кНм головна передача стає непрацездатною.

Застосування демпферів дозволяє знизити небезпечні динамічні навантаження. З демпфером на впускному валу найбільший ефект досягається, якщо $\nu_0 = 0,0025 \text{ м}^2/\text{с}$ (максимальний момент з 11850 кНм знижується до 7599 кНм), а на випускному – коли $\nu_0 = 0,015 \text{ м}^2/\text{с}$ (максимальний момент додатково знижується до 6525 кНм). На рис. 4 крива 1 дає залежність пружного моменту в муфті за відсутності в машинному агрегаті демпферів (штриховою лінією виділена нестійка гілка). Криві 2 і 3 дають відповідно пружні моменти за умови встановлення демпфера на впускний вал і двох демпферів на впускному й випускному валах; крива 4 – пружні моменти в лінійній моделі без демпферів.

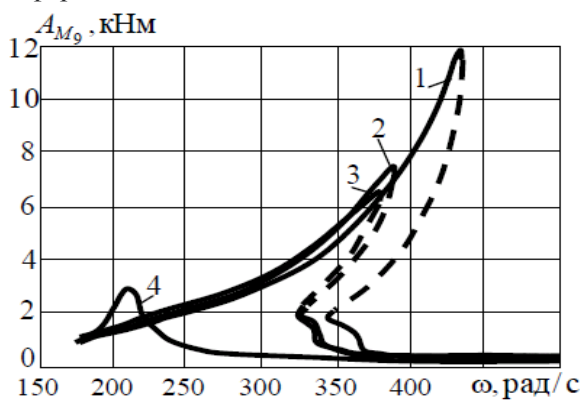


Рис. 4. Пружні моменти в нелінійній муфті в моделі без демпферів і з демпферами

Незначний вплив установлення демпфера на випускному валу пов'язаний з тим, що його ступиця закріплена на маховику. Ефект дії демпфера впускного вала можна істотно підняти, але це вимагає збільшення його розмірів (енергоємності).

На рис. 5 зображені фрагменти експериментальних осцилограм із записами пружного моменту в головній передачі й кутової швидкості маховика (два демпфери) під час

проходження через резонанс із плавним збільшенням обертів (T – період головної гармоніки).

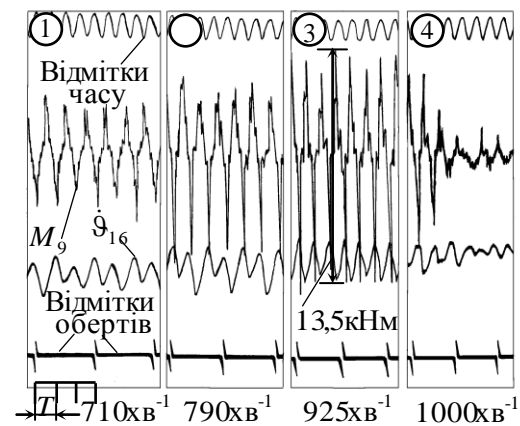


Рис. 5. Осцилограми пружного моменту в нелінійній муфті й кутової швидкості маховика за умови збільшення обертів двигуна

Ці дані досить добре погоджуються з представленими вище результатами розрахунків.

Суттєвого зниження небезпечних коливань можна, однак, домогтися більш дешевими та простими конструкторськими заходами, якщо скористатися викладеним вище методом синтезу параметрів муфти. Збільшення моменту попереднього натягу M_0 до 925 кНм і робочого ходу δ до 5 мм дозволяє надати муфті необхідні властивості (у цьому випадку $d'_9 = 0,015 \text{ рад}$, $d''_9 = 0,074 \text{ рад}$).

На рис. 6 зображені відповідні криві, що ілюструють зміну пружного моменту в муфті. Тепер за умови й збільшення, і зменшення обертів має місце обмеження амплітуд коливань. Без використання демпферів максимальний момент у цьому випадку вдається знизити до 5500 кНм , що підтверджує ефективність викладеного конструктивного прийому для зниження небезпечних динамічних процесів.

Висновки

1. Запропоновано метод синтезу параметрів пружної муфти з попереднім натягом як засобу обмеження надмірних коливань у нелінійних моделях машинних агрегатів із двовальними дизелями.

2. Залучено метод гармонічної лінеаризації для рівнянь руху в інтегральній формі,

ефективний у розв'язанні задач аналізу моделей машинних агрегатів із ДВЗ.

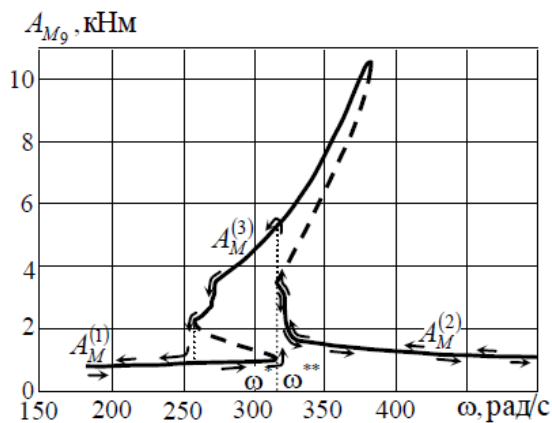


Рис. 6. Пружні моменти в нелінійній муфті за умови збільшення та зниження

3. Здобуто формули для визначення еквівалентної жорсткості й середнього закручування нелінійних з'єднань.

4. Запропоновано алгоритм визначення амплітуд коливань нелінійних з'єднань.

5. Сформульована задача динамічного синтезу параметрів муфти як задача нелінійного програмування.

6. Побудована достовірна нелінійна динамічна модель машинного агрегату з дизелем ЗТД; визначені оптимальні параметри муфти дизеля; зіставлені результати розрахункових досліджень з експериментальними даними.

7. Установлено, що для зменшення надмірних динамічних навантажень у муфті доцільно збільшити момент попереднього натягу M_0 до 925кНм і робочий хід δ до 5мм; у цьому випадку навіть без встановлення демперів максимальний пружний момент знижується з 11850кНм до 5500кНм.

8. Запропонований перспективний підхід для різних узагальнень у розв'язанні задач синтезу нелінійних моделей машинних агрегатів.

Література

1. Metallidis P., Natsiavas S. Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines. *International Journal of Non-Linear Mechanics*. 2003. № 38. P. 723–738.
2. Вейц В.Л., Кочура А.Е. Динамика машинних агрегатів с двигателями внутреннего сгорания. Ленинград: Машиностроение, 1978. 352 с.
3. Pesheck E., Pierre C., Shaw S.W. A new Galerkin-based approach for accurate nonlinear

normal mode through invariant manifolds. *Journal of Sound and Vibration*. 2002. № 249. P. 971–993.

4. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Исследования и методы расчета. Ленинград: Судостроение, 1970. Т. 3. 272 с.
5. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. Москва: Наука, 1966. 317 с.
6. Sinou J.J. Non-linear dynamics and contacts of an unbalanced flexible rotor supported on ball bearings. *Mechanism and Machine Theory*. 2009. № 44. P. 1713–1732.
7. Вульфсон И.И. Нелинейные задачи динамики машин. Ленинград: Машиностроение, 1968. 284 с.
8. Jiang D, Pierre C., Shaw S.W. Nonlinear normal modes for vibratory systems under harmonic excitation. *Journal of Sound and Vibration*. 2005. № 288. P. 791–812.
9. Falzarano J.M., Clague R.E., Kota R.S. Application of nonlinear normal mode analysis to the nonlinear and coupled dynamics of a floating offshore platform with damping. *Nonlinear Dynamics*. 2006. № 298. P. 958–981.
10. Шатохин В.М., Шатохина Н.В. Интегрированные дифференциальные уравнения установившихся динамических процессов в нелинейных моделях машинных агрегатов. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. № 2 (82). С. 43–53.
11. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 456 с.
12. Григорьев Н.В. Нелинейные колебания элементов машин и сооружений. Москва–Ленинград: Машгиз, 1961. 256 с.
13. Margielewicz J., Opasiak T., Gaska D. et al. Study of flexible couplings non-linear dynamics using bond graphs. *Forsch Ingenieurwes*. 2019. № 83. P. 317–323. URL: <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00317-w> (дата обращения: 23.01.2021).
14. Chen Sijia, Zhang Dingguo, Hong Jiazhen. A high-order rigid-flexible coupling model of a rotating flexible beam under large deformation[j]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechani*. 2013. № 45(2). P. 251–256.
15. Guzella L., Onder C.H. Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. Berlin: Springer-Verlag Heidelberg, 2010. 348 p.
16. Розенвассер Е.Н. Нелинейные колебания. Москва: Наука, 1969. 576 с.

References

1. Metallidis P., & Natsiavas S. (2003). Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 38, 723–738.

2. Vejc V.L., & Kochura A.E. (1978). *Dinamika mashinnykh agregatov s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Dynamics of machine units with internal combustion engines]. Leningrad: Mashinostroenie [in Russian].
 3. Pesheck E., & Pierre C., & Shaw S.W. (2002). A new Galerkin-based approach for accurate non-linear normal mode through invariant manifolds. *Journal of Sound and Vibration*, 249, P. 971–993.
 4. Terskikh V.P. (1970). *Krutil'nye kolebaniya valoprovoda silovykh ustanovok. Issledovaniya i metody rascheta* [Torsional vibrations of power plant shafting. Research and calculation methods]. Leningrad: Sudostroenie [in Russian].
 5. Kolovskij M.Z. (1966). *Nelinejnaya teoriya vibroza-shchitnikh system* [Nonlinear theory of vibration protection systems]. Moskva: Nauka [in Russian].
 6. Sinou J.J. (2009). Non-linear dynamics and contacts of an unbalanced flexible rotor supported on ball bearings. *Mechanism and Machine Theory*, 44, 1713–1732.
 7. Vul'fon I.I., Kolovskij M.Z. (1968). *Nelinejnye zadachi dinamiki mashin* [Nonlinear problems of machine dynamics]. Leningrad: Mashinostroenie [in Russian].
 8. Jiang D., & Pierre C., & Shaw S.W. (2005). Non-linear normal modes for vibratory systems under harmonic excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 288, 791–812.
 9. Falzarano J.M., & Clague R.E., & Kota R.S. (2006). Application of nonlinear normal mode analysis to the nonlinear and coupled dynamics of a floating offshore platform with damping. *Non-linear Dynamics*, 298, 958–981.
 10. Shatohin V.M., & Shatokhina N.V. (2016). Integro-differencial'nye uravneniya ustanovivshikhsya dinamiceskikh processov v nelinejnykh modelyakh mashinnykh agregatov [Integro-differential equations of steady-state dynamic processes in nonlinear models of machine units]. *Vibracii v tekhnici ta tekhnologiyakh*, 2 (82), 43–53 [in Russian].
 11. Shatokhin V.M. (2008). *Analiz i parametriceskij sintez nelinejnykh silovykh peredach mashin: Monografiya* [Analysis and parametric synthesis of nonlinear power transmissions of machines: Monograph]. Khar'kov: NTU "KhPI" [in Russian].
 12. Grigor'ev N.V. (1961). *Nelinejnye kolebaniya ehlementov mashin i sooruzhenij* [Nonlinear vibrations of elements of machines and structures]. Moskva – Leningrad: Mashgiz [in Russian].
 13. Margielewicz J., & Opasiak T., & Gaska D. et al. (2019). Study of flexible couplings non-linear dynamics using bond graphs. *Forsch Ingenieurwes*, 83, 317–323. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00317-w> (accessed: 23.01.2021).
 14. Chen Sijia, & Zhang Dingguo, & Hong Jiazhen. (2003). A high-order rigid-flexible coupling model of a ro-tating flexible beam under large deformation[j]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanic*, 45(2), 251–256.
 15. Guzella L., & Onder C.H. (2010). Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. Berlin: Springer-Verlag Heidelberg.
 16. Rozenvasser E.N. (1969). *Nelinejnye kolebaniya* [Nonlinear vibrations]. Moskva: Nauka [in Russian].
- Шатохін Володимир Михайлович**, д.т.н., професор, +38 (099) 461-89-67, ORCID 0000-0002-0766-4104, shatokhinvlm@gmail.com, Харківський національний університет будівництва та архітектури, вул. Сумська, 40, Харків, 61002, Україна
- Гранько Борис Федорович**, доцент, +38 (095) 948-73-00, ORCID 0000-0002-0766-4104, granko.a.b@gmail.com, Харківський національний університет будівництва та архітектури, вул. Сумська, 40, Харків, 61002, Україна
- Соболь Володимир Миколайович**, к.т.н., доцент, +38 (095) 779-09-10, ORCID 0000-0003-1611-5534, sobol_vn@ukr.net, Харківський національний університет будівництва та архітектури, вул. Сумська, 40, Харків, 61002, Україна.
- About the choice of parameters of the non-linear flexible coupling as damper in two-shaft transport diesel engines**
- Abstract. Problem.** *The increase in power and speed of modern units with internal combustion engines (ICE) leads to the increase in dynamic loads in them. The effective means of dealing with dangerous torsional vibrations is the introduction of elastic couplings and damping devices, the characteristics of which are most often nonlinear. The features of existing approaches for the choice of their parameters are limited by the imperfection of the models of the devices themselves, the features of the models of machine units with internal combustion engines as multi-mass systems with several nonlinearities. Goal.* *The creation of the method for parameters synthesizing of an elastic coupling with a preload as a unit of limiting excessive vibrations in nonlinear models of machine units with twin-shaft diesel engines. The following problems should be resolved: the dynamic synthesis problem is formulated as a nonlinear programming problem; a harmonic linearization method was developed for the equations of motion in integral form; the equivalent stiffness and average deformation of the nonlinear connection are determined; an algorithm for finding the vibration amplitudes of nonlinear connections has been created; a reliable nonlinear dynamic model of a machine unit with a 3TD diesel engine has been built; the results of computational studies are compared with experimental*

data. **Methodology.** The synthesis method is based on an efficient algorithm for solving analysis tasks. The equations of motion are written in the form of integral equations using the pulse-frequency characteristics of the linearized models. The main advantage of this approach for solving synthesis and optimization tasks is that the number of equations of motion is equal to the number of nonlinearities and the complexity of solving the analysis task is practically independent of the model's number of degrees of freedom. The problem of dynamic synthesis of coupling parameters is formulated as a nonlinear programming task. **Results.** The parameters synthesis method for the elastic coupling with a preload as a means of limiting excessive vibrations in nonlinear models of machine units with two-shaft diesel engines has been developed. A method of harmonious linearization for the equations of motion in integral form, written using the pulse-frequency characteristics of linearized models, is presented. The task of dynamic synthesis of coupling parameters is formulated as a nonlinear programming task. **Originality.** The parameters synthesis task of the elastic coupling with a preload is solved as a task of nonlinear programming. An efficient algorithm for solving the analysis task is based on the method of harmonic linearization for the equations of motion in integral form, that are written using the pulse-frequency characteristics of the line-

arized models. **Practical value.** The reliable nonlinear dynamic model of a machine unit with a two-shaft transport diesel engine 3TD has been built. The optimal parameters of the elastic coupling between the engine crankshafts have been determined. The results of computational studies are compared with experimental data.

Key words: synthesis, non-linear elastic coupling, transport diesel engine, oscillations, harmonic linearization.

Shatokhin Vladimir, Doct. of Sciences, Professor, +38 (099) 461-89-67, ORCID 0000-0002-0766-4104, shatokhinvlm@gmail.com,

Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Sumskaya str. 40.

Granko Boris, Associate Professor, +38 (095) 948-73-00, ORCID 0000-0002-0766-4104, grankoa.b@gmail.com,

Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Sumskaya str. 40

Sobol Vladimir, Ph.D., Associate Professor, +38 095 779-09-10, ORCID 0000-0003-1611-5534, sobol_vn@ukr.net,

Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Sumskaya str. 40.
