

УДК 621.432

DOI: 10.30977/AT.2219-8342.2018.42.0.29

ПРО ЗНИЖУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРИВОДІ ДО РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛА ПАЛИВНОГО НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Шатохін В.М., Гранько Б.Ф., Соболев В.М.,
Харківський національний університет будівництва та архітектури

Анотація. Викладено результати розрахунково-експериментальних досліджень з вибору параметрів привода розподільного вала паливного насоса транспортного дизеля, що забезпечують допустимий рівень динамічних навантажень. Використовуються інтегральні рівняння руху, що записані за допомогою імпульсно-частотних характеристик лінеаризованих моделей. Виявлено причини інтенсивних основних і субгармонічних коливань.

Ключові слова: розподільний вал, паливний насос, транспортний дизель, динамічні навантаження, основні й субгармонічні коливання.

Вступ

Збільшення потужності та швидкості сучасних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) неминує веде до підвищення динамічних навантажень у силових передачах машинних агрегатів. Аналіз і усунення небезпечних коливань вимагають при побудові моделей врахування технологічних і конструктивних нелінійностей, які є головною причиною різноманітності та складності динамічних процесів: зсуву резонансів, деформування резонансних кривих, багатозначності коливань, виникнення субгармонічних режимів, що істотно ускладнює розв'язання задач аналізу і тим більше синтезу для моделей з великою кількістю ступенів вільності.

Відомі намагання до аналізу динамічних навантажень у силових передачах машин із ДВЗ [1–4] не дозволяють пояснити природу деяких явищ, засоби для їх вивчення розроблені недостатньо. Зазначені обставини вимагають подальшого розвитку й удосконалення методів і алгоритмів дослідження динамічних процесів.

Характерною рисою привода розподільного вала паливного насоса V-подібного дванадцятициліндрового транспортного дизеля потужністю 1100 квт (1500 к.с.) є наявність складного періодичного збурення і технологічних зазорів у зубчастих зачепленнях. Як показали експерименти під час проведення довідних випробувань двигуна, зазначені фактори породжують не тільки основні резонанси з різними гармоніками, але і різноманітні субгармонічні коливання значної інтенсивності, які є причиною поломок шестерень.

Аналіз публікацій

Розрахунок вимушених коливань багатовимірних нелінійних систем при довільному збуренні становить собою складну математичну проблему [3, 5–7]. У більшості випадків для дослідження сталих режимів застосовуються наближені методи. У роботах [3, 8] з цією метою використовується метод Гальоркіна. Найбільш широкого поширення у динаміці машин набув метод гармонічної лінеаризації [7], що є основним інструментом інженерного аналізу нелінійних коливань. Засоби дослідження вимушених нелінійних коливань при полігармонічному збуренні мають більш скромні можливості [9]. Значна кількість робіт присвячена різним методам лінеаризації [10]. Відмітною рисою нелінійних систем є можливість виникнення в них субгармонічних коливань, період яких є кратним періоду збурення, а також супергармонічних резонансів із частотою кратною частоті збурення [7, 11].

У сучасній теорії для аналізу динамічних процесів у нелінійних моделях механічних систем, у тому числі й кусково-лінійних, робиться спроба використовувати нелінійні нормальні форми [6, 8, 13–15]. Цей підхід, однак, має обмежені можливості. Гіпотеза нормальних форм коливань для моделей механічних систем із ДВЗ у більшості випадків є неприйнятною.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є побудова нелінійної динамічної моделі привода для встановлення причин виникнення небезпечних динамічних

навантажень, відшукування параметрів пристрою, що забезпечують їх зниження.

Для досягнення поставленої мети повинні бути виконані такі завдання: обрана форма математичного опису усталених динамічних процесів, що враховує особливості нелінійної моделі привода; запропонований ефективний алгоритм розв'язання відповідних рівнянь руху; проведені розрахунково-експериментальні дослідження на зниження динамічних навантажень у приводі.

Модель привода розподільного вала

На етапі довідних випробувань двигуна мала місце проблема, пов'язана з ліквідацією поломок шестерень привода. Кінематична схема привода показана на рис. 1.

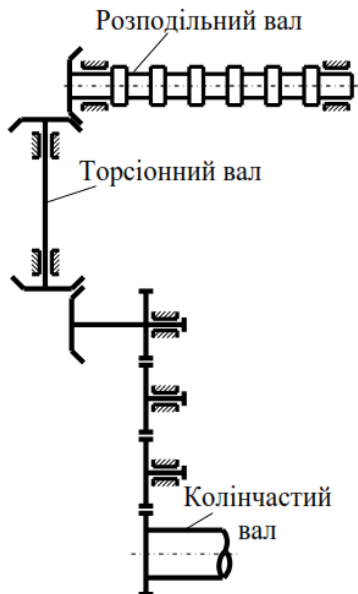


Рис. 1. Кінематична схема привода

Аналіз пружних та інерційних характеристик елементів привода, з урахуванням піддатливості зубців шестерень і опор показав, що його динамічні властивості на робочих режимах досить добре відображає модель, показана на рис. 2.

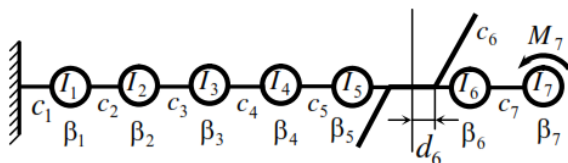


Рис. 2. Механічна модель привода

Значення параметрів моделі, які зведені до розподільного вала є такими:
 $I_1 \div I_3 = 0,0026 \text{ кгм}^2$; $I_4 \div I_6 = 0,0032 \text{ кгм}^2$;

$I_7 = 0,0056 \text{ кгм}^2$; $I_7 = 0,0159 \text{ кгм}^2$;
 $c_1 = 5,83 \cdot 10^4 \text{ Нм}$; $c_2 = c_3 = 1,26 \cdot 10^5 \text{ Нм}$;
 $c_4 = 3,45 \cdot 10^4 \text{ Нм}$; $c_5 = c_7 = 1,52 \cdot 10^5 \text{ Нм}$. Жорсткість упорів у нелінійній характеристиці визначається зведеною жорсткістю на крутіння торсіонного вала. Для вала діаметром 15 мм $c_6 = 6,73 \cdot 10^3 \text{ Нм}$. Експериментальне значення зазору $d_6 = 0,02618 \text{ рад}$ (15°).

Оскільки дані про характер і величину демпфірування були відсутні, то був зроблений добір коефіцієнта лінійного демпфірування шляхом зіставлення розрахункових значень пружних моментів при різному демпфіруванні з експериментальними резонансними моментами для $c_6 = 6,73 \cdot 10^3 \text{ Нм}$. У приводі з $I_7 = 0,0056 \text{ кгм}^2$ він здійснювався на резонансі з переважною другою гармонікою (100 % потужності двигуна), а з $I_7 = 0,0159 \text{ кгм}^2$ – на резонансі з переважною першою гармонікою (50 % потужності двигуна). В обох випадках задовільний збіг був здобутий при $\beta_1 \div \beta_6 = 0$; $\beta_7 = 0,8 \text{ кгм}^2 \text{ с}^{-1}$.

Збурюючий момент $M_7(t)$ носить складний негармонічний характер. Експериментально здобута для нього форма має вигляд трикутного імпульсу (рис. 3, а).

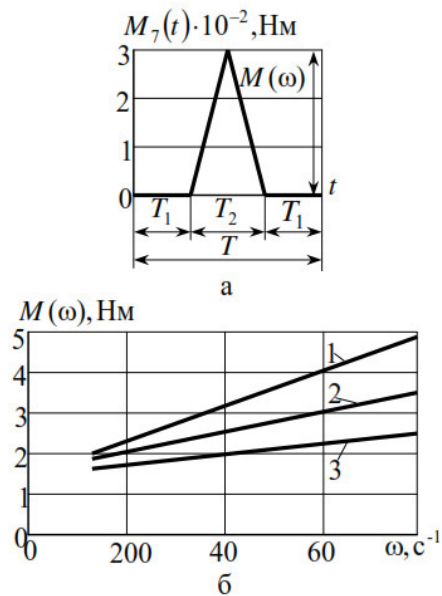


Рис. 3. Збурення у приводі: а – збурюючий момент на періоді; б – експериментальні залежності $M(\omega)$

За один оберт розподільного вала відбувається шість сплесків зазначеної форми. Особливість збурювання полягає в тому, що ви-

сота імпульсу $M(\omega)$ лінійно залежить від обертів (частоти) – змінюється за законом $a\omega + b$, параметри якого визначаються потужністю, що знімається з двигуна. Результати обробки експериментальних даних показані на рис. 3, б. Прямі 1, 2, 3 відповідають відповідно 100 %, 50 % і 0 % потужності.

Значення параметрів a і b показані в табл. 1.

**Інтегральні рівняння
усталених динамічних процесів**

Особливістю більшості моделей машинних агрегатів із ДВЗ є те, що кількість нелінійних елементів технологічного і конструктивного характеру в них істотно менша за кількість ступенів вільності. Відомо, що в таких випадках рівняння руху доцільно записувати в інтегральній формі з використанням імпульсно-частотних характеристик (ІЧХ) лінеаризованих моделей [5, 16]. Кількість рівнянь є рівною кількості нелінійностей, а трудомісткість розв’язання задачі практично не залежить від кількості ступенів вільності системи, що є істотним при розв’язанні задач синтезу й оптимізації.

Таблиця 1 – Параметри збурення

	Потужність		
	100 %	50 %	0 %
$a, \text{Нмс}^{-1}$	0,455	0,283	0,154
$b, \text{Нм}$	114	137	120

У матричній формі нелінійні інтегральні рівняння періодичних коливань записуються у вигляді [5, 16]

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

де $\mathbf{y}(t) = [y_1(t), y_2(t), \dots, y_s(t)]^T$ – вектор кутів крутіння нелінійних з’єднань (τ – знак транспонування); s – кількість нелінійностей; $\Phi(t - \tau) = [\varphi_{i,j}(t - \tau)]$ ($i, j = \overline{1, s}$) – матриця ІЧХ; $\mathbf{f}(\mathbf{y}) = [f_1(y_1), f_2(y_2), \dots, f_s(y_s)]^T$ – нелінійна вектор-функція; $f_j(y_j) = c_j y_j - F_j(y_j)$; $F_j(y_j)$ – нелінійна характеристика j -го нелінійного з’єднання; $c_j, c_j y_j$ – відповідно коефіцієнт жорсткості та пружний момент у лінеаризованому з’єднанні; $\mathbf{g}(t) = [g_1(t), g_2(t), \dots, g_s(t)]^T$ – вектор-функція реакцій на зовнішнє збурювання лінеаризованих нелінійних з’єднань;

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

– моменти, що збурюють (k – число моментів; T – період коливань); $\psi_{j,i}(t - \tau)$ – відповідні ІЧХ.

Під час розв’язання рівняння (1) добре зарекомендував себе ітераційний метод Ньютона-Канторовича розв’язання операторних рівнянь, формули якого в цьому випадку мають вигляд [5, 16]

$$\mathbf{y}_{n+1}(t) = \mathbf{y}_n(t) - \mathbf{z}_n(t); \quad (2)$$

$$\mathbf{z}_n(t) - \int_0^T \Phi(t - \tau) \mathbf{f}'_y(\mathbf{y}_n) \mathbf{z}_n(\tau) d\tau = -\mathbf{I}_n(t); \quad (3)$$

$$\mathbf{I}_n(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) \mathbf{f}(\mathbf{y}_n) d\tau + \mathbf{g}(t) - \mathbf{y}_n(t) \quad (n = 0, 1, 2, \dots), \quad (4)$$

де $\mathbf{f}'_y = \text{diag}\{f'_{y_1}, f'_{y_2}, \dots, f'_{y_s}\}$ – діагональна матриця.

У роботах [5, 16] викладені ефективні чисельні алгоритми реалізації формул (2)–(4).

Результати розрахунково-експериментальних досліджень

Для оцінки динамічних навантажень у приводі проводилися стендові експериментальні дослідження двигуна; у цьому випадку на осцилограмах реєструвалися пружні моменти на торсіонному валу і кутова швидкість розподільного вала. Дані експериментів з валом діаметра 15 мм ($c_6 = 6,73 \cdot 10^3$ Нм) використовувалися, зокрема, для перевірки вірогідності введеної моделі й добору еквівалентного коефіцієнта демпфірування (див. вище). Потім розрахунковим шляхом досліджувався вплив діаметра вала і деяких інших параметрів привода на рівень динамічних навантажень.

Для моделі з $I_7 = 0,0159$ кгм² (варіант 2 – з додатковими маховиками) порівнювані експериментальні й розрахункові пружні моменти показані на рис. 4, 5. Кутова частота кулачкового вала лежить в інтервалі $325 \div 750$ с⁻¹; масштабний коефіцієнт $\mu = 9,6$ Нм/мм. Характерні криві пружних моментів, зведених до торсіонного вала, побудовані для деяких значень частот так, щоб можна було простежити за їх зміною, викликану зміною частоти збурення (обертів) у робочому діапазоні.

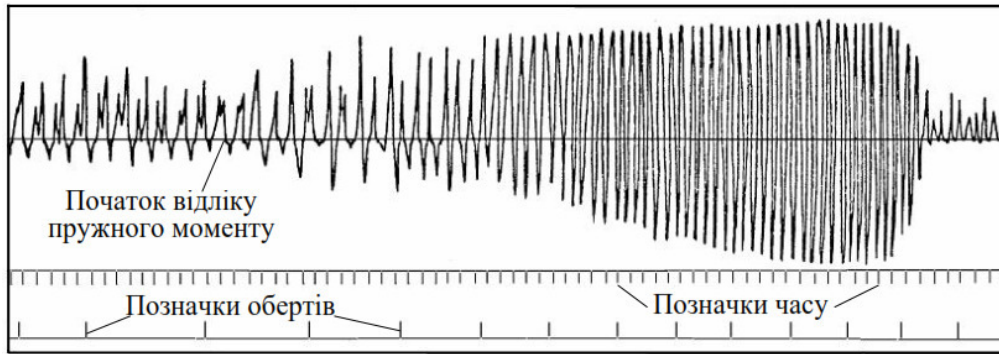


Рис. 4. Експериментальні пружні моменти на торсіонному валу

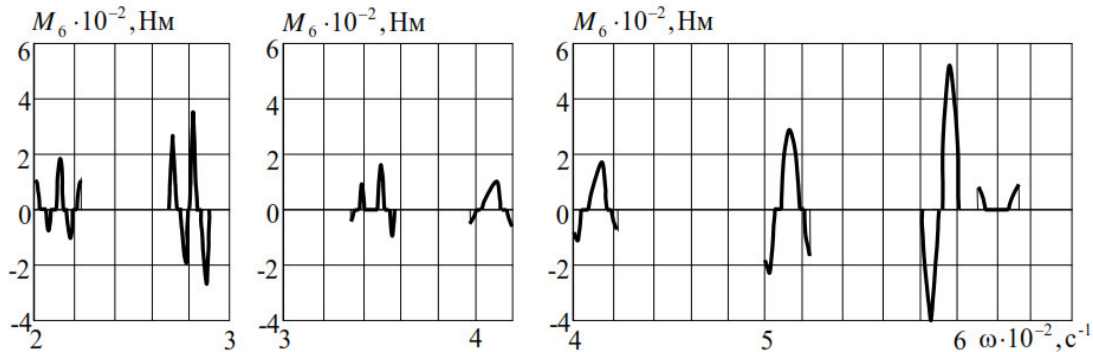


Рис. 5. Розрахункові пружні моменти на торсіонному валу

Порівняння результатів розрахунків і експериментів показує їх добрий якісний і кількісний збіг, особливо, якщо врахувати ту обставину, що для того, щоб запобігти руйнуванню шестерень в останньому випадку, прохід через резонанс був здійснений досить швидко. Для зазначеного варіанта побудовано залежність максимальних кутів крутіння від частоти збурення (рис. 6). Цифрами 1 і 2 позначені діапазони частот основних коливань, на яких переважають відповідно перша і друга гармоніки, дробом 1/2 – діапазон, у якому розвиваються субгармонічні коливання другого порядку.

Найбільш простим, із погляду реалізації, способом зниження динамічних навантажень є виведення резонансних частот із робочого діапазону системи. Практично це легко реалізувати зміною діаметра торсіонного вала. При доведенні привода частоти вільних коливань можна зменшити також приєднанням додаткових мас до розподільного вала. Розрахункове дослідження впливу діаметра торсіонного вала на рівень максимальних пружних моментів було здійснено для валів діаметром 15 мм ($c_6 = 6,73 \cdot 10^3$ Нм), 20 мм ($c_6 = 2,13 \cdot 10^4$ Нм), 30 мм ($c_6 = 1,08 \cdot 10^5$ Нм) (рис. 7).

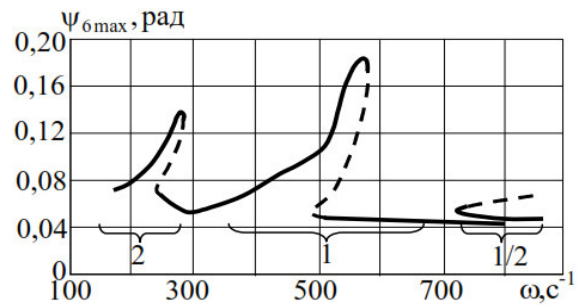


Рис. 6. Максимальні значення кутів крутіння

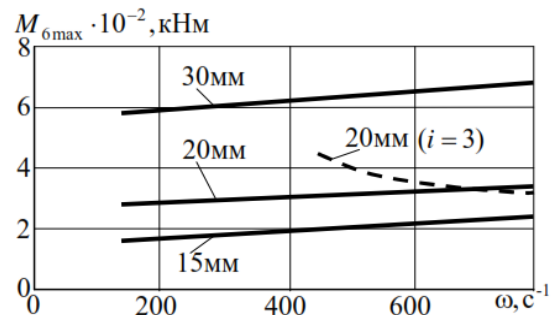


Рис. 7. Максимальні пружні моменти

Розгляд графіків дозволяє зробити висновок про те, що збільшення діаметра вала приводить до збільшення максимальних

пружних моментів. Розрахунки в той же час показують, що рівень коливань у цьому знижується. Досліджувані коливання мають досить складний характер і істотно відрізняються від гармонічних, що ілюструє рис. 8, де показано закон зміни кута крутіння нелінійного з'єднання на інтервалі періоду для вала діаметра 20 мм ($\omega = 400 \text{ c}^{-1}$).

У проведених розрахунках оцінювався також вплив додаткового середнього моменту у збуренні на характер динамічних процесів у приводі. Вони, однак, показали, що максимальні пружні моменти на валу для середнього моменту, що може бути практично реалізований, зростають незначною мірою.

Приєднання додаткових мас до розподільного вала ($I_7 = 0,0159 \text{ кгм}^2$) розглянутої моделі якісно еквівалентно зменшенню діаметра торсіонного вала.

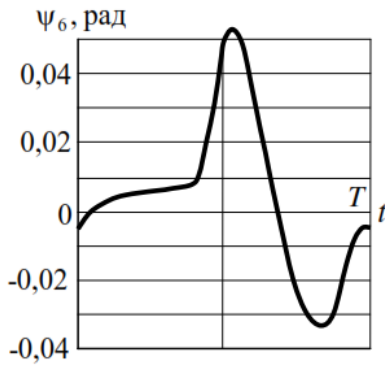


Рис. 8. Кут крутіння на періоді

Резонансна зона з переважною першою гармонікою у цьому випадку повністю переміщується в робочий діапазон (рис. 4, 5), причому максимальні пружні моменти досягають значного рівня ($M_{6\text{max}} > 400 \text{ Нм}$), як і резонансні коливання із другою гармонікою. Крім того, наприкінці робочого діапазону експериментально виявлені стійкі субгармонічні коливання другого порядку ($\omega = 738 \text{ c}^{-1}$). Виявлено такі особливості цих коливань: вони збурювалися тільки у разі навантаження на двигун 50 % (рис. 9), зі збільшенням його зникали (рис. 10); для них є характерними однобічні удари по упорах.

Це явище досліджувалося і розрахунковим шляхом. Найменше значення частоти збурення ω , на якій виявлені субгармонічні коливання, дорівнює 720 c^{-1} . Були не тільки підтверджені субгармоніки з однобічними

ударами, але, починаючи із зазначеного значення частоти, виявлені також і нестійкі субгармонічні коливання з виходами на обидва упори (див. рис. 6). Розрахунки підтвердили, що на частоті $\omega = 738 \text{ c}^{-1}$ за збільшення навантаження до 75 % субгармонічні коливання зникають, а за зменшення потужності до 0 % – зберігаються.

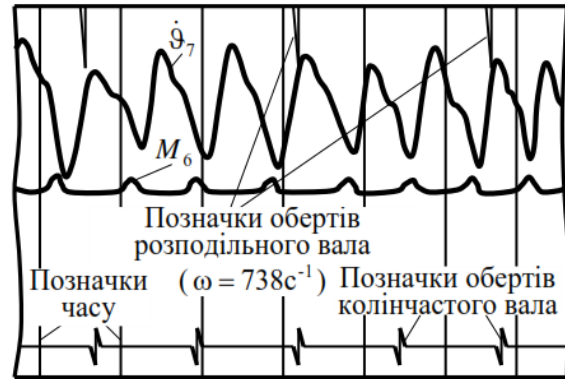


Рис. 9. Субгармонічні коливання (50 % потужності)

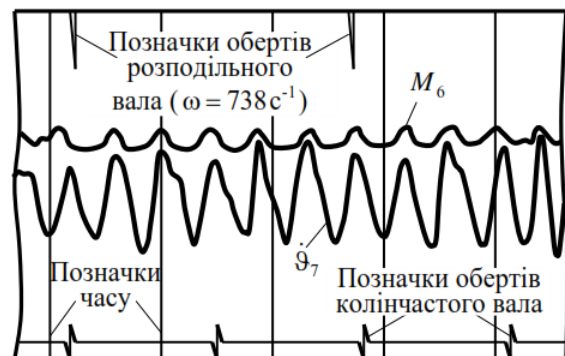


Рис. 10. Основні коливання (75 % потужності)

Розрахунковим шляхом досліджувалася також можливість зниження максимальних пружних моментів на торсіонному валу за рахунок збільшення зазору, що брався практично таким, щоб у системі реалізовувалися однобічні удари. Параметри системи були дещо змінені порівняно з розглянутими вище. У зв'язку з передбачуваною заміною шестерень на більш міцні, для моменту інерції I_7 бралася більше значення моменту інерції – $0,063 \text{ кгм}^2$. Розглядався вал діаметром 20 мм, однак зміна передатного відношення між шестернею торсіонного вала і пов'язаною з нею шестернею розподільного вала з $i = 2$ до $i = 3$ (передатне відношення між колінчастим і розподільним валами зберігалось незмінним) зведене жорсткість

(жорсткість упорів у нелінійності) було доведено до $c_6 = 6,5 \cdot 10^4$ Нм. Результати розрахунків максимальних пружних моментів показує штрихова крива на рис. 7. Порівняння її з іншими графіками цього рисунка показує, що зроблені зміни параметрів не принесли бажаного ефекту. Цей шлях не прийнятний і через значну величину розмахів коливань, що може порушити характер протікання теплового процесу у двигуні. Зокрема на частоті $\omega = 440 \text{ с}^{-1}$ розмах досягає 0,136 рад.

Висновки

Побудовано нелінійну динамічну модель привода розподільного вала паливного насоса транспортного дизеля у формі інтегральних рівнянь, які записані за допомогою ІЧХ.

Збільшення діаметра торсійного вала приводить до зростання максимальних пружних моментів.

Збільшення моменту інерції розподільного вала, що знижує частоти вільних коливань, переміщає резонансні коливання в робочий діапазон, причому при певному навантаженні стають можливими субгармонічні коливання.

Зміна додаткового середнього моменту в реальних межах несуттєво позначається на максимальних пружних моментах.

Реалізація однобічних виходів на упор не дозволяє досягти необхідного зниження динамічних навантажень у приводі.

Найбільше зниження максимальних пружних моментів вдається досягти при використанні ресори діаметром 15 мм, що в комбінації з більш міцними шестернями забезпечує необхідну надійність привода.

Наведено результати експериментальних досліджень та їхнє зіставлення з даними розрахунків.

Запропонований підхід є перспективним для дослідження динамічних процесів у моделях із нелійними пружними в'язями, кількість яких є меншою за кількість ступенів вільності.

Література

1. Metallidis P. Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines / P. Metallidis, S. Natsiavas // *International Journal of Non-Linear Mechanics*. – 2003. – № 38. – P. 723–738.
2. Guzella L. Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems / L. Guzella, C.H. Onder. – Berlin: Springer-Verlag Heidelberg, 2010. – 348 p.
3. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Исследования и методы расчета / В.П. Терских. – Л.: Судостроение, 1970. – Т. 3. – 272 с.
4. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура. – Л.: Машиностроение, 1978. – 352 с.
5. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография / В.М. Шатохин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.
6. Avramov K. Review of applications of nonlinear normal modes for vibrations mechanical / K. Avramov, Yu. Mihlin // *Appl. Mech. Reviews*. – 2013. – № 65. – P. 4–25.
7. Вульфсон И.И. Нелинейные задачи динамики машин / И.И. Вульфсон, М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
8. Pesheck E. A new Galerkin-based approach for accurate nonlinear normal mode through invariant manifolds / E. Pesheck, C. Pierre, S.W. Shaw // *Journal of Sound and Vibration*. – 2002. – № 249. – P. 971–993.
9. Рогачев В.М. О линеаризации нелинейных систем с многочастотным режимом колебаний / В.М. Рогачев // *Прикладная механика*. – 1974. – Т. X. – Вып. 1. – С. 130–134.
10. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский. – М.: Наука, 1966. – 317 с.
11. Ji J.C. On the approximate solution of a piecewise nonlinear oscillator under superharmonic resonance / J.C. Ji, H. Hansen // *J. Sound and Vibration*. – 2005. – № 283 (1-2). – P. 467–474.
12. Touze C. Nonlinear normal modes for damped geometrically nonlinear systems: Applications to reduced-order modeling of harmonically forced structures / C. Touze, M. Amabili // *Journal of Sound and Vibration*. – 2005. – № 288. – P. 791–812.
13. Chen S.C. Normal modes for piecewise linear vibratory systems / S.C. Chen, S.W. Shaw // *Nonlinear Dynamics*. – 1996. – № 10. – P. 135–164.
14. Jiang D. Nonlinear normal modes for vibratory systems under harmonic excitation / D. Jiang, C. Pierre, S.W. Shaw // *Journal*

- of Sound and Vibration. – 2005. – № 288. – P. 791–812.
15. Falzarano J.M. Application of nonlinear normal mode analysis to the nonlinear and coupled dynamics of a floating offshore platform with damping / J.M. Falzarano, R.E. Clague, R.S. Kota // *Nonlinear Dynamics*. – 2006. – № 298. – P. 958–981.
 16. Шатохин В.М. Интегро-дифференциальные уравнения установившихся динамических процессов в нелинейных моделях машинных агрегатов / В.М. Шатохин, Н.В. Шатохина // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2016. – № 2 (82). – С. 43–53.
- ### References
1. Metallidis, P., Natsiavas, S. (2003). Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 38, 723-738.
 2. Guzella, L., Onder, C.H. (2010). Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. Berlin: Springer-Verlag Heidelberg.
 3. Terskih, V.P. (1970). *Krutilnyie kolebaniya valoprovoda silovyih ustanovok. Issledovaniya i metody rascheta [Torsional oscillations of a propulsion shafting. Research and calculation methods]*. Leningrad: Sudostroenie, 3, 272 [in Russian].
 4. Veyts, V.L., Veyts, V.L., Kochura, A.E. (1978). *Dinamika mashinnyih agregatov s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya [Dynamics of machine units with internal combustion engines]*. Leningrad: Mashinostroenie [in Russian].
 5. Shatohin, V.M. (2008). *Analiz i parametricheskiy sintez nelineynyih silovyih peredach mashin: Monografiya [Analysis and parametric synthesis of nonlinear power transmission of machines]*. Kharkov: NTU «HPI» [in Russian].
 6. Avramov, K., Mihlin, Yu. (2013). Review of applications of nonlinear normal modes for vibrations mechanical. *Appl. Mech. Reviews*, 65, 4-25.
 7. Vulfson, I.I., Kolovskiy, M.Z. (1968). *Nelineynyye zadachi dinamiki mashin [Nonlinear problems of machine dynamics]*. Leningrad: Mashinostroenie [in Russian].
 8. Pesheck, E., Pierre, C., Shaw, S.W. (2002). A new Galerkin-based approach for accurate nonlinear normal mode through invariant manifolds. *Journal of Sound and Vibration*, 249, 971-993.
 9. Rogachev, V.M. (1974). O linearizatsii nelineynyih sistem s mnogochastotnyim rezhimom kolebaniy [On the linearization of nonlinear systems with a multifrequency regime of oscillations]. *Prikladnaya mehanika – Applied mechanics*, X, 1, 130-134.
 10. Kolovskiy, M.Z. (1966). *Nelineynaya teoriya vibrozashchitnih sistem [Nonlinear theory of vibration-damping systems]*. Moscow: Nauka [in Russian].
 11. Ji J.C., Hansen, H. (2005). On the approximate solution of a piecewise nonlinear oscillator under superharmonic resonance. *J. Sound and Vibration*, 283 (1-2), 467-474.
 12. Touze, C., Amabili, M. (2005). Nonlinear normal modes for damped geometrically nonlinear systems: Applications to reduced-order modeling of harmonically forced structures. *Journal of Sound and Vibration*, 288, 791-812.
 13. Chen, S.C., Shaw, S.W. (1996). Normal modes for piecewise linear vibratory systems. *Nonlinear Dynamics*, 10, 135-164.
 14. Jiang, D., Pierre, C., Shaw, S.W. (2005). Nonlinear normal modes for vibratory systems under harmonic excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 288, 791-812.
 15. 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. *Nonlinear Dynamics*, 298, 958-981.
 16. Shatohin, V.M., Shatohina, N.V. (2016). Integro-differentsialnyie uravneniya ustanovivshihsia dinamicheskikh protsessov v nelineynyih modelyah mashinnyih agregatov [Integro-differential equations of steady-state dynamic processes in nonlinear models of machine units]. *Vibratsii v tehnitsi ta tehnologiyah – Vibration in engineering and technology*, 2 (82), 43-53 [in Russian].
- Шатохін Володимир Михайлович, д.т.н., проф., тел. +38 099-461-89-67, shatokhinvlm@gmail.com**
Гранько Борис Федорович, доц., тел. +380959487300, b.grankoi.ua
Соболь Володимир Миколайович, к.т.н., доц., тел. +380957790910, sobol_vn@ukr.net
кафедра теоретичної механіки
Харківський національний університет будівництва та архітектури,
61002, Україна, м. Харків,
вул. Сумська, 40,

ABOUT DYNAMIC LOADS REDUCTION IN THE DRIVE TO THE CAMSHAFT OF THE FUEL PUMP OF TRANSPORT DIESEL

Shatokhin V., Granko B., Sobol V.,
Kharkov National University of Civil Engineering
and Architecture

Abstract. Problem. The power and speed increase of modern internal combustion engines (ICE) leads to increasing of dynamic loads in power transmissions of machine units. Analysis and suppression of dangerous oscillations require taking into account in models development technological and constructive nonlinearities, which are the main reason for a variety and complexity of dynamic processes: resonances shifts, deformation of resonance curves, multivalence of oscillations, and the appearances of subharmonic regimes. The known approaches to dynamic loads analysis in power transmissions of cars with ICE do not allow explaining the nature of certain phenomena. The means for their study are not sufficiently developed. **Goal.** To develop the nonlinear dynamic drive model for determining causes of dangerous dynamic loads; to find parameters of the device, which lead to dynamic loads reduction. The following problems solution: modeling of gaps in gears connections; schematization of the periodic disturbance of a non-harmonic character; choosing the form of the mathematical description for steady dynamic processes, taking into account the features of the nonlinear drive model; choosing the effective algorithm for solving the corresponding motion equations; carrying out calculation and experimental studies to reduce the drive dynamic loads. **Methodology.** For study of the established dynamic processes in nonlinear models of machine units, it is proposed to use the integrated equations of the movement which are written down by means of pulse-frequency characteristics (PFC) of the linearized models: the number of the nonlinear equations is equal to number of nonlinearities. Labor input of the solution of the task practically doesn't depend on number of freedom degrees of system that is essential to numerical algorithms of the solution of the nonlinear tasks having iterative character at the solution of problems of synthesis and optimization. The algorithm of the solution of the nonlinear integrated equations is based on an iterative method of Newton-Kantorovich of the solution of the operator equations. During the numerical implementation of the algorithm for resolving linear integrated equations on every step of iteration process, the method of quadrature formulas in pair with the idea of interpolation of a desired solution is used. **Results.** A nonlinear dynamical model of the camshaft drive of the fuel pump of transport diesel has been created in the form of integral equations written by using of PFC.

By calculation and experimental studies it has been established that: 1) an increase in the torsion shaft diameter leads to an increase in the maximum elastic moments; 2) increasing the inertia moment of the camshaft shift the resonant oscillations into the operating range; subharmonic oscillations are possible under action of a defined load; 3) the average moment in the drive not significantly affects the maximum elastic moments; 4) the one-way outputs realization to the drive retainer does not lead to the necessary dynamic loads reduction in the drive; 5) the maximal reduction of the maximum elastic moments can be done by using a spring with 15 mm diameter, which in combination with durable gears give the necessary drive reliability. **Originality.** The motion integral equations for the study of steady-state dynamic processes in non-linear models of machine units, written using PFC, have a number of principal advantages over the use of traditional models in differential form: the number of equations is equal to the nonlinear elements number, therefore, the solution time of problems is practically independent from the number of freedom degrees of models. **Practical value.** The studies carried out have allowed establishing the mechanism of dangerous dynamic loads appearance and giving recommendations on the drive parameters change, which provides its working capacity. The proposed approach is perspective for the dynamic processes study in models with nonlinear spring linkages, the number of which is less than the number of freedom degrees.

Key words: camshaft, fuel pump, transport diesel, dynamic loads, basic and subharmonic oscillations.

О СНИЖЕНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ К РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОМУ ВАЛУ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Шатохин В. М., Гранько Б. Ф., Соболев В. Н.,
Харьковский национальный университет
строительства и архитектуры

Аннотация. Изложены результаты расчетно-экспериментальных исследований по выбору параметров привода распределительного вала топливного насоса транспортного дизеля, обеспечивающих допустимый уровень динамических нагрузок. Используются интегральные уравнения движения, записанные с помощью импульсно-частотных характеристик линеаризованных моделей. Выявлены причины интенсивных основных и субгармонических колебаний.

Ключевые слова: распределительный вал, топливный насос, транспортный дизель, динамические нагрузки, основные и субгармонические колебания.