

накладки). Оно значительно меньше допускаемого напряжения на смятие как для материала накладки, равного  $[\sigma_{см}] = 1,3\sigma_T = 450$  МПа, так и для материала болта, равного  $[\sigma_{см}] = 1,3\sigma_T = 1020$  МПа.

Таким образом, прочность крепления усиливающих накладок к лонжеронам шасси от смещения при действии продольной силы со стороны цистерны обеспечена.

**Заключення.** В статье изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси аэродромного автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов от действия продольной инерционной силы на примере реальной конструкции авто-топливозаправщика АТЗ-10 и описаны некоторые особенности их выполнения. Предложенные способы уточнения расчетных моделей узлов крепления с учетом контактного взаимодействия деталей не требуют использования конечно-элементных программных комплексов и могут применяться для оперативной оценки прочности конструкции на стадии проектирования.

**Список литературы:** 1. Головченко В.И., Иванина Н.Л. Основные положения расчета крепления цистерны к шасси автомобиля автотопливозаправщика // Вестник НТУ «ХПИ». – 2012. – №22. – С. 40–47. 2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. Изд. 3. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с. 3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с. 4. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: Высшая школа, 1968. – 512 с. 5. ГОСТ 14771-76. Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. 6. Серенко А.Н., Крумбольт М.Н., Багрянский К.В. Расчет сварных соединений и конструкций. – К.: Вища школа, 1977. – 336 с. 7. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла до редакції 12.09.2012

УДК 621.833; 62.652

С.С. ГУТИРЯ, д.т.н., проф., проф. каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса;  
В.П. ЯГЛІНСЬКИЙ, д.т.н., доц., проф. каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса;  
А.М. ЧАНЧІН, асп. каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса

### МОДЕЛЮВАННЯ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНОГО КОЛІСНОГО РЕДУКТОРА

Динамична модель планетарного колісного редуктора у складі трансмісії троллейбуса подана у вигляді багатомасової лінійної коливної системи. Досліджено вплив кількості сателітів, жорсткості їх опор та жорсткості півосі провідного моста на головні частоти вільних коливань системи. Встановлено можливість варіації значень першої та другої головних частот редуктора в широкому інтервалі частотного спектру. Отримані результати з визначення власних частот редуктора є необхідною основою для дослідження збуджених коливань системи, розробки методів зниження віброактивності джерел збудження, а також рішення задач віброзахисту трансмісії троллейбусів.

© С.С. Гутиря, В.П. Ягліньський, А.М. Чанчін

**Ключові слова:** динамічна модель, планетарний колісний редуктор, частотна характеристика, моделювання, вільні коливання, власні частоти

Динамическая модель планетарного колесного редуктора в составе трансмиссии троллейбуса представлена в виде многомассовой линейной колебательной системы. Исследовано влияние количества сателлитов, жесткости их опор и жесткости полуоси ведущего моста на главные частоты свободных колебаний системы. Показана возможность вариации значений первой и второй главных частот редуктора в широком интервале частотного спектра. Полученные результаты определения собственных частот редуктора являются необходимой основой для исследования вынужденных колебаний системы, разработки методов снижения виброактивности источника возбуждения, а также решения задач виброзащиты трансмиссии троллейбусов.

**Ключевые слова:** динамическая модель, планетарный колесный редуктор, частотная характеристика, моделирование, свободные колебания, собственные частоты

A dynamic model of the planetary wheel gear in trolleybus transmission is represented as a linear oscillatory multimass system. The effect of the number of satellites, their stiffness and rigidity of supports half-bridge is researched on main frequency of free oscillations of the system. The possibility of variations of first and second frequencies values of main gear is shown in a wide range of frequency spectrum. These results of determination the natural frequencies of the gearbox are necessary foundation for study of forced vibrations of the system, developing of methods for reducing the vibration activity of excitation source and task solution of vibration protection for trolleybuses transmission.

**Keywords:** dynamic model, planetary wheel gear, frequency characteristic, modeling, free oscillation, eigenfrequencies.

**Вступ.** Коливальні процеси у планетарних колісних редукторах (ПКР)

мають дві основні особливості, що значно ускладнюють динамічні розрахунки, а саме: багатопоточність системи та знижену жорсткість ободів центральних коліс задля більш рівномірного розподілення навантаження за потоками.

В конструкціях вітчизняних та зарубіжних троллейбусів застосовують два типи провідних мостів з рознесеними двохступеневими передачами: у першому типі гіпоїдна або конічна передачі через диференціал поєднуються з планетарним колісним редуктором, розташованим в маточині провідного колеса (рис. 1); у другому (портального типу) конічна передача з колосвим

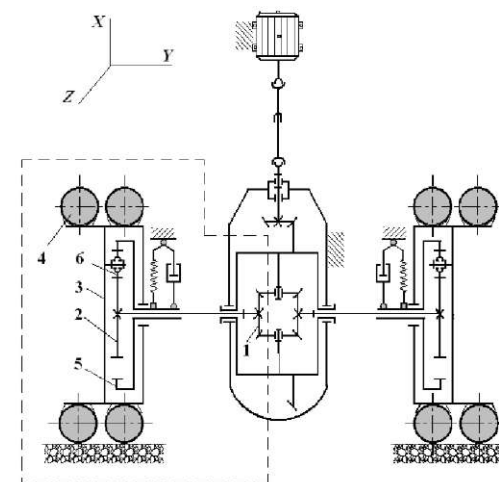


Рис. 1 – Кінематична схема трансмісії троллейбуса (пунктиром вирізано розрахункову схему ПКР):

- 1 – конічна шестерня у складі диференціала півосі; 2 – сонячна шестерня ПКР; 3 – водило;
- 4 – провідне колесо троллейбуса; 5 – епіцикл;
- 6 – сателіт

зубцем через зубчастий диференціал поєднується з циліндричною рядною передачею з роздвоєнням потужності.

Прикладами застосування трансмісій з мостами першого типу є тролейбуси моделей ЮМЗ-Т1, -Т2 (Україна) та ЗіУ-9 (Росія); другого типу – більш сучасні низькопольні тролейбуси Тролза “Мегаполіс” (Росія) [1]. До 90 % тролейбусів, що експлуатуються у м. Одеса, складають моделі ЮМЗ-Т1, -Т2 і ЗіУ-9, серед яких за статистичними даними понад 80 % значно перевищили свій нормативний ресурс (10 років).

На експлуатаційні показники ПКР (рис. 2) суттєво впливають динамічні навантаження в зубчастих зачепленнях “сонячна шестерня – сателіти” та “сателіти – епіцикл” у процесі трансформації обертального руху, які спричиняють пружні коливання системи “двигун – трансмісія – провідне колесо”. При цьому найбільш навантаженими і найменш надійними – “слабкими” (за даними експлуатації) елементами системи є зубчасті колеса та підшипники колісних редукторів, для яких статистична вірогідність безвідмовної роботи не перевищує 0,7 [2].

В умовах переважно перехідних режимів руху тролейбуса (розгін – гальмування – зупинка) вібрація, спричинена ПКР, посилюється резонансними коливаннями інших елементів системи, що призводить не тільки до наднормативного перевантаження “слабких” елементів, але й до перевершення існуючих санітарних нормативів (зокрема, за показником вібропрیشвидшення на 8...12 дБ), до різкого зростання рівня структурних та акустичних шумів [3]. Експериментальні дослідження показали, що частотний спектр вібрацій і шуму трансмісії тролейбусів ЮМЗ-Т1, -Т2 і ЗіУ-9 є широкополосним у діапазоні 1...200 Гц.

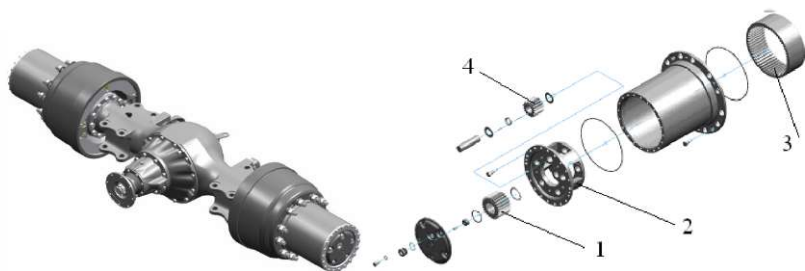


Рис. 2 – Твердотільні 3D моделі провідного моста (а) і деталей ПКР (б) тролейбусів ЗіУ-682 Б і ЗіУ-682 ГМ:  
1 – сонячна шестерня; 2 – водило; 3 – епіцикл; 4 – сателіт

Домінуючими у цьому спектрі, окрім основних частот (низьких і середніх), є також другі й треті гармоніки, які загалом складають до 90 % від шумів, спричинених зубчастими передачами у складі трансмісії.

За умов наднормативної зношеності рухомого складу, а також дефіциту запасних частин через обмежене фінансування, робітники тролейбусних депо змушені виконувати заміну ПКР або їх капітальний ремонт без аналізу і урахування причин відмов. Зокрема, не контролюється фактична (після монтажу) точність

контакту зубчастих зачеплень, не визначаються віброакустичні характеристики приводу та їх відповідність вимогам стандартів тощо. Означені та інші чинники призводять до підвищеної інтенсивності спрацьовування зубчастих коліс редуктора після ремонту, збільшення рівня вібрацій та акустичної емісії корпусу, тобто до різкого зниження ергономічних характеристик та надійності транспортного засобу при подальшій експлуатації. На сьогодні в Україні вже розпочато докорінне переоснащення тролейбусного парку, при цьому сприяння прискореному розвитку вітчизняного тролейбусобудування має стати одним із пріоритетних наукових напрямків фундаментальних і прикладних досліджень.

**Стан проблеми.** Однією з актуальних проблем оптимального проектування зубчастих передач у складі пасажирського транспорту є мінімізація їх віброактивності [4]. Відомо, що складність рішення задач динаміки планетарних механізмів, зокрема визначення спектру власних головних частот та амплітудно-частотних характеристик збурених коливань, зумовлена як значним числом елементів та з’єднань у складі системи, так і необхідністю адекватного моделювання певних елементів у вигляді мас із зосередженими параметрами (сонячна шестерня, сателіти, водило) або з розподіленими параметрами (епіцикл, складений ротор, муфти тощо). Зниження жорсткості деяких елементів і з’єднань планетарного механізму задля більш рівномірного розподілу навантаження за паралельними потоками потужності спричиняє прояв в системі різних видів взаємопов’язаних коливань, а саме крутильних та поперечних у площині, перпендикулярній осям обертання коліс [5]. Подана робота присвячена проблемі моделювання пружних деформацій системи ПКР, як єдиної коливальної системи, що містить від 3 до 5 сателітів, а також пошуку шляхів керування її частотними характеристиками шляхом варіювання жорсткістю основних пружних елементів.

**Розрахункова модель коливальної системи ПКР.** Для визначення і аналізу головних частот вільних коливань системи розроблено універсальну динамічну модель, що враховує наявність зв’язаних поперечних коливань осей сателітів та крутильних коливань коліс редуктора у площині ХZ. Відповідну систему з 3 сателітами розглянуто як восьмимасову, що має одинадцять ступенів вільності, з 4 – як дев’ятимасову (тринадцять ступенів вільності), з 5 – як десятимасову (п’ятнадцять ступенів вільності) (рис. 3). На першому етапі розрахунків головних частот системи у моделі не враховано сили опору. Коефіцієнти зосередженої лінійної жорсткості  $c_{ij}$  у складі моделі містять цифрові позначення недеформованих твердих тіл, що умовно поєднані певним пружним елементом і відображують відповідні жорсткості:  $c_{12}$  – вала між деталями 1 і 2;  $c_{34}$  – вала між водилом 3 ПКР і колесом тролейбуса 4;  $c_{50}$  – кріплення епіцикла 5 до тримальної рами тролейбуса 0;  $c_{36}, c_{37}, c_{38}, c_{39}, c_{310}$  – опор сателітів ( $c_{37}=c_{38}=c_{39}=c_{310}=c_{36} \equiv c_{oc}$ );  $c_{26}, c_{27}, c_{28}, c_{29}, c_{210}$  – зачеплення сонячної шестерні 2 і сателітів ( $c_{27}=c_{28}=c_{29}=c_{210}=c_{26} \equiv c_{mc}$ );  $c_{56}, c_{57}, c_{58}, c_{59}, c_{510}$  – зачеплення епіцикла 5 і сателітів ( $c_{57}=c_{58}=c_{59}=c_{510}=c_{56} \equiv c_{ec}$ ).

Для системи ПКР з 5 сателітами потенціальна енергія пружної деформації визначена у вигляді

$$\Pi = \frac{1}{2} \left( \begin{aligned} &c_{12}\lambda_{12}^2 + c_{50}\lambda_{50}^2 + c_{34}\lambda_{34}^2 + c_{шс}\lambda_{26}^2 + c_{шс}\lambda_{27}^2 + c_{шс}\lambda_{28}^2 + c_{шс}\lambda_{29}^2 + \\ &+ c_{шс}\lambda_{210}^2 + c_{oc}\lambda_{36}^2 + c_{oc}\lambda_{37}^2 + c_{oc}\lambda_{38}^2 + c_{oc}\lambda_{39}^2 + c_{oc}\lambda_{310}^2 + \\ &+ c_{ec}\lambda_{56}^2 + c_{ec}\lambda_{57}^2 + c_{ec}\lambda_{58}^2 + c_{ec}\lambda_{59}^2 + c_{ec}\lambda_{510}^2 \end{aligned} \right) \quad (1)$$

де  $\lambda_{12}, \lambda_{50}, \lambda_{34}, \lambda_{26}, \lambda_{27}, \lambda_{28}, \lambda_{29}, \lambda_{210}, \lambda_{36}, \lambda_{37}, \lambda_{38}, \lambda_{39}, \lambda_{310}, \lambda_{56}, \lambda_{57}, \lambda_{58}, \lambda_{59}, \lambda_{510}$  – деформації відповідних пружних елементів.

Із схеми деформацій (рис. 4) визначено:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{26} &= r_2\varphi_2c_w + r_6\varphi_6c_w - r_3\varphi_7; \lambda_{36} = r_3(\varphi_3 - \varphi_7); \lambda_{37} = r_3(\varphi_3 - \varphi_9); \\ \lambda_{27} &= r_2\varphi_2c_w + r_6\varphi_6c_w - r_3\varphi_9; \lambda_{28} = r_2\varphi_2c_w + r_6\varphi_{10}c_w - r_3\varphi_{11}; \lambda_{38} = r_3(\varphi_3 - \varphi_{11}); \\ \lambda_{29} &= r_2\varphi_2c_w + r_6\varphi_{12}c_w - r_3\varphi_{13}; \lambda_{39} = r_3(\varphi_3 - \varphi_{13}); \lambda_{310} = r_3(\varphi_3 - \varphi_{15}); \\ \lambda_{210} &= r_2\varphi_2c_w + r_6\varphi_{14}c_w - r_3\varphi_{15}; \lambda_{510} = r_6\varphi_{14}c_w - r_5\varphi_5c_w + r_3\varphi_{15} \\ \lambda_{56} &= r_6\varphi_6c_w - r_5\varphi_5c_w + r_3\varphi_7; \lambda_{57} = r_6\varphi_6c_w - r_5\varphi_5c_w + r_3\varphi_9; \\ \lambda_{58} &= r_6\varphi_{10}c_w - r_5\varphi_5c_w + r_3\varphi_{11}; \lambda_{59} = r_6\varphi_{12}c_w - r_5\varphi_5c_w + r_3\varphi_{13}; \\ \lambda_{12} &= \varphi_2 - \varphi_1; \lambda_{34} = \varphi_4 - \varphi_3; \lambda_{50} = \varphi_5; \quad k_\alpha = \cos \alpha_w \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $r_2, r_3, \dots, r_6$  і  $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_5$  – радіуси і кути повороту відповідних коліс внаслідок пружного відхилення системи від положення рівноваги;  $\alpha_w$  – кут зачеплення коліс;  $\varphi_7, \varphi_9, \varphi_{11}, \varphi_{13}, \varphi_{15}$  – кутові переміщення осей сателітів 6, 7, 8, 9, 10, що характеризують поперечні коливання сателітів;  $\varphi_6, \varphi_8, \varphi_{10}, \varphi_{12}, \varphi_{14}$  – кути повороту сателітів навколо своїх осей; позитивний відлік кутів повороту прийнято проти ходу годинникової стрілки.

Після підстановки (2) у (1) та групування складових отримано квадратичну форму потенціальної енергії системи ПКР у вигляді

$$\Pi = \sum_{i=1}^{15} \sum_{j=1}^{15} \frac{c_{ij}\varphi_i\varphi_j}{2}, \quad (3)$$

де узагальнені коефіцієнти жорсткості  $c_{ij}$  визначаються за формулами:

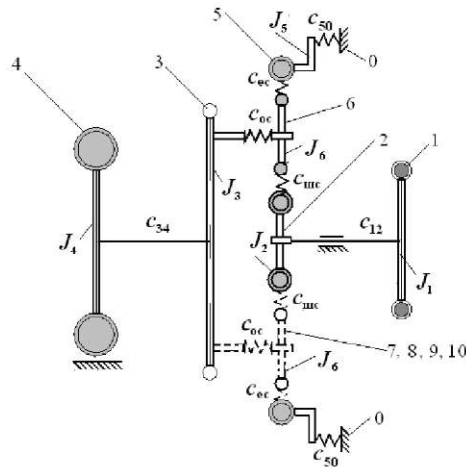


Рис. 3 – Схема динамічної моделі системи ПКР: 1 – конічне колесо у складі диференціала півосі; 2 – сонячна шестерня; 3 – водило; 4 – колесо; 5 – епіцикл; 6, 7, ..., 10 – сателіти

$$\left\{ \begin{aligned} c_{1,1} &= c_{12}; c_{1,2} = -c_{12}; c_{2,6} = c_{26}r_2r_6k_\alpha^2; \\ c_{2,2} &= c_{12} + 3c_{26}r_2^2k_\alpha^2; c_{2,6} = c_{26}r_2r_6k_\alpha^2; \\ c_{2,7} &= -c_{26}r_2r_3k_\alpha; c_{2,8} = c_{2,6}; c_{2,9} = c_{2,7}; \\ c_{2,10} &= c_{2,6}; c_{2,11} = c_{2,7}; c_{2,12} = c_{2,6}; \\ c_{2,13} &= c_{2,7}; c_{2,14} = c_{2,6}; c_{2,15} = c_{2,7}; \\ c_{3,3} &= c_{34} + 3c_{36}r_3^2; c_{3,4} = -c_{34}; \\ c_{3,7} &= -c_{36}r_3; c_{3,9} = c_{3,7}; c_{3,11} = c_{3,7}; \\ c_{3,13} &= c_{3,7}; c_{3,15} = c_{3,7}; c_{4,4} = c_{34}; \\ c_{5,5} &= c_{50} + 3c_{56}r_5^2k_\alpha^2; c_{5,6} = -c_{56}r_5r_6k_\alpha^2; \\ c_{5,7} &= -c_{56}r_5r_3k_\alpha; c_{5,8} = c_{5,6}; \\ c_{5,9} &= c_{5,7}; c_{5,10} = c_{5,6}; c_{5,11} = c_{5,7}; \\ c_{5,12} &= c_{5,6}; c_{5,13} = c_{5,7}; c_{5,14} = c_{5,6}; \\ c_{5,15} &= c_{5,7}; c_{6,6} = (c_{26} + c_{56})r_6^2k_\alpha^2; \\ c_{6,7} &= -c_{26}r_2r_3k_\alpha + c_{56}r_5r_3k_\alpha; \\ c_{7,7} &= c_{36}r_3^2 + c_{26}r_2^2 + c_{56}r_5^2; c_{8,8} = c_{6,6}; \\ c_{8,9} &= c_{6,7}; c_{9,9} = c_{7,7}; c_{10,10} = c_{6,6}; \\ c_{10,11} &= c_{6,7}; c_{11,11} = c_{7,7}; c_{12,12} = c_{6,6}; \\ c_{12,13} &= c_{6,7}; c_{13,13} = c_{7,7}; c_{14,14} = c_{6,6}; \\ c_{14,15} &= c_{6,7}; c_{15,15} = c_{7,7}. \end{aligned} \right. \quad (4)$$

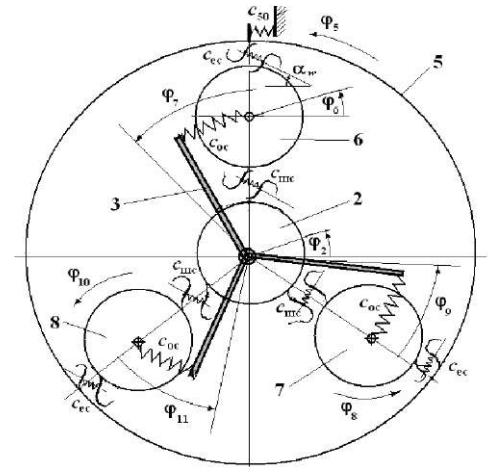


Рис. 4 – Схема пружних деформацій зубчастих елементів ПКР

Усі інші узагальнені коефіцієнти жорсткості дорівнюють нулю.

Кінетичну енергію системи ПКР визначають за рівнянням

$$T = \frac{1}{2} \left[ \begin{aligned} &J_1\dot{\varphi}_1^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2 + J_3\dot{\varphi}_3^2 + J_4\dot{\varphi}_4^2 + J_5\dot{\varphi}_5^2 + J_6(\dot{\varphi}_6 + \dot{\varphi}_7)^2 + \\ &+ m_6(V_{S6}^2 + V_{S7}^2 + V_{S8}^2 + V_{S9}^2 + V_{S10}^2) + J_6(\dot{\varphi}_8 + \dot{\varphi}_9)^2 + \\ &+ J_6(\dot{\varphi}_{10} + \dot{\varphi}_{11})^2 + J_6(\dot{\varphi}_{12} + \dot{\varphi}_{13})^2 + J_6(\dot{\varphi}_{14} + \dot{\varphi}_{15})^2 \end{aligned} \right], \quad (5)$$

де  $J_1, J_2, \dots, J_6$  – осьові моменти інерції коліс (для сателітів  $J_7 = J_8 = J_9 = J_{10} = J_6$ );  $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dots, \dot{\varphi}_{15}$  – кутові швидкості тіл;  $m_6$  – маса одного сателіта ( $m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_6$ ).

Швидкості центрів мас сателітів визначають за формулами

$$V_{S6} = r_3\dot{\varphi}_7, \quad V_{S7} = r_3\dot{\varphi}_9, \quad V_{S8} = r_3\dot{\varphi}_{11}, \quad V_{S9} = r_3\dot{\varphi}_{13}, \quad V_{S10} = r_3\dot{\varphi}_{15}. \quad (6)$$

Після підстановки (6) у (5) та групування складових отримано квадратичну форму кінетичної енергії системи у вигляді

$$T = \sum_{i=1}^{15} \sum_{j=1}^{15} \frac{a_{ij}\dot{\varphi}_i\dot{\varphi}_j}{2}, \quad (7)$$

де узагальнені коефіцієнти інерції  $a_{ij}$  визначаються так

$$\left. \begin{aligned} a_{1,1} = J_1; \quad a_{2,2} = J_2; \quad a_{3,3} = J_3; \quad a_{4,4} = J_4; \quad a_{5,5} = J_5; \quad a_{6,6} = J_6; \\ a_{7,7} = J_6 + m_6 r_5^2; \quad a_{8,8} = a_{6,6}; \quad a_{9,9} = a_{7,7}; \quad a_{10,10} = a_{6,6}; \quad a_{11,11} = a_{7,7}; \\ a_{6,7} = -J_6; \quad a_{8,9} = a_{6,7}; \quad a_{10,11} = a_{6,7}; \quad a_{12,12} = a_{6,6}; \quad a_{14,14} = a_{6,6}; \\ a_{12,13} = a_{6,7}; \quad a_{14,15} = a_{6,7}; \quad a_{13,13} = a_{7,7}; \quad a_{15,15} = a_{7,7} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_{1,1} & c_{1,2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{1,2} & c_{2,2} & 0 & 0 & 0 & c_{2,6} & c_{2,7} & c_{2,8} & c_{2,9} & c_{2,10} & c_{2,11} \\ 0 & 0 & c_{3,3} & c_{3,4} & 0 & 0 & c_{3,7} & 0 & c_{3,9} & 0 & c_{3,11} \\ 0 & 0 & c_{3,4} & c_{4,4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{5,5} & c_{5,6} & c_{5,7} & c_{5,8} & c_{5,9} & c_{5,10} & c_{5,11} \\ 0 & c_{2,6} & 0 & 0 & c_{5,6} & c_{6,6} & c_{6,7} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{2,7} & c_{3,7} & 0 & c_{5,7} & 0 & c_{7,7} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{2,8} & 0 & 0 & c_{5,8} & 0 & 0 & c_{8,8} & c_{8,9} & 0 & 0 \\ 0 & c_{2,9} & c_{3,9} & 0 & c_{5,9} & 0 & 0 & c_{8,9} & c_{9,9} & 0 & 0 \\ 0 & c_{2,10} & 0 & 0 & c_{5,10} & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{10,10} & c_{10,11} \\ 0 & c_{2,11} & c_{3,11} & 0 & c_{5,11} & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{10,11} & c_{11,11} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{1,1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{2,2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{3,3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{4,4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{5,5} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{6,6} & a_{6,7} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{6,7} & a_{7,7} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{8,8} & a_{8,9} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{8,9} & a_{9,9} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{10,10} & a_{10,11} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{10,11} & a_{11,11} \end{bmatrix} \quad (10)$$

**Визначення спектру головних частот.** Диференціальні рівняння вільних коливань системи мають вигляд

$$A\ddot{q} + Cq = 0, \quad (11)$$

де  $q, \ddot{q}$  – матриці-стовпці узагальнених координат і узагальнених прискорень системи.

Розв'язок системи рівнянь (11) шукався у вигляді

$$q_i = B_i \sin \omega t, \quad i=1, 2, \dots \quad (12)$$

В результаті диференціювання (12) за параметром часу  $t$ , підстановки у (11), скорочення на  $\sin \omega t$  та перегрупування складових отримано наступну систему алгебраїчних рівнянь:

$$(C - A\omega^2) \cdot (B_1 \ B_2 \ \dots \ B_{11})^T = 0. \quad (13)$$

Символ “ $T$ ” означає транспонування матриць. Оскільки усі амплітуди  $B_i$  водночас не можуть бути нульовими, має дорівнювати нулю матричний вираз у перших дужках (13). Відповідно визначено частотне рівняння системи у формі

$$|C - A\omega^2| = 0. \quad (14)$$

Корені частотного рівняння (головні частоти вільних коливань) залежать від масоінерційних характеристик системи, що визначені матрицями  $A$  і  $C$ .

Дослідження спектру головних частот системи проведено на прикладі системи ПКР з наступними параметрами:  $c_{12}=2,88 \cdot 10^4$  Н·м/рад;  $c_{37}=2,88 \cdot 10^6$  Н·м/рад;  $c_{50}=6,54 \cdot 10^6$  Н·м/рад;  $c_{шс}=3,0 \cdot 10^9$  Н/м;  $c_{\infty}=0,407 \cdot 10^6$  Н/м;  $c_{\infty}=1,67 \cdot 10^9$  Н/м;  $J_1=0,0675$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_2=0,0018$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_3=0,086$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_4=1,473$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_5=0,051$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_6=0,00044$  кг·м<sup>2</sup>;  $m_6=0,85$  кг;  $r_2=0,087$  м;  $r_3=0,217$  м;  $r_6=0,06425$  м;  $\alpha_w=20^\circ$ .

Визначено спектр перших семи головних частот для ПКР відповідно з 3, 4 та 5 сателітами:

$$\Omega_3 = (134 \ 655 \ 5982 \ 8920 \ 21550 \ 61800) \text{ с}^{-1};$$

$$\Omega_4 = (133,5 \ 654 \ 5980 \ 61500 \ 121500 \ 167000) \text{ с}^{-1};$$

$$\Omega_5 = (133,1 \ 653 \ 5979 \ 62000 \ 122500 \ 165000) \text{ с}^{-1}.$$

В результаті аналізу розрахункових спектрів встановлено, що кількість сателітів практично не впливає на значення перших трьох головних колових частот  $(134 \ 655 \ 5982) \text{ с}^{-1}$ , натомість більш високі частоти зі збільшенням кількості сателітів різко зростають (практично на порядок). Також встановлено, що для головних частот вище за другу варіація пружних характеристик опор сателітів та вала півосі провідного моста ПКР на два порядки призводить до зміни значень головних частот вище за другу у межах 1%. Практично важливим результатом уявляється те, що перша головна частота системи ПКР суттєво залежить лише від жорсткості  $c_{\infty}$  опор сателітів (рис. 5), натомість друга – від жорсткості  $c_{12}$  вала півосі провідного моста (рис. 6). Встановлено, що для системи ПКР, що має 4 і 5 сателітів, значення четвертої і вищих частот у 6...7 разів перевищують значення відповідних частот ПКР з 3 сателітами. Розрахунками доведено можливість варіації значень першої головної частоти в діапазоні 6...22 Гц шляхом зміни жорсткості опор сателітів в інтервалі  $(0,5...4,5) \cdot 10^5$  Н/м, а також – другої частоти в діапазоні 30...130 Гц шляхом зміни жорсткості вала півосі в інтервалі  $(0,5...4,0) \cdot 10^4$  Н·м/рад.

В результаті виконаних досліджень динамічної моделі ПКР обґрунтовано можливість управління власними частотними характеристиками ПКР у широкому діапазоні шляхом зміни кількості сателітів та жорсткості їх опор  $c_{oc}$  (для першої головної частоти), а також зміною жорсткості вала півосі  $c_{12}$  (для другої головної частоти).

#### Висновки.

1. Для розрахункової динамічної моделі ПКР тролейбусів ЮМЗ-Т1, -Т2 і ЗІУ-9 визначено спектр головних частот вільних коливань з різною кількістю сателітів (3, 4 і 5), встановлено можливість варіації значень першої та другої головних частот ПКР в широкому діапазоні частотного спектру.

2. Розрахункові значення першої і другої головних частот ПКР знаходяться у експериментально визначеній полосі 1...200 Гц частотного спектру вібрацій і шуму трансмісії тролейбусів.

3. Отримані результати з визначення власних частот є необхідною основою для дослідження збуджених коливань системи ПКР, а також для розробки методів зниження віброактивності джерел збудження та розв'язання задач віброзахисту пасажирського транспорту.

**Список літератури:** 1. Гутыря С.С. Технічна еволюція світового і вітчизняного тролейбусобудування / С.С. Гутыря, Д.М. Бордешюк, А.М. Чанчін // Пр. Одеського політехн. ун-ту. Наук. та науково-виробн. зб. – Одеса, 2011. – Вип. 1(35). – С. 42 – 48. 2. Гутыря С.С. Моделювання віброактивності і діагностика ушкоджень колісних редукторів тролейбусів / С.С. Гутыря, Д.Н. Бордешюк, А.М. Чанчін // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. пр. Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – Вип. 14. – С. 134 – 140. 3. Дудник И.Н. Оценка вибрационного фактора в кабинах троллейбусов, определение способов и выбор средств снижения транспортной вибрации на рабочих местах водителей // Вестник гигиены и эпидемиологии. – Т. 5, №1. – 2001. – Донецк: ДонДМУ. – С. 29 – 33. 4. Gracu M. Planetary Gears with Improved Vibration Behavior in Automatic Transmissions / M. Gracu, K. Langenbeck, B. Breunig // Intern. Conf. on Gears. – VDI-Berichte: 1230. – Dusseldorf: VDI Verl., 1996. – P. 861 – 879. 5. Samue D. Paul. Planetary Transmission Diagnostics / Samue Paul D., Joseph K. Conroy, Darryll J. Pines // Glenn Research Center, NASA/CR – 2004-213068 82, 2004, 83 p. Режим доступа <http://gltrs.grc.nasa.gov>

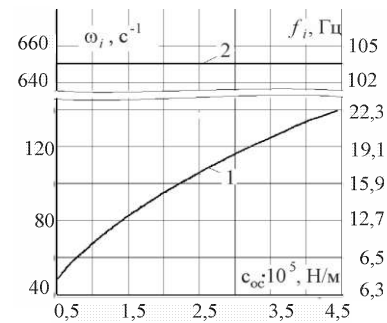


Рис. 5 – Графіки функцій головних частот  $\omega_i$  ( $c_{oc}$ ) вільних коливань системи від жорсткості опор  $c_{oc}$  сателітів: крива 1 – відповідає функції першої головної частоти  $\omega_1$  ( $c_{oc}$ ); крива 2 – другої  $\omega_2$  ( $c_{oc}$ ); частота  $f_i = \omega_i / (2\pi)$ , Гц

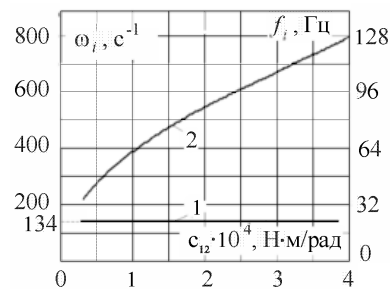


Рис. 6 – Графіки функцій головних частот  $\omega_i$  ( $c_{12}$ ) вільних коливань системи: крива 1 – першої головної частоти  $\omega_1$  ( $c_{12}$ ); крива 2 – другої  $\omega_2$  ( $c_{12}$ )

Поступила в редакцію 5.08.2012

УДК 621.9.06-52:658.527

**В.В. ДИОРДИЙЧУК**, нач. бюро НТК ЧАО „АзовЕлектроСталь”, Мариуполь;  
**В.А. ШКОДА**, к. т. н., Мариуполь

## О КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЯХ И ОПЫТЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛИТЫХ ЧУГУННЫХ РАМ ПАЛЛЕТ В СОСТАВЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ ЛИНИЙ

У статті описаний характер навантажень, які випробовують рами палет в процесі їх експлуатації. Відмічена значна трудомісткість виготовлення вказаних рам методом зварювання. Розглянуті варіанти виготовлення рам палет з чавунів: з кулястим графітом, з вермикулярним графітом, сірого з пластинчастим графітом. Показана прийнятність використання у складі автоматизованих формувальних ліній литих палет з сірого чавуну СЧ25 за умови установки сталевих вставок в найбільш навантаженої зоні опорних коліс.

**Ключові слова:** автоматизована формувальна лінія, зварна конструкція, палета, міцність.

В статье описан характер нагрузок, испытываемых рамами паллет в процессе их эксплуатации. Отмечена значительная трудоемкость изготовления указанных рам методом сварки. Рассмотрены варианты изготовления рам паллет из чугунов: с шаровидным графитом, с вермикулярным графитом, серого с пластинчатым графитом. Показана приемлемость использования в составе автоматизированных формовочных линий литых паллет из серого чугуна СЧ25 при условии установки стальных вставок в наиболее нагруженной зоне опорных колес.

**Ключевые слова:** автоматизированная формовочная линия, сварная конструкция, паллета, прочность.

Character of loading tested by the pallet's frames in a process of their exploitation is described in the paper. The considerable laboriousness of making of those frames by welding method is marked. The variants of making of pallet's frames are considered from cast-irons: with spherical graphite, with vermicular graphite, with grey-and-laminar graphite. Acceptability of use of cast pallet from SC25-grey cast-iron in composition of automated molding lines is shown under condition of setting of steel insertions in the most loaded zone of supporting wheels.

**Keywords:** automatic molding line, welded construction, pallet, strength.

**Введение.** Широкое распространение в отечественной и зарубежной практике получили автоматизированные формовочные линии (АФЛ), в которых транспортная система выполнена из большого количества паллет. Паллета – неприводная специальная транспортная тележка, имеющая большие габариты в плане (по размеру опоки) при небольшой высоте. Корпус паллеты представляет собой жесткую, горизонтально ориентированную раму с развитым оребрением снизу платформы (сотовая конструкция). В частности, паллеты, применяемые на АФЛ ЧАО “АзовЕлектроСталь”, имеют раму размерами 3000x1900 мм и высотой 170 мм.

**Постановка задачи.** Рама паллеты испытывает в процессе работы: изгибающий момент от установки литейной формы с залитым металлом (массой до 30 т) и от динамического воздействия устанавливаемого краном на форму технологического груза, силовую равномерно распределенную вертикальную нагрузку,

© В.В. Диордийчук, В.А. Шкода