

В.С. Тіщенко, О.А. Логвіненко, М.М. Одегов

<sup>1</sup>Український державний університет залізничного транспорту, Україна

## ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ МОТОРВАГОННОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Стаття присвячена висвітленню особливостей визначення частот власних коливань елементів механічної системи сучасного моторвагонного рухомого складу. Представлено підхід до моделювання формування частот власних коливань механічної системи тягового електроприводу моторвагонного рухомого складу, який скеровано на визначення параметрів геометричних моделей, що використовуються в якості вихідних даних для розробленої відповідної математичної моделі. Наведені рекомендації щодо подальшого використання отриманих результатів.

**Ключові слова:** моторвагонний рухомий склад, електропоїзд, тяговий привід, власні коливання.

### Постановка проблеми

На даний час значний обсяг пасажирських перевезень в приміському сполученні на мережах залізниць України здійснюється експлуатаційним парком моторвагонного рухомого складу, більша частина одиниць з якого експлуатується у наднормовий термін. З урахуванням відносно повільних темпів оновлення парку моторвагонного рухомого складу Укрзалізниці особливо важливими стають наукові дослідження спрямовані на підтримку високого рівня техніко-економічних показників електропоїздів, що знаходяться в експлуатації. Тому дослідження, спрямовані на вдосконалення показників функціонування елементів конструкції моторвагонного рухомого складу, слід вважати актуальними [1].

В якості одного з найвідповідальніших вузлів механічних систем одиниць сучасного моторвагонного рухомого складу, який безпосередньо гарантує безпеку руху, слід виділити екіпажну частину, конструкція якої містить тяговий електропривод. Як показала практика, в процесі експлуатації електропоїздів, на деяких режимах їх роботи, спостерігається явище поштовхів, що відповідає резонансним режимам роботи (збігу частот власних та вимушених коливань) та має негативний вплив на надійність та довговічність їх механічної системи в цілому. Це визначає напрямок досліджень спрямованих на виявлення резонансних частот та усунення їх негативного прояву.

Одним з можливих шляхів вирішення поставленої задачі є налаштування роботи механізму тягового привода на нерезонансних режимах, що в свою чергу потребує проведення досліджень на крутильні коливання механічної системи привода [1].

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз літературних джерел [5 – 7] показав, що на теперішній час проводяться чисельні теоретичні вишукування щодо механічних коливань, які здебільшого спрямовані на теоретичні дослідження явища коливань. В той же час питання, пов'язані з практичним виявленням та описанням формування частот власних коливань елементів конструкції сучасного рухомого складу не знайшли достатнього висвітлення. Це ускладнює вирішення актуальної задачі з підвищення надійності та довговічності механічної системи сучасного моторвагонного рухомого складу в цілому.

**Метою** статті є висвітлення розробленого підходу з визначення частот власних коливань елементів механічної системи тягового приводу сучасного моторвагонного рухомого складу.

### Виклад основного матеріалу

Серед ряду етапів досліджень крутильних коливань механічних систем першочерговим є розробка крутильно-коливальної еквівалентної схеми з визначенням відповідних вихідних параметрів, необхідних для проведення досліджень [2]. На першому етапі було розроблено і досліджено крутильно-коливальну схему тягового привода (рис.1).

Еквівалентна схема включає наступні елементи:

$I_1$  – момент інерції ротора тягового електродвигуна;

$e_1$  – податливість вала ротора тягового електродвигуна;

$I_2$  – момент інерції резино-кордової муфти;

$e_2$  – податливість резино-кордової муфти;

$I_3$  – момент інерції шестерні тягової зубчатої передачі;

$e_3$  – податливість зубчатого зачеплення тягової зубчатої передачі;

$I_4$  – момент інерції зубчатого колеса тягової зубчатої передачі;

$e_4$  – податливість осі колісної пари між зубчатим колесом тягової зубчатої передачі та ближнім до нього колесом колісної пари;

$I_5$  – момент інерції колеса колісної пари ближнього до зубчатого колеса тягової зубчатої передачі;

$e_5$  – податливість осі колісної пари між зубчатим колесом тягової зубчатої передачі та дальнім до зубчатого колеса колесом колісної пари;

$I_6$  – момент інерції колеса колісної пари дальнього до зубчатого колеса тягової зубчатої передачі.

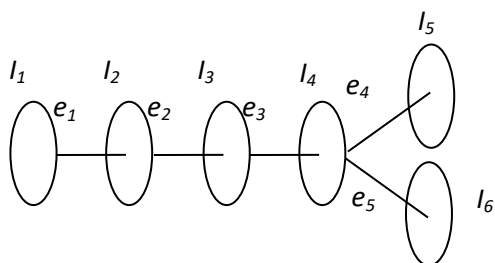


Рис. 1. Крутильно-коливальна еквівалентна схема тягового привода електропоїзда

З метою визначення параметрів еквівалентної крутильно-коливальної схеми на наступному етапі проведення досліджень були розроблені, з використанням сучасного програмного забезпечення [3, 4], відповідні геометричні моделі. Приклади результати геометричного моделювання та відповідні геометричні моделі наведено в таблиці 1.

Наступний етап досліджень передбачає створення відповідної до схеми математичної моделі з використанням рекурентних формул [5].

При гармонічних коливаннях ці моменти визначаються як:

$$e'_{i-1;i} = e_{i-1;i} \cdot \sin \omega t, \quad (1)$$

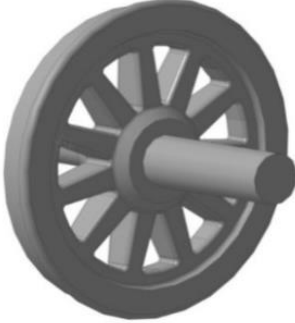
$$e'_{i+1;i} = e_{i+1;i} \cdot \sin \omega t, \quad (2)$$

$$M_{i;in} = -I_i \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = I_i \cdot a_i \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t, \quad (3)$$

де  $I_i$  – момент інерції  $i$ -тої маси.

Таблиця 1

Приклади геометричного моделювання елементів конструкції механічної системи тягового привода електропоїзда та відповідні результати моделювання

Елемент конструкції механічної системи	Геометрична модель та її параметри
1	2
Колесо колісної пари дальнє від зубчатого колеса тягової зубчатої передачі	 <p>Маса <math>m = 820.710942</math> кг                      Площа <math>S = 3.022068</math> м<sup>2</sup>                      Об'єм <math>V = 0.104950</math> м<sup>3</sup>                      Момент інерції  <math>J_x = 99.930495</math> кг*м<sup>2</sup></p>
Колесо колісної пари ближнє до зубчатого колеса тягової зубчатої передачі	 <p>Маса <math>m = 1205.824409</math> кг                      Площа <math>S = 4.592074</math> м<sup>2</sup>                      Об'єм <math>V = 0.154197</math> м<sup>3</sup>                      Момент інерції  <math>J_x = 125.521343</math> кг*м<sup>2</sup></p>
Шестерня тягової зубчатої передачі	 <p>Маса <math>m = 12.957986</math> кг                      Площа <math>S = 0.233888</math> м<sup>2</sup>                      Об'єм <math>V = 0.001649</math> м<sup>3</sup>                      Момент інерції  <math>J_x = 0.087262</math> кг*м<sup>2</sup></p>

Продовження табл. 1

1	2
Шестерня тягової зубчатої передачі	 <p>Маса <math>m = 221.86235</math> кг Площа <math>S = 1.544246</math> м<sup>2</sup> Об'єм <math>V = 0.028241</math> м<sup>3</sup> Момент інерції <math>J_x = 8.866656</math> кг*м<sup>2</sup></p>
Ротор тягового електродвигуна	 <p>Маса <math>m = 1324.383914</math> кг Площа <math>S = 2.590461</math> м<sup>2</sup> Об'єм <math>V = 0.169359</math> м<sup>3</sup> Момент інерції <math>J_x = 46.895080</math> кг*м<sup>2</sup></p>
Резино-кордова муфта	 <p>Маса <math>m = 7.932171</math> кг Площа <math>S = 0.546131</math> м<sup>2</sup> Об'єм <math>V = 0.006197</math> м<sup>3</sup> Момент інерції <math>J_x = 0.318034</math> кг*м<sup>2</sup></p>
Колісна пара в цілому	 <p>Маса <math>M = 1760.88964</math> кг Площа <math>S = 7.818883</math> м<sup>2</sup> Об'єм <math>V = 0.225177</math> м<sup>3</sup> Момент інерції <math>J_x = 225,451</math> кг*м<sup>2</sup></p>

Зважаючи на зазначене вище можна записати умову рівноваги для однієї маси:

$$-e'_{i-1;i} - I_i \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + e_{i-1;i} = 0 \quad (4)$$

Звідки момент сил пружності дорівнює

$$e_{i+1;i} = e_{i-1;i} - I_i \cdot a_i \cdot \omega^2 \quad (5)$$

а амплітуда коливань  $i+1$ -тої маси

$$a_{i+1} = a_i + \frac{e_{i;i+1}}{c_{i;i+1}} \quad (6)$$

де  $c_{i+1;i}$  – жорсткість відповідної ділянки валу.

За допомогою формул (5) і (6) підбирають власну частоту системи  $\omega_e$ . Для цього приймається амплітуда першої маси  $a_1 = 1$  для будь якої частоти  $\omega$ , по формулі (5) знаходять момент сил пружності  $e_{12}$ , а по формулі (6) амплітуду наступної маси  $a_2$ . При відомих  $e_{12}$  і  $a_2$  розрахунки покроковим повтором проводяться для всіх мас і ділянок [6 - 8].

Третій етап розрахунків полягає у розробці і дослідженні математичної моделі для визначення чисел власних коливань системи. Слід зауважити, що розроблена математична модель ґрунтується на використанні табличної форми розрахунків по рекурентних формулах [9, 10]. Приклад такої форми наведено у таблиці 2.

Розроблена математична модель та проведені розрахункові дослідження з використанням цієї моделі та запропонованого підходу, що базується на визначенні частот власних коливань за допомогою рекурентних формул дозволили описати форму власних коливань тягового привода електропоїзда. В якості прикладу на рис. 2 наведено форму частот власних коливань тягового привода електропоїзда ЕР2. Моделювання показало, що форма частот власних коливань еквівалентної системи тягового привода електропоїзда є двох вузловою.

### Висновки та пропозиції подальших досліджень

Розглянуті в статті особливості методу розрахунку частоти власних коливань тягового привода електропоїзда, запропонована математична модель та рекомендації з її використання дозволяють проводити моделювання коливальних процесів, що протікають в механічних системах екіпажної частини рухомого складу.

Таблиця 2

Приклад схеми табличної форми розрахунку частот власних коливань еквівалентної системи з використанням рекурентних формул

№ ділянки	$\frac{R}{\omega^2}$ Момент пружності $e_{i\pm 1;i}$	Момент сил інерції $M_i$ ; податливість $1/c_{i+1;i}$	Амплітуда $a_i$	№ маси
	$e_{12} = e_{01} - M_{i1}$	$M_{i1} = I_1 \cdot \omega^2 \cdot a_1$	$a_1 = 1$	1
1-2	$e_{12} = -I_1 \cdot \omega^2$	$\frac{1}{c_{12}}$	$\frac{e_{12}}{c_{12}} = -\frac{I_1 \cdot \omega^2}{c_{12}}$	
	$e_{23} = e_{12} - M_{i2}$	$M_{i2} = I_2 \cdot \omega^2 \cdot a_2$	$a_2 = a_1 + \frac{e_{12}}{c_{12}}$	2
2-3	$e_{23} = -I_1 \cdot \omega^2 - I_2 \cdot \omega^2 \cdot \left(1 - \frac{I_1 \cdot \omega^2}{c_{12}}\right)$	$\frac{1}{c_{23}}$	$\frac{e_{23}}{c_{23}} = \left( \frac{-I_1 - I_2 + I_1 \cdot I_2 \cdot \omega^2}{c_{12}} \right) \cdot \frac{\omega^2}{c_{23}}$	
...	...	...	...	
...	...	...	...	
n- n+1	$R = e_{n;n+1}$	...	...	

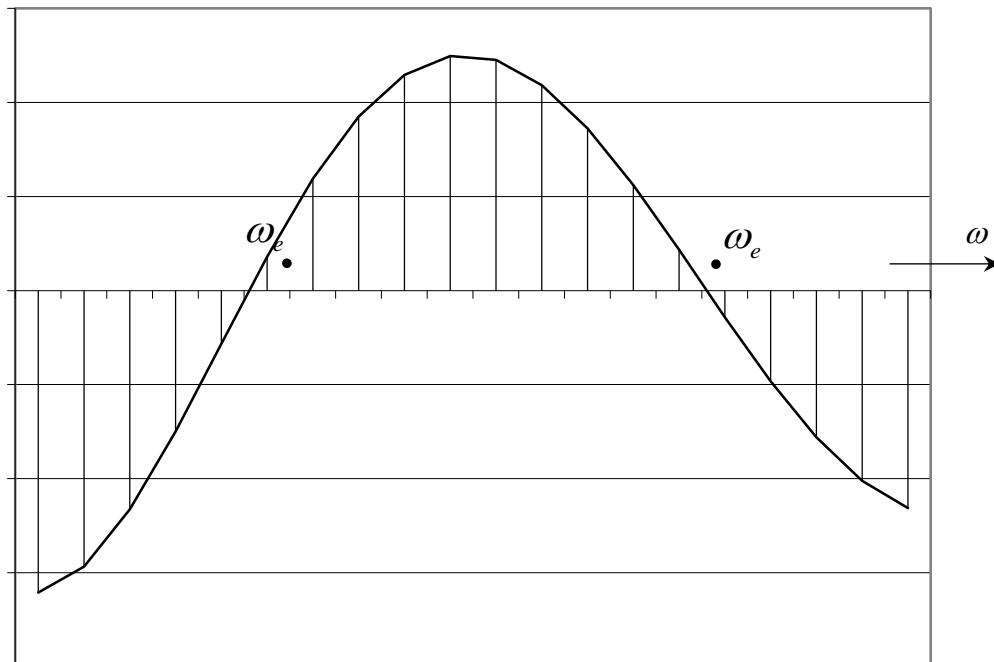


Рис. 2. Загальний вид кривої залишкових моментів еквівалентної системи тягового привода електропоїзда

Отримані результати можуть бути використані для оцінювання частот власних коливань багатомасової системи, що має важливе значення для дослідження ступеня впливу на механічну систему крутильних коливань тягових систем приводу різних типів рухомого складу.

### Література

1. Національна транспортна стратегія України на період до 2030 року. Міністерство інфраструктури. Схвалена розпорядженням Кабінету міністрів України №430-з від 30 травня 2018 р.
2. Основи теорії коливань та стійкості рухомого складу: Навч. посібник / О.В. Устенко, Р.І. Візняк, А.О. Ловська та ін. – Харків: УкрДУЗТ, 2021. – 129 с.
3. Мороз В.І. Особливості побудови геометричних моделей елементів модулі підсистеми розподільного вала тепловозного дизеля Д49. / В.І. Мороз, О.В. Братченко, В.С. Тищенко // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДУЗТ, 2016. – Вип. 160. – С. 128 – 134. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.160.2016.70396>
4. Мороз В.І. Геометрична модель механізму приводу клапанів тепловозного дизеля Д49. / В.І. Мороз, О.В. Братченко, В.С. Тищенко // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДУЗТ, 2016. – Вип. 166. – С. 30 – 38. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.166.2016.92813>
5. Мороз В.І. Особливості розрахунку частот власних коливань підсистеми колінчатого вала багатоциліндрових транспортних дизелів. / В.І. Мороз, В.С. Тищенко, К.В. Астахова // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 132. – С. 78 – 83.
6. Бабенко А.Є. Коливання неконсервативних механічних систем: монографія / А.Є. Бабенко, О.О. Боронко, Я.І. Лавренко, С.І. Трубачев. – Нац. техн. ун-т України «КПІ імені Ігоря Сікорського». – Київ: 2020. – 153 с.
7. Прохоренко А.А. Метод розрахунку змінної форми крутильних коливань колінчастого вала. / А.А. Прохоренко // Двигуни внутрішнього згорання. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 1. – С. 14 – 19. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.03>
8. Кувєда Ю.В., Методика ідентифікації параметрів пружної моделі валопроводу турбоагрегату для моделювання крутильних коливань. / Ю.В. Кувєда, С.М. Балюда // Праці ІЕД НАНУ, – Київ: 2017. – Вип. 47. – С. 37 – 44.
9. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Довідковий посібник. Том 1. / В.П. Терских – Державне науково-технічне видавництво машинобудівної і суднобудівної літератури., 1953. – 260 с.
10. Авіаційні поршневі двигуни. Кінематика, динаміка і розрахунок на міцність. / Під ред. І.Ш. Немана. – Державне видавництво оборонної промисловості, 1950. – 870 с.

### Referenses

1. National transport strategy of Ukraine for the period up to 2030. Ministry of Infrastructure. Approved by the order of the Cabinet of Ministers of Ukraine No. 430-z of May 30, 2018.
2. Ustenko O.V., Viznyak R.I., Lovska A.O., etc. (2021) Fundamentals of the theory of oscillations and stability of rolling stock: Education. Manual. Kharkiv: UkrDUZT, 129 p.
3. Moroz V.I., Bratchenko O.V., Tishchenko V.S. (2016) Peculiarities of construction of geometric models of module elements of the camshaft subsystem of the diesel locomotive D49. *Coll. of science works – Kharkiv: UkrDUZT. Vol. 160. P.*

- 128 – 134. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.160.2016.70396>
4. Moroz V.I., Bratchenko O.V., Tishchenko V.S. (2016) Geometrical model of the D49 diesel locomotive valve drive mechanism. *Coll. of science works – Kharkiv: UkrDUZT. Vol. 166. P. 30 – 38.* <https://doi.org/10.18664/1994-7852.166.2016.92813>
5. Moroz V.I., Tishchenko V.S., Astakhova K.V. (2012) Peculiarities of calculating the natural oscillation frequencies of the crankshaft subsystem of multi-cylinder transport diesel engines. *Coll. of science works – Kharkiv: UkrDAZT. Vol. 132. P. 78 – 83.*
6. Babenko A.E., Boronko O.O., Lavrenko Y.I., Trubachev S.I. (2020) Oscillations of non-conservative mechanical systems: monograph. National Technical University of Ukraine "KPI named after Ihor Sikorsky". Kyiv. 153 p.
7. Prokhorenko A.A. (2016) Method for calculating the variable form of torsional vibrations of the crankshaft. *INTERNAL COMBUSTION ENGINES, Kharkiv: NTU "KhPI", No. 1. pp. 14 – 19.* <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.03>
8. Kuevda Yu.V., Baluta S.M. (2017) Methodology for identifying the parameters of the elastic model of the shaft duct of the turbo unit for the simulation of torsional vibrations. *Proceedings of the IED of the National Academy of Sciences of the National Academy of Sciences, Kyiv. Iss. 47. P. 37 – 44.*
9. Terskikh V.P. (1953) Calculations of torsional oscillatory power plants. Reference manual. Volume 1. *State Scientific and Technical Publishing House of Machine-Building and Ship-Building Literature, 260 p.*
10. Aviation piston engines. Kinematics, dynamics and strength calculation. (1950) Ed. I.Sh. Neumann. *Derzavne vydavnyuztvo oboronnoi promyslovosti, 870 p.*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. О.В. Фомін, Київський інститут залізничного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій, Україна.

**Автор:** ТИЩЕНКО Вадим Сергійович  
кандидат технічних наук, доцент кафедри «Механіка і проектування машин»  
Український державний університет залізничного транспорту  
E-mail - [tishchenkompm@gmail.com](mailto:tishchenkompm@gmail.com)  
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2401-1746>

**Автор:** ЛОГВІНЕНКО Олександр Анатолійович  
кандидат технічних наук, доцент кафедри «Механіка і проектування машин»  
Український державний університет залізничного транспорту  
E-mail - [logvinenko.mpm@gmail.com](mailto:logvinenko.mpm@gmail.com)  
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5731-7995>

**Автор:** ОДЕГОВ Микола Миколайович  
старший викладач кафедри «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»  
Український державний університет залізничного транспорту  
E-mail - [odegov@kart.edu.ua](mailto:odegov@kart.edu.ua)  
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3967-9009>



**DETERMINATION OF THE FREQUENCY OF NATURAL OSCILLATIONS OF THE ELEMENTS OF THE MECHANICAL SYSTEM OF THE MOTOR CARRIAGE ROLLING STOCK**

V. Tishchenko, O. Lohvinenko, M. Odegov

Ukrainian state university of railway transport, Ukraine

*The article is devoted to highlighting the peculiarities of determining the frequencies of natural oscillations of the elements of the mechanical system of modern rolling stock. A significant volume of passenger transportation in suburban traffic on railway networks of Ukraine is carried out by the operating fleet of rolling stock, most of which are operated overtime. Taking into account the relatively slow pace of renewal of Ukrzaliznytsia's rolling stock fleet, scientific research aimed at maintaining a high level of technical and economic indicators of electric trains in operation becomes especially important. Therefore, research aimed at improving performance indicators of structural elements of rolling stock should be considered relevant. As one of the most responsible units of the mechanical system of modern rolling stock, the crew part can be singled out, which includes a traction electric drive, during the operation of which the phenomenon of jolts is observed in some modes of operation. Such a phenomenon is observed in resonant modes of operation, that is, the coincidence of the frequencies of natural and forced oscillations, which negatively affects the reliability and durability of the mechanical system as a whole. Therefore, the task of identifying resonant frequencies and eliminating the manifestation of the negative phenomenon of resonance arises. One of the possible ways to solve the given problem is to adjust the operation of the traction drive mechanism in non-resonant modes, which in turn requires research on the torsional oscillations of the mechanical drive system. The article presents an approach using geometric models of the design elements of the traction drive of electric trains, the corresponding mathematical model, and the results of modeling the shape of the frequency of natural oscillations of the traction drive of an electric train. Based on the results of the calculations, it was determined that the form of natural oscillation frequencies of the considered mechanical system has a two-node character. The proposed approach is based on the use of a tabular form of calculation of recurrent formulas. Based on the results of the research, recommendations are given for the further use of the obtained results.*

**Keywords:** motor-wagon rolling stock, electric train, traction drive, self-oscillations.