

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра електроенергетики, електротехніки  
та електромеханіки**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до виконання контрольної роботи  
з дисципліни**

***«ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА ДИНАМІКИ  
ШВИДКІСНОГО ТРАНСПОРТУ»***

**Харків – 2021**

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки 16 листопада 2020 р., протокол № 4.

Рекомендовано для магістрів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» освітньої програми «Електровози та електропоїзди» заочної форми навчання.

Укладачі:

доценти В. П. Нерубацький,  
О. А. Плахтій,  
асп. Д. А. Гордієнко

Рецензент

доц. Н. П. Карпенко

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Моделювання динамічних процесів, що виникають при проходженні екіпажем кривої ділянки колії.....	5
2 Розрахунок параметрів ресорного підвішування електричного рухомого складу.....	17
3 Розрахунок коефіцієнтів крипу.....	25
4 Розрахунок показників динамічних якостей екіпажа.....	27
Питання до захисту контрольної роботи.....	30
Список літератури.....	35
Додаток А. Вихідні дані до виконання контрольної роботи.....	37

## ВСТУП

Динаміка швидкісного електричного рухомого складу – це фізичний процес виникнення сил, моментів, переміщень складових частин екіпажа внаслідок взаємодії його ходових частин і верхньої будови колії, а також локомотивів і вагонів у рухомому поїзді [1]. Процес взаємодії локомотива і верхньої будови колії в значній мірі залежить від їх конструкцій. Вплив на верхню будову колії надає і стан ходової частини. Від процесів взаємодії у великій мірі залежить безпека руху поїздів. Основне завдання дослідження динамічних процесів у системі «локомотив – колія» полягає у визначенні оптимальних значень параметрів цієї системи, при яких значно знижуються коливання і динамічні сили [1]. Під параметрами розуміють габаритні розміри, маси, жорсткості елементів зв'язку. Для визначення оптимальних параметрів необхідно дослідження коливальних процесів локомотива і його окремих частин; встановлення критеріїв для оцінки плавності ходу, стійкості проти сходу з рейок, вібрації елементів. З точки зору динаміки механічна частина локомотива має забезпечувати стійкість руху екіпажа і задовольняти вимоги, що ставляться до якості механічної частини [1]. Для аналізу динамічної системи і оцінки впливу окремих факторів раціонально використовувати універсальні математичні пакети, наприклад, пакет Mathcad. Використання пакета Mathcad при моделюванні динамічних систем дає змогу наочно показати процес отримання результату, провести аналіз проміжних розрахунків, дає можливість використовувати раніше отримані моделі для побудови більш складних систем. Метою виконання контрольної роботи є закріплення теоретичного матеріалу з курсу «Особливості конструкції та динаміки швидкісного транспорту» та засвоєння фізичної сутності досліджуваних процесів.

Вихідні дані до виконання завдань контрольної роботи згідно з індивідуальним варіантом завдання наведено в таблицях А1 – А5 додатка А.

# 1 МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЩО ВИНИКАЮТЬ ПРИ ПРОХОДЖЕННІ ЕКІПАЖЕМ КРИВОЇ ДІЛЯНКИ КОЛІЇ

Для дослідження динамічних властивостей екіпажа складають його механічну модель з твердих тіл або тіл, що деформуються, з'єднаних за допомогою тих чи інших елементів, при цьому вказують геометричні характеристики екіпажа. Користуючись методами механіки, виконують математичний опис моделі у вигляді системи диференціальних рівнянь її руху [2, 3].

Механіко-математичною, або динамічною, моделлю називають механічну модель локомотива, описану системою диференціальних рівнянь [1]. Динамічна модель має відображати основні властивості розглянутої системи в такій мірі, щоб за її допомогою можна було з необхідною точністю оцінити динамічні якості екіпажа.

Модель екіпажа має набір таких параметрів [1]:

- інерційні характеристики (маси окремих тіл і їх моменти інерції);
- характеристики елементів з'єднань (жорсткості і показники демпфірування);
- геометричні розміри.

Модель конкретизується залежно від поставленого завдання, тобто багато в чому визначається вихідними процесами. При дослідженні коливань локомотивів для спрощення розрахунків застосовуються розрахункові схеми або динамічні моделі з різним ступенем деталізації (числом ступенів вільності або числом незалежних змінних).

Положення механічної системи може визначатися набором  $k$  незалежних параметрів різної фізичної та кінематичної природи, до яких належать [1]:

- декартові координати точок;
- відстані, відлічувані по траєкторії;
- кути повороту.

Динамічні процеси, що відбуваються при проходженні екіпажем кривої ділянки колії, становлять особливий інтерес. Це впливає насамперед з конструкції колії в кривих ділянках. У кривих ділянках влаштовують підвищення зовнішньої рейки для

компенсації відцентрових сил поперечної складової від ваги. Крім того, за нормами утримання в крутих кривих створюють розширення колії для проходження колісних пар без заклинювання.

Традиційно для аналізу якості екіпажа розглядають стійкість на прямих ділянках і максимальні бічні сили в круговій кривій, отримані з умови усталеного руху (вписування в криві). Для розгляду більш загального випадку динамічної поведінки екіпажа необхідно враховувати зміну траєкторії колії та умови взаємодії коліс і рейок у довільній кривій.

Проведемо аналіз факторів, що впливають на проходження кривої ділянки колії. Кругова крива має ділянки сполучення з прямими на вході і виході за допомогою ділянок перехідних кривих. Зазвичай приймають лінійну залежність зміни кривизни і підвищення зовнішньої рейки в перехідній кривій.

При проходженні кривої виникають значні поперечні і кутові переміщення візків відносно кузова. Обертальні сили і моменти, а також сили тертя у зв'язках впливають на перерозподіл сил у системі підвішування [4].

У кривих ділянках колії внаслідок значних переміщень колісних пар у колії збільшуються швидкості прослизання коліс, що змінює умови взаємодії коліс з рейками [4]. Дотичні сили взаємодії колеса і рейки в цьому випадку описуються на основі теорії нелінійного крипу.

Для крутих кривих характерний рух із набіганням коліс на рейки і виникненням напрямних сил на гребені.

Як початкове наближення процесу взаємодії екіпажа і колії в кривих розглянемо рух жорсткого візка з конічними бандажами. Розрахункову схему наведено на рисунку 1.1.

Введемо такі позначення:  $m_c$  – маса візка;  $m_k$  – половина маси кузова;  $J$  – момент інерції візка;  $P_n$  – навантаження від колеса на рейку;  $a_k$  – половина бази кузова;  $a_q$  – половина бази візка;  $2b$  – відстань між колами кочення коліс;  $C_\varphi$  – кутова жорсткість зв'язку кузова і візка;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Індекс  $j$  визначає номер колісної пари. Індекс  $k$  визначає номер колеса:  $k = 1$  – ліве колесо,  $k = 2$  – праве колесо.

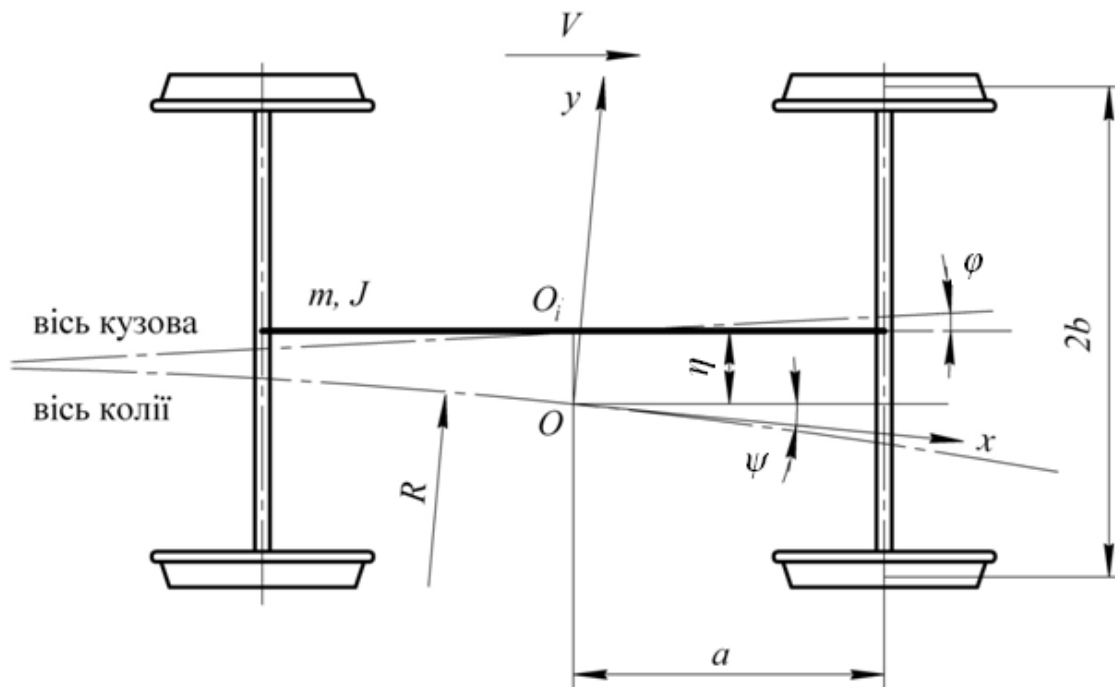


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема руху екіпажа в кривій ділянці колії

Складемо модель, в якій поперечний зв'язок візка і кузова – жорсткий, і візок сприймає половину поперечних сил, що діють на кузов. Надана розрахункова схема має два ступені вільності. За узагальнені координати прийнято:

$\eta$  – поперечне переміщення центру візка;

$\psi$  – кут повороту візка відносно колії.

Будемо вважати, що обертальний момент, що діє на візок, залежить від кривизни кривої і кута повороту візка:

$$M_B = C_\phi \cdot (a_k \cdot \rho(s) - \psi), \quad (1.1)$$

де  $\rho(s)$  – кривизна шляху під центром візка.

Під час руху екіпажа в довільній кривою, яка має миттєве значення кривизни  $\rho(s)$ , виникає поздовжнє і поперечне проковзування.

Поперечне ковзання колеса відносно рейки визначається переносною швидкістю  $V$  і різницею відносних швидкостей колеса і рейки.

Для малих коливань, через узагальнені координати, одержимо швидкість поперечного проковзування коліс  $j$ -ї колісної пари [1]:

$$u_{yjk} = \psi - \frac{\dot{n}}{V} + (-1)^{j+1} \cdot a_q \cdot \rho(s). \quad (1.2)$$

Як бачимо з наведеної формули, для прийнятих припущень швидкості ковзання зовнішнього і внутрішнього колеса однієї колісної пари рівні між собою. Для першої і другої колісної пари знак одного з доданків змінюється на протилежний, що враховується множителем  $(-1)^{j+1}$ .

Поздовжнє проковзування визначається невідповідністю колій, прохідних колесами, що мають жорстку посадку на осі [1]:

$$u_{xjk} = \Delta r_{jk} \cdot r_0^{-1} + (-1)^k \cdot b_s \cdot (\rho(s) - \psi_j \cdot V^{-1}), \quad (1.3)$$

де  $\Delta r_{jk}$  – зміна радіуса кола кочення при поперечному переміщенні колісної пари для конічного бандажа.

$$\Delta r_{jk} = (-1)^{k+1} \cdot (\eta + (-1)^{j+1} \cdot a_q \cdot \psi) \cdot \beta \cdot r_0^{-1}. \quad (1.4)$$

де  $\beta$  – кут нахилу дотичної кола кочення бандажа.

Враховуючи напрями векторів швидкостей, величина повної швидкості ковзання колеса відносно рейки дорівнює:

$$u_{jk} = \sqrt{u_{xjk}^2 + \left( \frac{u_{yjk}}{\cos \beta} \right)^2}. \quad (1.5)$$

Як видно з наведених виразів, швидкість ковзання колеса по рейці залежить від узагальнених координат, від зміни радіуса кола кочення і від кута нахилу дотичної профілю колеса.

Дотична сила тертя в точці контакту колеса і рейки визначається в рамках нелінійної теорії крипу [1]:



$$F = N \cdot f_m \cdot \frac{K_s \cdot u}{\sqrt{1 + (K_s \cdot u)^2}}, \quad (1.6)$$

де  $N$  – нормальна сила в точці контакту;  
 $f_m$  – максимальний коефіцієнт тертя ковзання;  
 $K_s$  – питомий коефіцієнт крипу.

$$K_s = K \cdot (P_n \cdot f_m)^{-1}, \quad (1.7)$$

де  $K$  – коефіцієнт крипу, що визначається за формулою Мюллера [1],

$$K = 235 \cdot P_n - 2,4 \cdot P_n^2 + 0,01 \cdot P_n^3, \quad (1.8)$$

де  $P_n$  – навантаження від колеса на рейку, кН.

Проекції сили тертя можна записати у вигляді:

$$X_{jk} = P_n \cdot f_m \cdot \frac{K_s \cdot u_{Xijk}}{\sqrt{1 + (K_s \cdot u_{jk})^2}}; \quad (1.9)$$

$$Y_{jk} = P_n \cdot f_m \cdot \frac{K_s \cdot u_{Xijk}}{\sqrt{1 + (K_s \cdot u_{jk})^2}} + (-1)^k \cdot P_n \cdot \sin \beta. \quad (1.10)$$

Умови підключення гребеня до напрямку екіпажа запишемо у вигляді нелінійної функції поперечного переміщення колісної пари в колії [1]:

$$Y_H = C_R \cdot \left( n_j + 0,5 \cdot \left( |n_j - e| - |n_j + e| \right) \right), \quad (1.11)$$

де  $e$  – половина вільного зазору в колії;

$C_R$  – контактна жорсткість, що включає поперечну жорсткість рейки.

Складемо рівняння коливань візка в кривій довільного радіуса:

$$m \cdot \ddot{\eta} = 2 \cdot (Y_1 + Y_2) - Y_{H1} - Y_{H2} + (m + m_K) \cdot a_H; \quad (1.12)$$

$$J \cdot \ddot{\psi} = C_\phi \cdot (a_k \cdot \rho(s) - \psi) + a_q \cdot (2 \cdot Y_1 - Y_{H1} - 2 \cdot Y_2 + Y_{H2}) + b_s \cdot (-X_{11} + X_{12} - X_{21} + X_{22}), \quad (1.13)$$

де  $a_H$  – непогашене відцентрове прискорення, що залежить від швидкості, кривизни шляху і підвищення зовнішньої рейки:

$$a_H = V^2 \cdot \rho(s) - \frac{g \cdot h(s)}{2 \cdot b_s}. \quad (1.14)$$

Отримані рівняння є нелінійними, оскільки містять коефіцієнти, що залежать від узагальнених координат.

Відповідно до рівнянь (1.1)...(1.14) проведемо комп'ютерне моделювання в програмі Mathcad.

Структура програми Mathcad має стандартний вигляд. Спочатку задаються вихідні дані, потім вводяться необхідні функції, що визначають залежності:

- зазор у колії від радіуса кривої;
- модель шляху – кривизна шляху, підвищення рейки, непогашене прискорення від пройденого шляху;
- швидкості ковзання коліс і сили тертя в точці контакту;
- напрямні сили.

Для моделювання динамічних процесів необхідно скористатися вихідними даними відповідно до варіанта, що наведено в таблиці А.1. У таблиці А.1 подано такі параметри:

- $m_c$  – маса візка, т;
- $J_z$  – момент інерції візка відносно вертикальної осі, т·м<sup>2</sup>;
- $P_n$  – навантаження від колеса на рейки, кН;
- $a_q$  – напівбаза візка, м;
- $a_k$  – напівбаза кузова, м;
- $b_s$  – половина відстані між колами кочення, м;
- $f_m$  – максимальний коефіцієнт тертя ковзання;
- $V_k$  – швидкість руху;
- $R_k$  – радіус кругової кривої;
- $h_1$  – підвищення зовнішньої рейки.

Приведена маса кузова

$$m_k = 4 \cdot \frac{P_n}{g} - m_c, \quad (1.15)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Коефіцієнт крипу за Мюллером [1]

$$K = 235 \cdot P_n - 2,4 \cdot P_n^2 + 0,01 \cdot P_n^3. \quad (1.16)$$

Відносний коефіцієнт крипу

$$K_s = \frac{K}{P_n \cdot f_m}. \quad (1.17)$$

Кривизна шляху в круговій кривій

$$\rho_1 = \frac{1}{R_k}. \quad (1.18)$$

Початкові значення:

- номінальний радіус бандажа по колу кочення:  $r_0 = 0,625$  м;
  - нахил похідної бандажа:  $\gamma = 0,05$ ;
  - кутова жорсткість зв'язків візка з кузовом:  
 $C = 2000$  кН·м/рад;
  - кутове демпфірування візка:  $B = 0$  кН·м·с/рад;
  - жорсткість рейки:  $C_r = 80000$  кН/м;
  - кривизна шляху:  $\rho_0 = 0,0000001$  м<sup>-1</sup>;
  - початковий рівень зовнішньої рейки:  $h_0 = 0$  м;
  - довжини відрізків шляху:  $s_{r0} = 1$  м;  $s_{r1} = 50$  м;  $s_R = 50$  м;  
 $s_{r2} = 50$  м;  $s_{r3} = 94$  м;
  - зазори в колії:  $\sigma_0 = \sigma_i(\rho_0) = 0,007$  м;  $\sigma_1 = \sigma_i(\rho_1) = 0,007$  м.
- Зазор в колії від радіуса кривої

$$\sigma_i(\rho) = 0,007 + 0,005 \cdot \varphi \left( 349 - \frac{1}{\rho} \right) + 0,0025 \cdot \varphi \left( 299 - \frac{1}{\rho} \right). \quad (1.19)$$

Довжина шляху

$$S_m = s_{r0} + s_{r1} + s_R + s_{r2} + s_{r3}. \quad (1.20)$$

Кривизна шляху

$$\begin{aligned} \rho(s) = & \rho_0 + \varphi(s - s_{r0}) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{s_{r1}} \cdot (s - s_{r0}) - \varphi(s - s_{r0} - s_{r1}) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{s_{r1}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1}) - \\ & - \varphi(s - s_{r0} - s_{r1} - s_R) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{s_{r2}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1} - s_R) + \\ & + \varphi(s - s_{r0} - s_{r1} - s_R - s_{r2}) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{s_{r2}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1} - s_R - s_{r2}). \end{aligned} \quad (1.21)$$

Зазор у колії

$$\begin{aligned} \sigma(s) = & \sigma_0 + \varphi(s - s_{r0}) \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{s_{r1}} \cdot (s - s_{r0}) - \varphi(s - s_{r0} - s_{r1}) \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{s_{r1}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1}) - \\ & - \varphi(s - s_{r0} - s_{r1} - s_R) \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{s_{r2}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1} - s_R) + \\ & + \varphi(s - s_{r0} - s_{r1} - s_R - s_{r2}) \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{s_{r2}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1} - s_R - s_{r2}). \end{aligned} \quad (1.22)$$

Підвищення рейки

$$\begin{aligned} h(s) = & \sigma_0 + \varphi(s - s_{r0}) \cdot \frac{h_1 - h_0}{s_{r1}} \cdot (s - s_{r0}) - \varphi(s - s_{r0} - s_{r1}) \cdot \frac{h_1 - h_0}{s_{r1}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1}) - \\ & - \varphi(s - s_{r0} - s_{r1} - s_R) \cdot \frac{h_1 - h_0}{s_{r2}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1} - s_R) + \\ & + \varphi(s - s_{r0} - s_{r1} - s_R - s_{r2}) \cdot \frac{h_1 - h_0}{s_{r2}} \cdot (s - s_{r0} - s_{r1} - s_R - s_{r2}). \end{aligned} \quad (1.23)$$

Непогашене прискорення від пройденого шляху визначається як [1]:

$$A_n(s) = \left( V^2 \cdot \rho(s) - \frac{g \cdot h(s)}{2 \cdot b_s} \right). \quad (1.24)$$

Виведення проміжних результатів дає змогу проаналізувати складові моделі, їх взаємовплив, визначити чисельні значення змінних.

Для заданих вище параметрів необхідно побудувати модель ділянки колії з такими характеристиками:  $\rho(s_i)$ ;  $h(s_i)$ ;  $A_n(s_i)$ , де  $s_i = 0, 1 \dots S_m$ .

Диференціальні рівняння (1.12), (1.13) містять сили, що визначаються виразами (1.1)...(1.11). Виконуючи підстановку, можна привести рівняння до звичної форми, що містить шукані змінні. При чисельному розв'язанні цієї підстановки можна не виконувати, а ввести функції, що визначають залежності змінних від узагальнених координат.

Для спільності введемо індекси « $j, k$ », що вказують колісну пару і колесо і визначають зміну знаків у виразах. Для визначення сили тертя колеса по рейці залежно від повної швидкості проковзування використовується один з варіантів опису у вигляді функції насичення.

Складові сили тертя визначаються як проекції сили тертя залежно від швидкостей проковзування коліс по рейці:

$$u_x(j, \eta, \psi, d\psi, s) = \frac{1}{r_0} \cdot \left( \eta + (-1)^{j+1} \cdot \psi \cdot a_q \right) \cdot \gamma + b_s \cdot \left( \frac{1}{V} \cdot d\psi - \rho(s) \right); \quad (1.25)$$

$$u_y(j, d\eta, \psi, d\psi, s) = \psi - \frac{1}{V} \cdot \left( d\eta + (-1)^{j+1} \cdot a_q \cdot \left( d\psi + \frac{1}{2} \cdot \psi \right) \right) + (-1)^{j+1} \cdot a_q \cdot \rho(s); \quad (1.26)$$

$$F_s(j, \eta, d\eta, \psi, d\psi, s) = \frac{K}{\sqrt{1 + K^2 \cdot \left( u_x(j, \eta, \psi, d\psi, s) \right)^2 + u_y(j, d\eta, \psi, d\psi, s) \right)^2}}; \quad (1.27)$$

$$X(j, \eta, d\eta, \psi, d\psi, s) = F_s(j, \eta, d\eta, \psi, d\psi, s) \cdot u_x(j, \eta, \psi, d\psi, s); \quad (1.28)$$

$$Y(j, \eta, d\eta, \psi, d\psi, s) = F_s(j, \eta, d\eta, \psi, d\psi, s) \cdot u_y(j, \eta, \psi, d\psi, s). \quad (1.29)$$

Напрямна сила, що діє на гребінь колеса, визначається у вигляді функції з вільним ходом:

$$Y_n(\eta, s) = C_r \cdot \left( \eta + \frac{1}{2} \cdot (|\eta - \sigma(s)| - |\eta + \sigma(s)|) \right). \quad (1.30)$$

Після визначення всіх змінних, що входять у диференціальні рівняння, в програмі формується символічний вектор, що визначає праві частини рівнянь у формі Коші:

$$H(t, y) = \begin{bmatrix} y_1 \\ \frac{1}{m_c} \cdot \begin{bmatrix} (m_c + m_k) \cdot A_n(V \cdot t) + 2 \cdot Y(1, y_0, y_1, y_2, y_3, V \cdot t) + \\ + 2 \cdot Y(2, y_0, y_1, y_2, y_3, V \cdot t) - \\ - Y_n(y_0 + y_1, y_2, y_3, V \cdot t) - Y_n(y_0 - a_q \cdot y_2, V \cdot t) \end{bmatrix} \\ y_3 \\ \frac{1}{I_z} \cdot \begin{bmatrix} C \cdot (a_k \cdot \rho(V \cdot t) - y_2) - B \cdot y_3 + \\ + 2 \cdot b_s \cdot (-X(1, y_0, y_1, y_2, y_3, V \cdot t) - X(2, y_0, y_1, y_2, y_3, V \cdot t)) + \\ + 2 \cdot a_q \cdot (Y(1, y_0, y_1, y_2, y_3, V \cdot t) - Y(2, y_0, y_1, y_2, y_3, V \cdot t)) + \\ + a_q \cdot (Y_n(y_0 - a_q \cdot y_2, V \cdot t) - Y_n(y_0 + a_q \cdot y_2, V \cdot t)) \end{bmatrix} \end{bmatrix}. \quad (1.31)$$

Розв'язання системи рівнянь проводиться адаптивним методом з автоматичним вибором кроку інтегрування:  $T_m = 11,025$ ;  $N_t = 2000$ ;  $d_t = 0,0055$ .

Вектор початкових умов

$$y = (0 \ 0 \ 0 \ 0)^T. \quad (1.32)$$

Розв'язання системи:

$$G = R_{kadapt}(y, 0, T_m, N_t, H). \quad (1.33)$$

Результати розв'язання формуються в масиві  $G$ . Для зручності обробки значень координат системи вводяться нові змінні:  $n = 0 \dots N_t$ ;  $T = G^{(0)}$ ;  $Y_0 = G^{(1)}$ ;  $F_i = G^{(3)}$ ;  $VY_0 = G^{(2)}$ ;  $VF_i = G^{(4)}$ ;  $S = V \cdot T$ .

Особливістю функцій розв'язання диференціальних рівнянь у Mathcad, як зазначалося вище, є те, що не зберігаються проміжні значення допоміжних змінних. Для отримання потрібних значень слід використовувати отримані значення узагальнених координат і функції користувача.

Результати моделювання обробляються аналогічно до результатів фізичного експерименту і оцінюються за допустимими значеннями. Крім того, в результаті моделювання можна отримати такі параметри, які важко виміряти під час фізичного експерименту [5, 6].

Як вихідні параметри математичного моделювання отримаємо переміщення колісних пар у колії, напрямні і бічні, переміщення у функції часу і пройденого шляху:

$$Y_{1n} = Y_{0n} + a_q \cdot F_{in}; \quad (1.34)$$

$$Y_{n1n} = Y_n(Y_{1n}, S_n); \quad (1.35)$$

$$F_{n1n} = Y_{n1n}(F_{in} + a_q \cdot \rho(S_n)); \quad (1.36)$$

$$Y_{2n} = Y_{0n} + a_q \cdot F_{in}; \quad (1.37)$$

$$Y_{n2n} = Y_n(Y_{2n}, S_n); \quad (1.38)$$

$$F_{n2n} = Y_{n2n}(F_{in} - a_q \cdot \rho(S_n)). \quad (1.39)$$

Швидкості ковзання, сили тертя і бічна сила від першої колісної пари визначаються за функціями:

$$U_{x1n} = u_x(1, Y_{0n}, F_{in}, VF_{in}, S_n); \quad (1.40)$$

$$U_{y1n} = u_y(1, VY_{0n}, F_{in}, VF_{in}, S_n); \quad (1.41)$$

$$F_{x1n} = X(1, Y_{0n}, VY_{0n}, F_{in}, VF_{in}, S_n); \quad (1.42)$$

$$F_{y1n} = Y(1, Y_{on}, VY_{0n}, F_{in}, VF_{in}, S_n); \quad (1.43)$$

$$Y_{b1} = Y_{n1} + P \cdot \gamma - F_{y1}; \quad (1.44)$$

$$U_{x2n} = u_x(2, Y_{on}, F_{in}, VF_{in}, S_n); \quad (1.45)$$

$$U_{y2n} = u_y(2, VY_{0n}, F_{in}, VF_{in}, S_n); \quad (1.46)$$

$$F_{x2n} = X(2, Y_{on}, VY_{0n}, F_{in}, VF_{in}, S_n); \quad (1.47)$$

$$F_{y2n} = Y(2, Y_{on}, VY_{0n}, F_{in}, VF_{in}, S_n). \quad (1.48)$$

За результатами моделювання необхідно побудувати такі діаграми:

- фазові діаграми коливань візка при проходженні ділянки:  $y'(y)$ ,  $\psi'(\psi)$ ;
- поперечні переміщення колісних пар і центру візка:  $y(S)$ ;
- поворот візка і кути набігання колісних пар:  $F_i(S)$ ;
- напрямні сили:  $Y_n(S)$ ;
- фактор зносу гребенів:  $F_n(S)$ ;
- бічна сила:  $Y_b(S)$ ;

Отримані діаграми повинні мати частину, характерну для нелінійних процесів при проходженні кривої, і спіралеподібну частину, що відповідала б затухаючим коливанням виляння на прямолінійній ділянці колії. За фазовими діаграмами слід оцінити стійкість коливань і визначити граничні значення переміщень.

Для введення великих обсягів даних і збереження результатів для наступної обробки в пакеті Mathcad передбачено функції введення-виведення. Це дає змогу відокремити дані від програми обробки і більш ефективно використовувати обчислювальні можливості. При цьому масиви можуть бути текстового або бітового формату. Розмір масивів, що використовуються в програмі Mathcad, залежить від доступної системної пам'яті.



## 2 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Ресорне підвішування – це система пружних механічних елементів, призначена для регулювання коливань кузова транспортного засобу і пом'якшення ударних навантажень. До складу системи ресорного підвішування входять: ресори, гасителі коливань (демпфери), пристрої для кріплення ресор і демпферів, пристрої для передачі навантажень від кузова на ходову частину, а також гальмівних і тягових зусиль [4].

На кожному колісному парі при нерухомих електровозі діє так зване статичне навантаження. Це навантаження створюють вага кузова, візки, тягові двигуни, обладнання, розташоване в кузові. Навантаження на колісні пари передається через ресори [7].

Під час руху ЕРС внаслідок нерівностей шляху від колісних пар на рами візків і кузов передаються додаткові динамічні навантаження, що викликають коливання надресорної будови [8]. Зменшує вплив цих сил і пом'якшує удари ресорне підвішування (сукупність листових і циліндричних ресор, з'єднаних проміжними деталями) [1].

Для розрахунку параметрів ресорного підвішування електричного рухомого складу (ЕРС) необхідно скористатися вихідними даними відповідно до варіанта, що наведено в таблиці А.2.

У таблиці А2 подано можливі варіанти класу тягової передачі [4]:

- опорно-осьове підвішування тягових електродвигунів (ООП ТЕД);
- опорно-рамне підвішування тягових електродвигунів (ОРП ТЕД);
- опорно-осьовий редуктор (ООР);
- опорно-рамний редуктор (ОРР).

Для розрахунку масових, інерційних і геометричних характеристик ЕРС слід скористатися вихідними даними, що наведено в таблиці А.3. У таблиці А.3 подано такі параметри:

- $v_k$  – конструкційна швидкість, км/год;
- $m_k$  – маса кузова, т;

- $m_t$  – маса підресореної частини візка, т;
- $m_{kp}$  – маса колісної пари, т;
- $J_{i1}$  – момент інерції кузова відносно осі  $Y$ , т·м<sup>2</sup>;
- $J_{i2}$  – момент інерції підресореної частини візка відносно осі  $Y$ , т·м<sup>2</sup>;
- $2a_1$  – база візка, м;
- $2a_2$  – база кузова, м.

Відповідно до таблиць А.2 і А.3 за заданою осьовою формулою, конструкційною швидкістю і класом тягової передачі необхідно вибрати рухомий склад, що експлуатується на залізницях або метрополітенах України.

За відсутності точних даних ЕРС рекомендовано прийняти такі початкові значення:

- маса тягового двигуна електровоза:  $m_{td1} = 5$  т;
- маса тягового двигуна електропоїзда:  $m_{td2} = 2,2$  т;
- маса тягового двигуна вагона метрополітену:  $m_{td3} = 1,5$  т;
- маса редуктора електровоза:  $m_{r1} = 0,7$  т;
- маса редуктора електропоїзда:  $m_{r2} = 0,4$  т;
- маса редуктора вагона метрополітену:  $m_{r3} = 0,3$  т.

Початкові значення для дослідження горизонтальних коливань:

– відстань від центру мас колісної пари до центру мас візка:  $h_1 = 0,52$  м;

– відстань від центру мас візка до точки кріплення поперечних пружних елементів центрального ступеня ресорного підвішування:  $h_2 = 0,4$  м;

– відстань від центру мас кузова до точки кріплення поперечних пружних елементів центрального ступеня ресорного підвішування:  $h_3 = 1,0$  м;

– відстань між комплектами пружин буксового ступеня ресорного підвішування поперек осі колії:  $b_1 = 1,1$  м;

– відстань між комплектами пружин центрального ступеня ресорного підвішування поперек осі колії:  $b_2 = 1,2$  м;

– поперечна жорсткість рейкової колії, що припадає на одне колесо:  $z_p = 43000$  кН/м.

Для розрахунку масових, інерційних і геометричних характеристик електровоза використати такі дані:

- маса кузова:  $m_k = 52,7$  т;

- момент інерції кузова відносно осі  $Z$ :  $J_{zk} = 1200 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- момент інерції кузова відносно осі  $Y$ :  $J_{yk} = 95 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- момент інерції кузова відносно осі  $X$ :  $m_t = 13,8 \text{ т}$ ;
- момент інерції підресореної частини візка відносно осі  $Z$ :

$$J_{zt} = 27 \text{ т}\cdot\text{м}^2;$$

- момент інерції підресореної частини візка відносно осі  $X$ :

$$J_{xt} = 7 \text{ т}\cdot\text{м}^2;$$

- маса колісної пари:  $m_{kp} = 5,25 \text{ т}$ ;
- момент інерції колісної пари відносно осі  $Z$ :  $J_{zkp} = 2,4 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- база візка:  $a_1 = 1,5 \text{ м}$ ;
- база кузова:  $a_2 = 4,5 \text{ м}$ .

Для розрахунку масових, інерційних і геометричних характеристик вагона метрополітену використати такі дані:

- маса кузова:  $m_k = 41 \text{ т}$ ;
- момент інерції кузова відносно осі  $Z$ :  $J_{zk} = 1030 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- момент інерції кузова відносно осі  $Y$ :  $J_{yk} = 50 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- момент інерції кузова відносно осі  $X$ :  $m_t = 3,55 \text{ т}$ ;
- момент інерції підресореної частини візка відносно осі  $Z$ :

$$J_{zt} = 4,5 \text{ т}\cdot\text{м}^2;$$

- момент інерції підресореної частини візка відносно осі  $X$ :

$$J_{xt} = 1,69 \text{ т}\cdot\text{м}^2;$$

- маса колісної пари:  $m_{kp} = 1,45 \text{ т}$ ;
- момент інерції колісної пари відносно осі  $Z$ :  $J_{zkp} = 0,65 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- база візка:  $a_1 = 1,05 \text{ м}$ ;
- база кузова:  $a_2 = 6,3 \text{ м}$ .

Для розрахунку масових, інерційних і геометричних характеристик вагона електропоїзда використати такі дані:

- маса кузова:  $m_k = 35,6 \text{ т}$ ;
- момент інерції кузова відносно осі  $Z$ :  $J_{zk} = 1367 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- момент інерції кузова відносно осі  $Y$ :  $J_{yk} = 83,7 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- момент інерції кузова відносно осі  $X$ :  $m_t = 8,3 \text{ т}$ ;
- момент інерції підресореної частини візка відносно осі  $Z$ :

$$J_{zt} = 12,4 \text{ т}\cdot\text{м}^2;$$

- момент інерції підресореної частини візка відносно осі  $X$ :

$$J_{xt} = 4,37 \text{ т}\cdot\text{м}^2;$$

- маса колісної пари:  $m_{kp} = 2,8 \text{ т}$ ;
- момент інерції колісної пари відносно осі  $Z$ :  $J_{zkp} = 1,56 \text{ т}\cdot\text{м}^2$ ;
- база візка:  $a_1 = 1,375 \text{ м}$ ;

– база кузова:  $a_2 = 9$  м.

У проектно-конструкторській практиці при визначенні пружних характеристик ресорного підвішування спочатку визначається сумарний статичний прогин ресорного підвішування виходячи із заданої конструкційної швидкості екіпажа [9 – 12].

Досвід експлуатації, а також виконані численні експериментальні і теоретичні дослідження показують, що для забезпечення необхідних значень коефіцієнта плавності ходу сумарний статичний прогин ресорного підвішування  $f_{st\Sigma}$ , мм, має чисельно дорівнювати конструкційній швидкості  $v_k$ , км/год:

$$f_{st\Sigma} = v_k \cdot \quad (2.1)$$

Розподіл сумарного статичного прогину за ступенями ресорного підвішування рекомендується приймати таким:

– для первинного (буксового) ступеня ресорного підвішування:

$$f_1 = (0,15 \dots 0,35) \cdot f_{st\Sigma}; \quad (2.2)$$

– для вторинного (центрального) ступеня ресорного підвішування:

$$f_2 = (0,85 \dots 0,65) \cdot f_{st\Sigma}. \quad (2.3)$$

Після визначення статичних прогинів буксового і центрального ступенів ресорного підвішування визначається жорсткість ресорного підвішування. Сумарна вертикальна жорсткість центрального ступеня ресорного підвішування визначається за виразом:

$$z_{2z\Sigma} = m_k \cdot \frac{g}{f_2}, \quad (2.4)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Вертикальна жорсткість комплекту пружин центрального ступеня ресорного підвішування визначається за виразом:

$$z_{2z} = \frac{z_{2z\Sigma}}{n_{np}}, \quad (2.5)$$

де  $n_{np}$  – число комплектів пружин центрального ступеня ресорного підвішування.

При дослідженні вертикальних коливань число комплектів пружин складає:

- для ЕРС з осьовою формулою  $2_0-2_0$ :  $n_{np} = 2$ ;
- для ЕРС з осьовою формулою  $2_0-2_0-2_0$ :  $n_{np} = 3$ ;
- для ЕРС з осьовою формулою  $3_0-3_0$ :  $n_{np} = 4$ .

При дослідженні горизонтальних коливань число комплектів пружин складає:

- для ЕРС з осьовою формулою  $2_0-2_0$ :  $n_{np} = 4$ ;
- для ЕРС з осьовою формулою  $2_0-2_0-2_0$ :  $n_{np} = 6$ ;
- для ЕРС з осьовою формулою  $3_0-3_0$ :  $n_{np} = 8$ .

Сумарна вертикальна жорсткість буксового ступеня ресорного підвішування визначається за виразом:

$$z_{1z\Sigma} = (m_k + n_t \cdot m_t) \cdot \frac{g}{f_1}, \quad (2.6)$$

де  $m_t$  – маса підресореної частини візка, т;

$n_t$  – число візків екіпажа (при осьових формулах  $2_0-2_0$  і  $3_0-3_0$ :  $n_t = 2$ , а при осьовій формулі  $2_0-2_0-2_0$ :  $n_t = 3$ ).

Жорсткість буксового ступеня ресорного підвішування, що припадає на одну колісну пару, визначається за виразом:

$$z_{1z} = \frac{z_{1z\Sigma}}{n_{kp}}, \quad (2.7)$$

де  $n_{kp}$  – число колісних пар екіпажа.

При дослідженні вертикальних коливань число колісних пар екіпажа складає:

- для ЕРС з осьовою формулою  $2_0-2_0$ :  $n_{kp} = 4$ ;

- для ЕРС з осьовою формулою  $2_0-2_0-2_0$ :  $n_{kp} = 6$ ;
- для ЕРС з осьовою формулою  $3_0-3_0$ :  $n_{kp} = 6$ .

При дослідженні горизонтальних коливань число колісних пар екіпажа складає:

- для ЕРС з осьовою формулою  $2_0-2_0$ :  $n_{kp} = 8$ ;
- для ЕРС з осьовою формулою  $2_0-2_0-2_0$ :  $n_{kp} = 12$ ;
- для ЕРС з осьовою формулою  $3_0-3_0$ :  $n_{kp} = 12$ .

Для забезпечення стійкості руху ЕРС поздовжні і поперечні жорсткості буксового ступеня підвішування вибираються виходячи з таких співвідношень:

$$z_{1y} = (2...5) \cdot z_{1z}; \quad (2.8)$$

$$z_{1x} = 5 \cdot z_{1y}. \quad (2.9)$$

Поперечна жорсткість одного комплекту пружин центрального ступеня ресорного підвішування для всіх варіантів осьових формул складає  $z_{2y} = 500$  кН/м.

Дисипативні характеристики ЕРС необхідно вибрати залежно від значення критичного коефіцієнта загасання для даного ступеня ресорного підвішування  $\beta_{kp}$  [13, 14].

Критичний коефіцієнт загасання  $\beta_{kp}$  для лінійних коливань при лінійних переміщеннях маси визначається за виразом [1]:

$$\beta_{kp1} = 2 \cdot \sqrt{m_x \cdot z}, \quad (2.10)$$

де  $m_x$  – маса об'єкта;

$z$  – сумарна жорсткість відповідного ступеня ресорного підвішування.

Критичний коефіцієнт загасання  $\beta_{kp}$  для кутових коливань при кутових переміщеннях маси визначається [1]:

$$\beta_{kp2} = 2 \cdot \sqrt{J \cdot z_{ug}}, \quad (2.11)$$

де  $J$  – момент інерції об'єкта;

$z_{ug}$  – сумарна кутова жорсткість відповідного ступеня ресорного підвішування.

Коефіцієнт загасання  $\beta$  у даному ступені ресорного підвішування визначається за виразом [1]:

$$\beta = n \cdot \beta_{kp}, \quad (2.12)$$

де  $n$  – відносний коефіцієнт загасання в даному ступені ресорного підвішування.

Для звичайного ЕРС значення відносного коефіцієнта загасання приймається:  $n_1 = 0,3 \dots 0,4$ ;  $n_2 = 0,2 \dots 0,3$ .

Для високошвидкісного ЕРС значення відносного коефіцієнта загасання приймається:  $n_1 = 0,35 \dots 0,45$ ;  $n_2 = 0,3 \dots 0,4$ .

Коефіцієнт еквівалентного в'язкого тертя гасителя коливань по координаті  $z_k$  (підстрибування кузова) для центрального ступеня ресорного підвішування визначається за виразом:

$$\beta_{2z\Sigma} = 2 \cdot \sqrt{m_k \cdot z_{2z\Sigma}}. \quad (2.13)$$

З урахуванням того що паралельно кожній вертикальній пружині в центральному ступені ресорного підвішування встановлено гідравлічний гаситель, коефіцієнт еквівалентного в'язкого тертя дорівнює:

$$\beta_{2z} = \frac{n_{2z} \cdot \beta_{2z\Sigma}}{n_{np}}. \quad (2.14)$$

Коефіцієнт еквівалентного в'язкого тертя  $\beta_{2z}$  для екіпажа з осью формулою  $2_0-2_0-2_0$  визначається так само, тому можна прийняти  $\beta_{2zc} = \beta_{2z}$ . При цьому сумарна вертикальна жорсткість центрального ступеня ресорного підвішування дорівнює:

$$z_{2zc\Sigma} = 2 \cdot z_{2z} + z_{2zc}. \quad (2.15)$$

Число комплектів пружин центрального ступеня ресорного підвішування  $n_{np}$  вертикальних і горизонтальних коливань наведено вище.

Коефіцієнт еквівалентного в'язкого тертя гасителя коливань по координаті  $u_k$  (віднесення кузова) для центрального ступеня ресорного підвішування визначається за виразом [1]:

$$\beta_{2y\Sigma} = 2 \cdot \sqrt{m_k \cdot z_{2y\Sigma}}, \quad (2.16)$$

де  $z_{2y\Sigma}$  – сумарна поперечна жорсткість центрального ступеня ресорного підвішування.

$$z_{2y\Sigma} = n_{np} \cdot z_{2y}. \quad (2.17)$$

Зважаючи на те, що паралельно кожній поперечній пружині в центральному ступені ресорного підвішування встановлено гідравлічний гаситель, коефіцієнт еквівалентного в'язкого тертя дорівнює:

$$\beta_{2y} = \frac{n_{2y} \cdot \beta_{2y\Sigma}}{n_{np}}. \quad (2.18)$$

У розрахунках можна прийняти:  $n_{2y} = n_{2z}$ .

Коефіцієнт еквівалентного в'язкого тертя гасителя коливань для буксового ступеня ресорного підвішування по координаті  $z_t$  (підстрибування візка) визначається за виразом:

$$\beta_{1z\Sigma} = 2 \cdot \sqrt{m_t \cdot z_{1z\Sigma}}. \quad (2.19)$$

Зважаючи на те, що паралельно кожній вертикальній пружині в буксовому ступені ресорного підвішування встановлено гідравлічний гаситель, коефіцієнт еквівалентного в'язкого тертя дорівнює:

$$\beta_{1z} = \frac{n_{1z} \cdot \beta_{1z\Sigma}}{n_{kp}}. \quad (2.20)$$



Число колісних пар  $n_{kp}$  у візку при дослідженні вертикальних коливань наведено вище.

Дослідження горизонтальних коливань відбувається за виразом:

$$\beta_{1z} = \frac{n_{1z} \cdot \beta_{1z\Sigma}}{2 \cdot n_{kp}}. \quad (2.21)$$

У буксовому ступені ресорного підвішування для гасіння поздовжніх і поперечних коливань гасителів не передбачено.

### 3 РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТІВ КРИПУ

При дослідженні горизонтальних коливань необхідно знати ряд показників, що характеризують процес взаємодії колеса і рейки [15]. До них у першу чергу належать коефіцієнти псевдоковзання (крипу). Вони визначають у рамках гіпотези Картера поздовжні і поперечні сили, що виникають у точці контакту колеса і рейки, і залежать у загальному випадку від вертикальної сили, що передається колесом на рейку, діаметра колеса, радіуса головки рейки, пружних сталей тощо.

Для точного аналізу явищ, що відбуваються в зоні контакту під час руху колеса, необхідно використовувати спеціальні методи теорії пружності, пластичності [16].

Сили крипу мають великий діапазон зміни. Тому і коефіцієнти крипу  $k$  можуть змінюватися в досить широких межах. Зазвичай у першому наближенні приймається:  $k_x = k_y = k$ .

Для розрахунку максимального і мінімального значень коефіцієнтів крипу використати вихідні дані, що наведено в таблиці А.4.

Максимальне значення коефіцієнта крипу визначається за виразом [1]:

$$k_{\max} = 8000 \cdot \sqrt{0,1 \cdot P_n \cdot r_k}, \quad (3.1)$$

де  $P_n$  – навантаження від колеса на рейку;

$r_k$  – радіус колеса по колу кочення (для електровозів  $r_k = 0,625$  м, для вагонів електропоїздів  $r_k = 0,525$  м, для вагонів метрополітену  $r_k = 0,39$  м).

$$P_n = \frac{g \cdot (m_k + n_t \cdot m_t + n_{kp} \cdot m_{kp})}{2 \cdot n_{kp}}, \quad (3.2)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$m_k$  – маса кузова, т;

$n_t$  – число візків екіпажа;

$m_t$  – маса підресореної частини візка, т;

$n_{kp}$  – число колісних пар екіпажа;

$m_{kp}$  – маса колісної пари, т;

Мінімальне значення коефіцієнта крипу визначається за виразом [1]:

$$k_{\min} = P_n \cdot (235 - 2,4 \cdot P_n + 0,01 \cdot P_n^2). \quad (3.3)$$

При дослідженні горизонтальних коливань як коефіцієнт крипу можна прийняти його середнє значення [1]:

$$k = \frac{k_{\max} + k_{\min}}{2}. \quad (3.4)$$

Сили крипу можна вважати лінійно залежними від відносних швидкостей проковзування лише в обмеженому діапазоні. Однак зі зростанням швидкості пружного ковзання відбувається відхилення цієї залежності від прямолінійної. У міру наближення до максимуму подальше збільшення ковзання вже не викликає зростання сили крипу (сили тяги). Тому, як тільки швидкість пружної деформації волокон матеріалу бандажа при передачі обертового моменту тягового двигуна перевищить певну величину, що залежить від властивостей матеріалу бандажа і рейки, порушиться пропорційність між силами і деформаціями, і на пружне ковзання наладеться дійсне ковзання колеса по рейці [7, 8]. При цьому сила крипу (сила тяги) перевищить силу зчеплення, внаслідок чого настане буксування колеса і сила буде спадати із зростанням відносної швидкості [1].

## 4 РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІЧНИХ ЯКОСТЕЙ ЕКІПАЖА

При дослідженні змушених вертикальних коливань слід прийняти:

- максимальні переміщення шворнів кузова:  $z_1^{\max}$ ,  $z_2^{\max}$ ;
- максимальні прискорення шворнів кузова:  $\ddot{z}_1^{\max}$ ,  $\ddot{z}_2^{\max}$ ;
- максимальне значення динамічних зусиль у комплектах (пружина – гаситель) ресорного підвішування першого і другого ступенів підвішування:  $F_d^{\max}$ ;
- коефіцієнти динаміки в першому і другому ступенях ресорного підвішування  $k_{d1}$  і  $k_{d2}$ ;
- значення коефіцієнтів плавності ходу на підлозі кузова над першим  $C_1$  і другим  $C_2$  по ходу руху шворнями кузова;
- максимальні значення динамічних зусиль, що передаються рухомим складом на колію  $F_p^{\max}$ .

Максимальні значення переміщень  $q_{\max}$ , прискорень  $\ddot{q}_{\max}$  і динамічних зусиль  $F_d^{\max}$  визначаються двома способами:

- як потроєне значення середнього квадратичного відхилення;
- як середнє значення абсолютного максимуму.

Максимальне значення переміщень  $q_{\max}$  як потроєне значення середнього квадратичного відхилення визначається за виразом [1]:

$$q_{\max} = 3 \cdot S_q = 3 \cdot \sqrt{\int_0^{\infty} G_q(\omega) d\omega} = 3 \cdot \sqrt{\int_0^{\infty} [A_{q-\eta}(j\omega)]^2 \cdot G_{\eta}(\omega) d\omega}, \quad (4.1)$$

де  $G_q(\omega)$  – спектральна щільність переміщень або прискорень кузова;

$S_q$  – середньоквадратичне відхилення переміщень або прискорень кузова;

$A_{q-\eta}(j\omega)$  – амплітудно-частотна характеристика, що зв'язує переміщення або прискорення кузова з еквівалентною геометричною нерівністю, прийнятою як збурення;

$G_\eta(\omega)$  – спектральна щільність еквівалентної геометричної нерівності.

Динамічне зусилля  $F_d^{\max}$  як потроєне значення середнього квадратичного відхилення визначається за виразом [1]:

$$F_d^{\max} = 3 \cdot S_F = 3 \cdot \sqrt{\int_0^\infty G_F(\omega) d\omega} = 3 \cdot \sqrt{\int_0^\infty [A_{F-\eta}(j\omega)]^2 \cdot G_\eta(\omega) d\omega}, \quad (4.2)$$

де  $S_F$  – середньоквадратичне відхилення динамічного зусилля;

$G_F(\omega)$  – спектральна щільність динамічного зусилля у відповідному ступені ресорного підвішування;

$A_{F-\eta}(j\omega)$  – амплітудно-частотна характеристика, що зв'язує динамічне зусилля з еквівалентною геометричною нерівністю.

Динамічне зусилля  $F_q^{\max}$  як середнє значення абсолютного максимуму визначається за виразом [1]:

$$F_q^{\max} = \bar{H}_q \cong S_q \cdot \left( \sqrt{2 \cdot \ln(f_e \cdot t_p)} + \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \ln(f_e \cdot t_p)}} \right), \quad (4.3)$$

де  $f_e$  – ефективна частота динамічних процесів переміщень, прискорень або сил;

$t_p$  – час реалізації аналізованої частини динамічного процесу (в розрахунках приймається  $t_p = 30$  с).

Коефіцієнти динаміки визначаються як відношення динамічних і статичних сил, що діють на даний комплект ресорного підвішування [1]:

$$k_d = \frac{F_d^{\max}}{F_{st}}, \quad (4.4)$$

де  $F_{st}$  – зусилля при розрахунку жорсткостей ресорного підвішування.

Коефіцієнт плавності ходу на підлозі кузова над  $i$ -м шворнем визначається за виразом [1]:

$$C_i = 1,23 \cdot \sqrt[6,67]{\int_0^{\infty} \omega^{3,33} \cdot A_f^{6,67}(\omega) \cdot G_{zi}(\omega) d\omega} =$$

$$= 1,23 \cdot \sqrt[6,67]{\int_0^{\infty} \omega^{3,33} \cdot A_f^{6,67}(\omega) \cdot [A_{zi-j}(j\omega)]^2 \cdot G_{\eta}(\omega) d\omega}, \quad (4.5)$$

де  $A_f(\omega)$  – фізіологічний коефіцієнт, що оцінює ступінь впливу вібрацій різної частоти на організм людини;

$G_{zi}(\omega)$  – спектральна щільність переміщень підлоги кузова над  $i$ -м шворнем;

$A_{zi-\eta}(j\omega)$  – амплітудно-частотна характеристика, що зв'язує переміщення підлоги кузова над  $i$ -м шворнем з нерівністю.

Як випливає з виразів (4.1)...(4.5), для визначення показників динамічних якостей екіпажа необхідно знати частотні характеристики, що зв'язують переміщення, прискорення або сили з еквівалентною геометричною нерівністю і спектральну щільність нерівності.

Матрицю частотної характеристики  $W_{q-\eta}(j\omega)$  можна визначити, розв'язуючи систему рівнянь, яка в матричній формі має вигляд [1]:

$$W_{q-\eta}(j\omega) = (-\omega^2 \cdot M + j\omega \cdot B + Z)^{-1} \cdot (L_k + j\omega \cdot L_k), \quad (4.6)$$

де  $M$  – матриця інерційна;

$B$  – матриця дисипативна;

$Z$  – матриця жорсткості;

$(L_k + j\omega \cdot L_k)$  – матриця перетворення кінематичного збурення в узагальнені сили збурення.

Матрицю  $(-\omega^2 \cdot M + j\omega \cdot B + Z)$  часто називають матрицею динамічних жорсткостей [1].

При дослідженні змушених вертикальних коливань за збурення приймається еквівалентна геометрична нерівність. Вона

задається у вигляді нормального стаціонарного випадкового процесу зі спектральною щільністю  $G_\eta(\omega)$ , яка для зручності використання в розрахунках апроксимована таким виразом [1]:

$$G_\eta(\omega, v) = \frac{S_\eta^2}{2\sqrt{\pi}} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{a_i}{\alpha_i \cdot v} \cdot \left\{ \exp\left[\frac{(\omega + \omega_i \cdot v)^2}{4 \cdot \alpha_i^2 \cdot v^2}\right] + \exp\left[\frac{(\omega - \omega_i \cdot v)^2}{4 \cdot \alpha_i^2 \cdot v^2}\right] \right\}, (4.7)$$

де  $S_\eta^2$  – дисперсія еквівалентної геометричній нерівності (для колії задовільної якості в розрахунках приймається рівною  $S_\eta^2 = 25 \text{ мм}^2$ );

$a_i$  – частка дисперсії, що припадає на  $i$ -й максимум спектральної щільності;

$\alpha_i$  – половина ширини  $i$ -го максимуму на половині його висоти;

$\omega_i$  – частота  $i$ -го максимуму.

Для проведення розрахунку необхідно скористатися параметрами аналітичного виразу спектральної щільності еквівалентної геометричній нерівності, що наведено в таблиці А.5.

Розрахунок спектральної щільності  $G_\eta(\omega)$  слід виконати при  $v = 1 \text{ м/с}$ .

## ПИТАННЯ ДО ЗАХИСТУ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

1 У чому полягає основне завдання дослідження динамічних процесів?

2 Які види коливань електричного рухомого складу можуть бути наявними під час руху екіпажа по колії?

3 За яких умов виникають вільні коливання?

4 За яких умов виникають змушені коливання?

5 Як класифікуються збурення, що викликають коливання?

6 Якими моделями описуються динамічні властивості колії?

7 Від чого залежить сила пружності в пружних елементах зв'язків і як вона визначається?

8 Від чого залежить сила дисипації в дисипативних елементах зв'язків і як вона визначається?

9 Що розуміється під силою інерції?

- 10 Від яких параметрів залежить реакція на колію під час руху одиночного колеса?
- 11 Що називається динамічною моделлю екіпажної частини?
- 12 Якими параметрами характеризується динамічна модель?
- 13 Що називається числом ступенів вільності?
- 14 Що називається узагальненими координатами?
- 15 Як визначаються прогини ресорних комплектів за наявності коливань?
- 16 У результаті чого можуть виникати вільні коливання?
- 17 Як визначається власна частота недемпфрованої системи?
- 18 Що називається періодом коливань?
- 19 Що називається амплітудою коливань?
- 20 Як впливає жорсткість ресорного підвішування на частоту вільних коливань?
- 21 Як впливає маса екіпажа на частоту вільних коливань?
- 22 Як впливають початкові умови на характеристики вільних коливань?
- 23 Як враховується особливість незалежності збурення по лівій і правій рейках?
- 24 Що дає змогу досліджувати модель з двома ступенями вільності?
- 25 Які методи використовуються для знаходження узагальнених координат?
- 26 Що показує частотна характеристика динамічної системи?
- 27 Для чого використовуються частотні характеристики зв'язків і як їх визначають?
- 28 Яким чином можна отримати частотну характеристику для сили в ресорному підвішуванні?
- 29 Яким чином можна отримати частотну характеристику системи при силовому збуренні?
- 30 Яким чином здійснюється вибір жорсткості віброзахисних елементів силового обладнання локомотива?
- 31 Як виконується перетворення частотної характеристики?
- 32 Яким чином отримується ампліудна частотна і фазова частотна характеристики динамічної системи?
- 33 У яких одиницях вимірюється ампліудна частотна і фазова частотна характеристики?
- 34 Що таке матриця динамічних жорсткостей?

35 Як визначається частотна характеристика динамічної системи при записі рівнянь у матричній формі?

36 Як змінюється амплітудна частотна характеристика при збільшенні частоти збурень?

37 Як впливає відносне демпфірування на амплітудну частотну характеристику моделі з одним ступенем вільності?

38 Як впливає величина жорсткості на сили в ресорному підвішуванні?

39 Як впливає відносне демпфірування на амплітудну частотну характеристику моделі з двома ступенями свободи?

40 Як залежать прискорення візка від коливань кузова?

41 Що називається середньоквадратичним відхиленням випадкової функції?

42 Як визначається спектральна щільність вихідних координат?

43 Що називається еквівалентною геометричною нерівністю?

44 Які параметри приймаються як оцінки динамічних якостей локомотивів?

45 Які способи використовуються для визначення показників динамічних якостей?

46 Що називається ефективною частотою випадкового процесу?

47 Що називається абсолютними максимумами випадкового процесу?

48 На основі чого робиться висновок, що екіпаж можна експлуатувати в усьому діапазоні швидкостей, аж до конструкційної?

49 Які види коливань спостерігаються під час руху одиночної колісної пари по колії?

50 У чому полягає особливість руху колісної пари в режимі кочення без проковзування?

51 Як визначається величина зміни радіуса бандажа при поперечному зсуві колісної пари відносно осі колії?

52 Від чого залежить довжина хвилі віднесення або виляння?

53 Як можна знизити інтенсивність звивистого руху колісної пари?



- 54 При якому допущенні можливий режим кочення колісної пари без проковзування?
- 55 Що таке відносна швидкість проковзування?
- 56 Що називається стійкістю руху?
- 57 Чому рух одиночної колісної пари нестійкий при будь-якій швидкості?
- 58 Що таке набігання гребеня бандажа на рейку і за яких умов воно відбувається?
- 59 Чим небезпечна втрата стійкості?
- 60 Що називається критичною швидкістю?
- 61 Що називається поперечним зазором у рейковій колії?
- 62 Що називається автоколиванням?
- 63 Від яких параметрів залежить критична швидкість?
- 64 Які сили діють на колісну пару, пружно зв'язану з рамою візка?
- 65 Як визначається критична швидкість руху візка за умовою стійкості?
- 66 Яка умова має виконуватися при розрахунку стійкості для реальних локомотивів?
- 67 Що називається контактною плямою і що становить собою зона контакту?
- 68 Що означає пружне проковзування, або крип?
- 69 Що називається силою крипу?
- 70 Як визначаються дотичні сили крипу?
- 71 Від яких параметрів і факторів залежать сили крипу?
- 72 Що називається коефіцієнтом крипу і від чого він залежить?
- 73 У чому відмінність теорій Картера і Калкера щодо визначення сил крипу?
- 74 Що називається спином і чому його необхідно враховувати в розрахунках?
- 75 Як називається відносна швидкість проковзування, при якій відбувається зрив зчеплення?
- 76 Якими видами коливань характеризується рух одиночної колісної пари?
- 77 Які сили діють на одиночну колісну пару під час руху по прямій ділянці колії?

78 Як впливає швидкість руху одиночної колісної пари на її коливання?

79 Як впливає величина коефіцієнта крипу на коливання колісної пари?

80 Як впливає величина конусності поверхні кочення колеса на коливання одиночної колісної пари?

81 Що називається показником якості? Які є основні групи показників якості?

82 Які є показники динамічних якостей?

83 Що називається повною масою, а що – зчіпною вагою локомотива?

84 Від чого залежить коефіцієнт використання зчіпної ваги?

85 Що належить до показників віброзахисту?

86 Що називається пробоем підвіски?

87 Що означає кут набігання колеса на рейку?

88 У чому відмінність напрямної сили, рамної і бічної сил?

89 Від яких основних параметрів залежить вкочування гребеня колеса на рейку?

90 Які параметри впливають на коефіцієнт запасу стійкості колеса проти сходу з рейок?

91 Які основні фактори впливають на зсув колії в плані?

92 Для чого передбачається підвищення зовнішньої рейки у кривій ділянці колії?

93 Від яких параметрів залежить коефіцієнт запасу від перекидання екіпажа в кривій?

94 Що називається плавністю ходу? У яких режимах її оцінюють?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Конструкція та динаміка електричного рухомого складу : підручник / С. В. Панченко, М. М. Бабаєв, В. С. Блиндюк, В. П. Нерубацький. Харків: УкрДУЗТ, 2018. Ч. 2. 204 с.

2 Fomin O., Lovska A., Kovtun O., Nerubatskyi V. Defining patterns in the longitudinal load on a train equipped with the new conceptual couplers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 2, No. 7 (104). P. 33–40. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.198660.

3 Fomin O. V., Lovska A. O., Plakhtii O. A., Nerubatskyi V. P. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their physico-mechanical properties. *Scientific bulletin of National mining university*. 2017. No. 6 (162). P. 89–96.

4 Конструкція та динаміка електричного рухомого складу : підручник / С. В. Панченко, М. М. Бабаєв, В. С. Блиндюк, В. П. Нерубацький. Харків: УкрДУЗТ, 2018. Ч. 1. 280 с.

5 Bogacz R., Krzyzinski T., Popp K. On dynamics of systems modeling continuous and periodic guideways. *Archives of Mechanics*. 1993. № 45 (5). P. 575–593.

6 Bogdevicius M., Zygiene R., Bureika G., Dailydka S. An analytical mathematical method for calculation of the dynamic wheel-rail impact force caused by wheel flat. *Vehicle System Dynamics*. 2016. Vol. 54 (5). P. 689–705. DOI: 10.1080/00423114.2016.1153114.

7 Корнійчук М. П., Липовець Н. В., Шамрай Д. О. Технологія галузі і технічні засоби залізничного транспорту : підручник. Київ: «Дельта», 2008. Ч. 1. 504 с.

8 Корнійчук М. П., Липовець Н. В., Шамрай Д. О. Технологія галузі і технічні засоби залізничного транспорту : підручник. Київ: «Дельта», 2007. Ч. 2. 424 с.

9 Wu Q., Spiriyagin M., Cole C. Longitudinal train dynamics: an overview. *Vehicle System Dynamics*. 2016. Vol. 54 (12). P. 1688–1714. DOI: 10.1080/00423114.2016.1228988.

10 Нерубацький В. П., Гордієнко Д. А. Динаміка взаємодії струмоприймача, оснащеного системою автоматичного регулювання натискання, з контактною підвіскою. Тези стендових доповідей та виступів учасників 31-ї міжнародної науково-

практичної конференції «Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті» (Харків, 24–26 жовтня 2018 р.). *Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті*. Харків: УкрДУЗТ, 2018. № 4 (додаток). С. 14–16.

11 Cole C., Spiryagin M., Wu Q., Sun Y. Q. Modelling, simulation and applications of longitudinal train dynamics. *Vehicle System Dynamics*. 2017. Vol. 55 (10). P. 1498–1571. DOI: 10.1080/00423114.2017.1330484.

12 Assemkhanuly A., Niyazova Z., Ustemirova R., Karpov A., Muratov A., Kaspakbayev K. Mathematical and Computer Models in Estimation of Dynamic Processes of Vehicles. *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*. 2019. Vol. 97 (10). P. 2803–2820.

13 Facchinetti A., Bruni S., Zhang W. Rolling Stock Dynamic Evaluation by Means of Laboratory Tests. *International Journal of Railway Technology*. 2013. Vol. 2 (4). P. 99–123. DOI: 10.4203/ijrt.2.4.6.

14 Bondarenko I. Development of algorithm for calculating dynamic processes of railroad track deformability work. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 6, Issue 7 (84). P. 28–36.

15 Bubnov V., Myamlin S., Mankevych N. Theoretical and experimental investigations of strenght properties of cast parts for freight cars bogie with axle load of 245 kN/V. *Proc. 8th intern. scient. conf.* 2013. P. 9–12.

16 Vaiciunas G., Lingaitis L. P., Bureika G. The determination of a complex criterion for assessing the performance of traction rolling stocks. *Transport*. 2004. Vol. 19 (2). P. 63–68.

## ДОДАТОК А

### Вихідні дані до виконання контрольної роботи

Таблиця А.1 – Вихідні дані до виконання 1-го завдання

Варіант	Параметри моделі									
	$m_c$ , т	$J_z$ , т·м <sup>2</sup>	$P_n$ , кН	$a_q$ , м	$a_k$ , м	$b_s$ , м	$f_m$	$V_k$ , км/ГОД	$R_k$ , м	$h_1$ , м
1	20,1	26,0	112,5	1,50	3,725	0,80	0,25	80,5	600	0,10
2	19,8	25,9	111,8	1,52	3,727	0,79	0,22	79,5	625	0,11
3	20,3	26,2	112,1	1,51	3,724	0,82	0,29	81,5	590	0,09
4	21,2	25,7	113,2	1,48	3,726	0,81	0,23	83,5	630	0,12
5	20,8	26,2	112,4	1,53	3,723	0,83	0,21	82,5	615	0,08
6	20,5	25,4	112,7	1,51	3,725	0,78	0,20	79,5	640	0,10
7	19,7	26,1	111,5	1,54	3,722	0,77	0,24	84,5	585	0,13
8	20,2	26,3	111,9	1,49	3,727	0,82	0,27	78,5	590	0,11
9	21,5	26,2	112,0	1,50	3,728	0,80	0,28	77,5	600	0,09
10	19,9	25,8	112,3	1,52	3,723	0,83	0,26	80,5	605	0,10
11	19,8	26,3	112,5	1,47	3,726	0,81	0,21	82,5	620	0,12
12	20,3	26,6	113,6	1,49	3,725	0,78	0,20	84,5	610	0,13
13	20,0	25,8	111,6	1,51	3,727	0,82	0,24	78,5	615	0,10
14	20,2	26,0	112,1	1,54	3,722	0,79	0,25	79,5	600	0,11
15	20,7	26,2	111,4	1,52	3,721	0,81	0,22	81,5	625	0,09
16	21,2	25,8	112,7	1,53	3,726	0,84	0,21	84,5	615	0,12
17	20,4	25,5	113,2	1,50	3,727	0,78	0,20	85,5	630	0,08
18	19,6	25,7	112,5	1,52	3,725	0,80	0,28	82,5	590	0,10
19	20,1	26,2	112,2	1,54	3,722	0,82	0,27	76,5	580	0,13
20	21,2	25,8	111,4	1,48	3,724	0,81	0,22	77,5	600	0,11
21	19,8	25,9	112,3	1,50	3,723	0,77	0,29	80,5	620	0,09
22	20,3	26,3	112,8	1,49	3,721	0,78	0,23	83,5	630	0,10

Таблиця А.2 – Вихідні дані до виконання 2-го завдання

Варіант	Тип електричного рухомого складу	Клас тягової передачі
1	Електровоз	ООП ТЕД
2	Електровоз	ОРП ТЕД, ООР
3	Електровоз	Двигун підвішено на кузов, ОРР
4	Електропоїзд	ОРП ТЕД, ООР
5	Вагон метрополітену	ОРП ТЕД, ООР
6	Електропоїзд	Двигун підвішено на кузов, ОРР
7	Електровоз	Двигун підвішено на кузов, ОРР
8	Електровоз	ОРП ТЕД, ООР
9	Електропоїзд	Двигун підвішено на кузов, ОРР
10	Електропоїзд	Двигун підвішено на кузов, без редуктора
11	Вагон метрополітену	ОРП ТЕД, ООР
12	Електровоз	ОРП ТЕД, ООР
13	Електровоз	ООП ТЕД
14	Електровоз	ООП ТЕД
15	Електровоз	ОРП ТЕД, ООР
16	Електропоїзд	ОРП ТЕД, ООР
17	Вагон метрополітену	ОРП ТЕД, ООР
18	Електропоїзд	ОРП ТЕД, ООР
19	Електровоз	ООП ТЕД
20	Електровоз	ОРП ТЕД, ООР
21	Вагон метрополітену	ОРП ТЕД, ООР
22	Електровоз	ОРП ТЕД, ООР

Таблиця А.3 – Вихідні дані до виконання 2-го завдання

Варіант	Параметри моделі								
	Осьова формула	$v_k$ , км/год	$m_k$ , т	$m_i$ , т	$m_{kp}$ , т	$J_{i1}$ , т·м <sup>2</sup>	$J_{i2}$ , т·м <sup>2</sup>	$2a_1$ , м	$2a_2$ , м
1	$2_0-2_0$	110	53,2	9,85	5,2	913,6	5,56	3,0	9,0
2	$2_0-2_0$	160	36,75	16,02	3,1	682,0	6,44	3,3	8,17
3	$2_0-2_0$	250	62,0	5,5	2,5	711	14,0	3,35	10,5
4	$2_0-2_0$	130	60,0	8,6	2,67	1540	7,5	2,7	18,0
5	$2_0-2_0$	90	37,75	4,3	2,7	2000	2,73	2,2	12,6
6	$2_0-2_0$	350	45,0	4,47	1,8	1637	4,03	2,1	18,7
7	$2_0-2_0$	250	62,1	8,0	2,56	848	24,0	3,0	11,5
8	$2_0-2_0$	160	31,6	14,9	3,78	712,0	16,0	2,85	8,0
9	$2_0-2_0$	300	50,0	6,69	1,98	2251	12,55	2,2	20,8
10	$3_0-3_0$	160	36,75	21,5	3,1	682	6,97	4,5	8,1
11	$2_0-2_0$	100	34,8	4,72	2,5	2010	2,8	2,1	12,3
12	$2_0-2_0-2_0$	160	79,9	17,35	3,4	2175	20,0	2,85	10,5
13	$3_0-3_0$	90	53,6	15,5	5,5	1760	15,0	4,6	9,75
14	$3_0-3_0$	160	66,8	20,2	3,1	1440	52,1	4,6	10,5
15	$2_0-2_0$	200	37,45	13,8	3,25	578	7,0	3,2	8,0
16	$2_0-2_0$	130	58,5	8,47	3,0	2171	6,6	2,75	18,0
17	$2_0-2_0$	95	35,4	4,9	2,8	2110	2,71	2,25	12,5
18	$2_0-2_0$	130	47,0	9,71	2,25	1912	7,55	2,5	18,8
19	$3_0-3_0$	170	35,5	20,6	3,4	710	5,88	4,2	8,3
20	$2_0-2_0-2_0$	155	74,6	18,3	3,5	2180	20,2	2,91	10,3
21	$2_0-2_0$	85	35,3	3,8	2,34	2024	2,75	2,15	12,5
22	$2_0-2_0$	150	34,0	15,95	3,3	672	6,22	3,6	8,25

Таблиця А.4 – Вихідні дані до виконання 3-го завдання

Варіант	Тип електричного рухомого складу	$m_k$ , т	$m_t$ , т	$m_{kp}$ , т	$n_t$	$n_{kp}$
1	Електровоз	53,2	9,85	5,2	2	4
2	Електровоз	36,75	16,02	3,1	2	4
3	Електровоз	62,0	5,5	2,5	2	4
4	Електропоїзд	60,0	8,6	2,67	2	4
5	Вагон метрополітену	37,75	4,3	2,7	2	4
6	Електропоїзд	45,0	4,47	1,8	2	4
7	Електровоз	62,1	8,0	2,56	2	4
8	Електровоз	31,6	14,9	3,78	2	4
9	Електропоїзд	50,0	6,69	1,98	2	4
10	Електропоїзд	36,75	21,5	3,1	2	6
11	Вагон метрополітену	34,8	4,72	2,5	2	4
12	Електровоз	79,9	17,35	3,4	3	6
13	Електровоз	53,6	15,5	5,5	2	6
14	Електровоз	66,8	20,2	3,1	2	6
15	Електровоз	37,45	13,8	3,25	2	4
16	Електропоїзд	58,5	8,47	3,0	2	4
17	Вагон метрополітену	35,4	4,9	2,8	2	4
18	Електропоїзд	47,0	9,71	2,25	2	4
19	Електровоз	35,5	20,6	3,4	2	6
20	Електровоз	63,0	8,9	3,1	3	6
21	Вагон метрополітену	35,3	3,8	2,34	2	4
22	Електровоз	34,0	15,95	3,3	2	4



Таблиця А.5 – Вихідні дані до виконання 4-го завдання

Номер максимуму спектральної щільності	$\alpha_i$ , рад/с:м/с	$\omega_i$ , рад/с:м/с	$a_i$
1	0,05	0,247	0,558
2	0,05	0,498	0,384
3	0,12	1,315	0,045
4	0,12	2,096	0,00372
5	0,15	3,165	0,000472
6	0,015	4,48	0,00329
7	0,15	5,098	0,003988
8	0,2	6,431	0,00153
9	0,04	0,244	0,562
10	0,045	0,496	0,386
11	0,13	1,314	0,044
12	0,14	2,099	0,00297
13	0,11	3,168	0,00045
14	0,013	4,49	0,00331
15	0,14	5,091	0,00399
16	0,21	6,317	0,00154
17	0,06	0,217	0,557
18	0,06	0,47	0,383
19	0,11	1,32	0,044
20	0,12	2,098	0,0037
21	0,16	3,15	0,000471
22	0,017	4,38	0,00333

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до виконання контрольної роботи  
з дисципліни

*«ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА ДИНАМІКИ  
ШВИДКІСНОГО ТРАНСПОРТУ»*

Відповідальний за випуск Нерубацький В. П.

Редактор Буранова Н. В.

---

Підписано до друку 21.12.20 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,0. Тираж 5. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет  
залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.