

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра електроенергетики, електротехніки
та електромеханіки**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання контрольної роботи
з дисципліни**

«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА ЕРС»

Харків – 2017

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки 20 березня 2017 р., протокол № 9.

Рекомендуються для бакалаврів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» освітньої програми «Електровози та електропоїзди» денної та заочної форм навчання.

Укладач

старш. викл. В. П. Нерубацький

Рецензент

проф., О. С. Крашенінін

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання контрольної роботи
з дисципліни
«*КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА ЕРС*»

Відповідальний за випуск Нерубацький В. П.

Редактор Решетилова В. В.

Підписано до друку 03.04.17 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,75. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| Вступ..... | 4 |
| 1 Моделювання вільних коливань екіпажа..... | 5 |
| 2 Моделювання змушених коливань екіпажа..... | 7 |
| 3 Моделювання коливань двомасової системи..... | 12 |
| 4 Моделювання коливань струмоприймача і контактної підвіски..... | 16 |
| 5 Питання до захисту контрольної роботи..... | 26 |
| Список літератури..... | 28 |
| Додаток А Вихідні дані до виконання контрольної роботи..... | 29 |

ВСТУП

Взаємодія рухомого складу та колії є складним для дослідження завданням. Актуальність розв'язання завдань подібного типу визначається змінами умов експлуатації, які виражаються в збільшенні силового впливу на колію, підвищенні зносу гребенів колісних пар. Необхідність забезпечення безпечного руху вимагає більш детального аналізу причин цих явищ. Численні фактори, що впливають на динамічні процеси і нелінійний характер взаємозв'язків змінних, ускладнюють аналіз настільки, що не є очевидним вплив зміни вхідних змінних на результат.

Для розв'язання подібних завдань, що мають велику розмірність і включають нелінійності, дуже ефективним є математичне моделювання з проведенням різноманітних обчислювальних експериментів на комп'ютері. Оволодіння основами цього сучасного методу починається на третьому курсі університету, а поглиблене вивчення дозволяє студентам самостійно розв'язувати складні завдання при дипломному проектуванні.

Для аналізу динамічної системи і оцінки впливу окремих факторів раціонально використовувати універсальні математичні пакети. До них відноситься досить поширений пакет Mathcad. Використання пакета Mathcad при моделюванні динамічних систем дозволяє наочно уявити процес отримання результату, провести аналіз проміжних розрахунків. Відкритість Mathcad дає можливість використовувати раніше отримані моделі для побудови більш складних систем. Велика бібліотека математичних функцій розширює можливості користувача, спрощує громіздкі обчислення і дозволяє більшою мірою зосередитися на суті розв'язуваної задачі.

Метою виконання контрольної роботи є закріплення теоретичного матеріалу з курсу «Конструкція та динаміка ЕРС» та засвоєння фізичної сутності досліджуваних процесів.

Вихідні дані до виконання першого та другого завдань контрольної роботи згідно з варіантом завдання наведені в таблиці А.1, до третього завдання – в таблиці А.2, до четвертого – в таблиці А.3 додатка А.

1 МОДЕЛЮВАННЯ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖА

Вільні коливання динамічних систем виникають за відсутності змінного зовнішнього впливу внаслідок однократно прикладеної і більше не повторюваної дії. Вільні коливання рейкових екіпажів з'являються при проведенні досліду щодо скидання екіпажа з клинів, при ударі колеса з повзуном по рейці і т. п. Скидання з клинів виконують для отримання інформації про пружні і дисипативні властивості ресорного підвішування екіпажа. При проходженні ізольованої нерівності одночасно відбуваються як вільні, так і змушені коливання. Після одноразової дії передбачається, що система починає рухатися відносно до положення рівноваги.

Досліджувана розрахункова схема екіпажа наведена на рисунку 1.1, на якому m – підресорена маса, кг; \mathcal{J} – коефіцієнт жорсткості ресорного підвішування, Н/м; β – коефіцієнт демпфірування (параметр гасителя), Н·с/м.

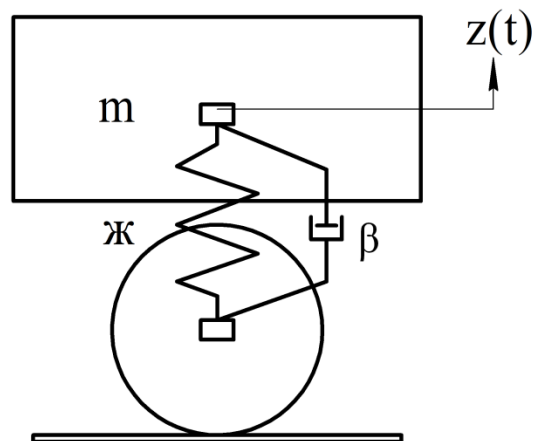


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема екіпажа для дослідження вільних коливань

При побудові математичної моделі слід вважати, що силові характеристики пружного і дисипативного елементів (ресори і гасителя коливань) лінійні. Це означає, що приймаються пропорційні залежності між пружною силою і деформацією ресори

$$F_{\text{пруж}} = \mathcal{J} \cdot z, \quad (1.1)$$

а також між силою опору гасителя і швидкістю взаємного переміщення колеса і маси

$$F_{опор} = \beta \cdot \frac{d}{dt} \cdot z . \quad (1.2)$$

Вільні коливання здійснюються при відсутності будь-яких збурюючих сил. У цьому випадку диференціальне рівняння руху підресореної маси має вигляд:

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} \cdot z(t) + \beta \cdot \frac{d}{dt} \cdot z(t) + \mathcal{Ж} \cdot z(t) = 0 . \quad (1.3)$$

Введемо такі позначення:

- власна частота недемпфированої системи

$$k = \sqrt{\frac{\mathcal{Ж}}{m}} ; \quad (1.4)$$

- параметр демпфірування

$$b = \frac{\beta}{2 \cdot m} ; \quad (1.5)$$

- частота вільних коливань демпфированої системи

$$k_1 = \sqrt{k^2 - b^2} . \quad (1.6)$$

З урахуванням позначень (1.4), (1.5) і (1.6) диференціальне рівняння (1.3) набуде вигляду

$$\frac{d^2}{dt^2} \cdot z(t) + 2 \cdot b \cdot \frac{d}{dt} \cdot z(t) + k^2 \cdot z(t) = 0 . \quad (1.7)$$

Це рівняння має аналітичний розв'язок

$$z(t) = e^{-b \cdot t} \cdot \left(z_0 \cdot \cos(k_1 \cdot t) + \frac{z'_0}{k_1} \cdot \sin(k_1 \cdot t) \right), \quad (1.8)$$

де z_0, z'_0 – початкові умови: $z_0 = z(0), z'_0 = z'(0)$.

Періодом коливань називають мінімальний проміжок часу, за який система робить повний цикл коливань, після якого рух повторюється. Період згасаючих коливань T, c , можна визначити так:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{k_1}. \quad (1.9)$$

На підставі виразу (1.8) необхідно побудувати графік процесу вільних коливань (залежність $z(t)$) та дослідити вплив параметрів моделі (m, η, β) на частоту і амплітуду коливань.

2 МОДЕЛЮВАННЯ ЗМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖА

Динамічні моделі реальних локомотивів, з точки зору механіки, являють собою системи з великим числом ступенів свободи. Якщо зовнішній вплив являє собою процес кінцевої або нескінченної тривалості, то рух системи називають змушеним. При кінцевому часі зовнішнього впливу в лінійній системі відбуваються несталі коливання (рух по одиночній нерівності кінцевої довжини, рух в перехідній кривій, зрушення з місця і гальмування). При нескінченному часі дії збурень у механічній системі можуть виникати сталі коливання (під час безперервного руху протягом тривалого часу по колії з геометричними нерівностями). При розгляді сталих процесів руху в системі з демпфіруванням вважається, що всі перехідні процеси, обумовлені вільними коливаннями, припинилися (затухли).

Реакцію системи на вхідне збурення описують змушені коливання системи. Досліджувана розрахункова схема екіпажа наведена на рисунку 2.1, на якому $\zeta[x(t)]$ – функція, що задає нерівності колії, m ; L – довжина хвилі нерівності, m .

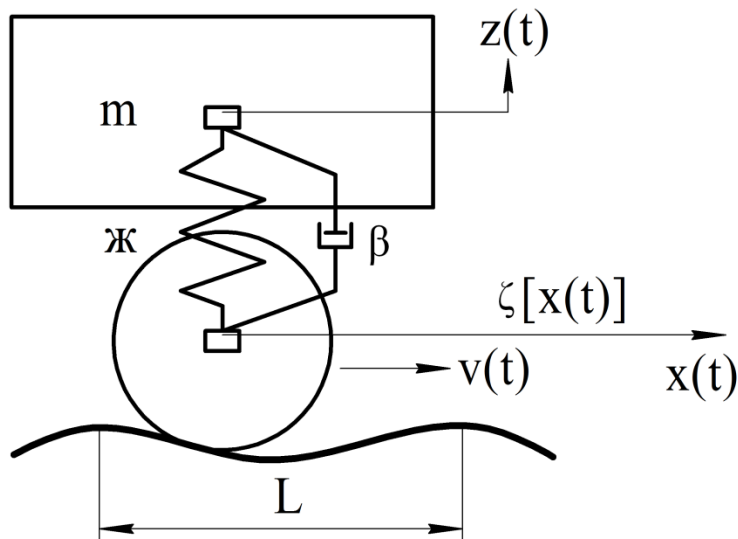


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема екіпажа для дослідження змушених коливань

Припустимо, що змушені коливання збурюються кінематично: за рахунок переміщення колеса по нерівностях ζ рейкової колії. Для спрощення задачі прийmemo гармонічний закон зміни нерівностей

$$\zeta[x(t)] = \zeta_0 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot x(t)}{L}\right). \quad (2.1)$$

Залежність кінематичного збурення від часу $\zeta(t)$ залежить від закону руху $x(t)$. У випадку рівномірного руху ($v = const$) маємо $x(t) = v \cdot t$, а частота підстрибування колеса теж буде постійною

$$\omega(v) = \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{L \cdot 3,6}. \quad (2.2)$$

У формулі (2.2) швидкість вимірюється в кілометрах за годину (км/год).

Під час виконання контрольної роботи слід побудувати графік залежності частоти підстрибування колеса від швидкості $\omega(v)$.

На швидкості v_p , при якій частота збурення дорівнює власній частоті ($\omega = k$), настає резонанс. Резонансну швидкість можна визначити так:

$$v_p = \frac{L \cdot 3,6 \cdot k}{2 \cdot \pi} . \quad (2.3)$$

Диференціальне рівняння змушених коливань підресореної маси

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} \cdot z(t) + \beta \cdot \frac{d}{dt} \cdot (z(t) - \zeta(t)) + \alpha \cdot (z(t) - \zeta(t)) = 0 . \quad (2.4)$$

Залежність амплітуди змушених коливань від частоти збурення (швидкості руху) можна знайти аналітично при розв'язанні диференціального рівняння

$$A(v) = \zeta_0 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot b^2 \cdot \omega(v)^2 + k^4}{4 \cdot b^2 \cdot \omega(v)^2 + (k^4 - \omega(v)^2)^2}} . \quad (2.5)$$

На підставі виразу (2.5) необхідно побудувати графік залежності амплітуди сталих змушених коливань від швидкості руху, який ще називають «резонансною кривою».

Для коливальних систем з нелінійними характеристиками розв'язання аналітичним методом часто стає неможливим, і у цьому випадку математичний експеримент (чисельне інтегрування диференціальних рівнянь руху) проявляє себе як універсальний і ефективний метод.

Для чисельного значення швидкості руху екіпажа v_e , заданого в таблиці А.1 додатка А, необхідно провести чисельне інтегрування диференційного рівняння коливань (2.4) і побудувати осцилограму $z(t)$.

Частота кінематичного збурення ω_v визначається за формулою (2.2), а період коливань можна визначити так:

$$T_v = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_v}. \quad (2.6)$$

Закон підстрибування колеса має такий вигляд:

$$\zeta(t) = \zeta_0 \cdot \sin(\omega_v \cdot t). \quad (2.7)$$

Далі слід скористатися процедурою Рунге-Кутта *rkfixed(...)* чисельного інтегрування з Mathcad. Усі процедури такого типу вимагають запису одного чи кількох диференціальних рівнянь у стандартній формі системи рівнянь, розв'язаних відносно похідних першого порядку

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dZ_1}{dt} = f_1(Z_1, Z_2, \dots, t); \\ \dots \\ \frac{dZ_n}{dt} = f_n(Z_1, Z_2, \dots, t), \end{array} \right. \quad (2.8)$$

де Z – вектор фазових координат;

Z_1 – переміщення z ;

Z_2 – швидкість переміщення $\frac{d}{dt} z$.

Далі, згідно з вимогами стандартної процедури, слід задати одностовпчиковий вектор $ff(t, Z)$ (ім'я вектора довільне), елементами якого є праві частини системи рівнянь

$$ff(t, Z) = \begin{bmatrix} Z_2 \\ \frac{-1}{m} \cdot \left[\alpha \cdot (Z_1 - \zeta(t)) + \beta \cdot \left(Z_2 - \frac{d}{dt} \cdot \zeta(t) \right) \right] \end{bmatrix}. \quad (2.9)$$

Незалежно від варіанта завдання слід обрати інтервал інтегрування $t_0 = 0$; $t_1 = 20$, а кількість точок, в яких планується спостерігати результат (осцилограму), прийняти $N = 1000$.

Початкові умови будуть визначатися так: $Z_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$.

На цьому підготовчий етап завершено, можна запускати процедуру інтегрування

$$TZ = rkfixed(Z_0, t_0, t_1, N, ff). \quad (2.10)$$

Отриманий результат має вигляд матриці TZ , що складається з трьох стовпчиків довжиною N елементів. Перший стовпчик – це дискретний час t_i в інтервалі $[t_0, t_1]$, другий – переміщення $z(t_i)$, третій – швидкість $v(t_i)$:

$$t = TZ^{(1)}; \quad z = TZ^{(2)}; \quad v = TZ^{(3)}. \quad (2.11)$$

В контрольній роботі слід побудувати графік коливального процесу $z(t_i)$ підстрибування підресореної маси екіпажа та порівняти амплітуду усталених змушених коливань за осцилограмою, отриманою методом математичного експерименту, з амплітудою коливань за побудованою аналітично резонансною кривою для заданої швидкості руху.

3 МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАНЬ ДВОМАСОВОЇ СИСТЕМИ

Розглянемо спрощену модель вертикальних коливань рейкових екіпажів з двоярусним підвішуванням: магістральних локомотивів (електровозів і тепловозів) і пасажирських вагонів. Кочення коліс по рейках будемо вважати безвідривним, колію – жорсткою, а збурення – детермінованим гармонічним або більш складного виду. Дві маси пов'язані пружними і дисипативними зв'язками (рисунок 3.1).

Дана модель використовується для попередніх досліджень впливу основних параметрів екіпажа на вертикальні коливання. Для такої моделі легко отримати аналітичне рішення, визначити власні частоти і коефіцієнт динаміки. Рух системи, що розглядається, описується такими диференціальними рівняннями:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{z}_1 + \beta_1 \cdot \dot{z}_1 + \beta_2 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \mathcal{J}_1 \cdot z_1 + \mathcal{J}_2 \cdot (z_1 - z_2) = \\ = \beta_1 \cdot \dot{\eta} + \mathcal{J}_1 \cdot \eta; \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + \beta_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \mathcal{J}_2 \cdot (z_2 - z_1) = 0. \end{cases} ; (3.1)$$

У рівняннях (3.1) введені такі позначення:

m_1 – обресоена маса візка;

m_2 – маса кузова, приведена до одного візка;

\mathcal{J}_1, β_1 – жорсткість і демпфірування у першому ярусі підвішування;

\mathcal{J}_2, β_2 – жорсткість і демпфірування у другому ярусі підвішування;

$\eta(t)$ – збурення з боку колії;

$z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i$ – узагальнені координати та їх похідні за часом.

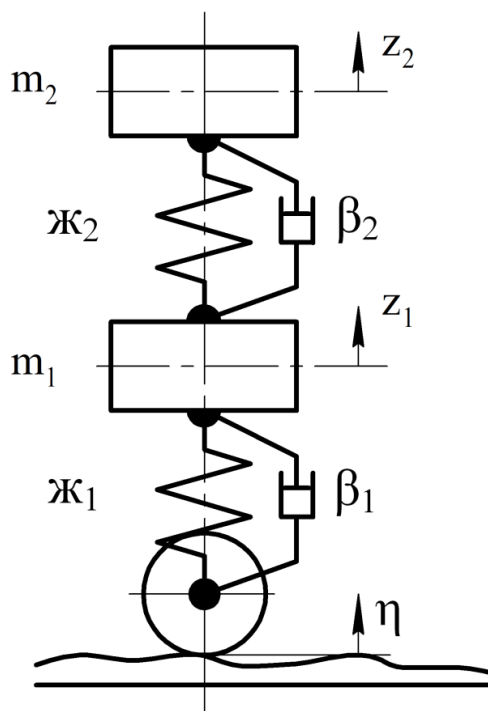


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема двомасової системи

Розв'яжемо отриману систему в системі Mathcad. Замінімо узагальнені змінні системи (математичні змінні) змінними Mathcad (часто званими машинними або комп'ютерними змінними). Враховуючи, що індекси в Mathcad змінюються від нульового значення, отримаємо

$$x_1 = z_1; \quad x_2 = \dot{z}_1; \quad x_3 = z_2; \quad x_4 = \dot{z}_2. \quad (3.2)$$

Зробимо заміну змінних і подамо систему рівнянь (3.1) у формі Коші. Для використання вбудованої функції розв'язання системи диференційних рівнянь праві частини рівнянь у формі Коші слід записати як символну функцію. Це функція $D(t, x)$, права частина якої – вектор, що має розмірність системи, яка розв'язується:

$$D(t, x) = \begin{bmatrix} x_2 \\ -\frac{1}{m_1} \cdot \left[\varkappa_1 \cdot (x_1 - \eta(t)) + \beta_1 \cdot (x_2 - d\eta(t)) + \right. \\ \left. + \varkappa_2 \cdot (x_1 - x_3) + \beta_2 \cdot (x_2 - x_4) \right] \\ x_4 \\ -\frac{1}{m_2} \cdot \left[\varkappa_2 \cdot (x_3 - x_1) + \beta_2 \cdot (x_4 - x_2) \right] \end{bmatrix}. \quad (3.3)$$

Розв'язання завдання про змушені коливання проводимо при нульових початкових умовах (вектор x) при гармонічному збуренні

$$x = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (3.4)$$

Кінематичне збурення з боку колії задається функцією $\eta(t)$:

$$\eta(t) = A \cdot \sin(\omega_1 \cdot t), \quad (3.5)$$

де ω – частота збурення:

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{L_1}. \quad (3.6)$$

Її похідна позначена як $d\eta(t)$:

$$d\eta(t) = A \cdot \omega_1 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t). \quad (3.7)$$

Похідна функції збурення може бути обчислена за допомогою символічних перетворень Mathcad.

Незалежно від варіанта завдання слід обрати інтервал інтегрування $t = 0 \dots 4$ ($t_{00} = 0$; $t_{11} = 4$), а кількість точок, в яких планується спостерігати результат (осцилограму), прийняти $N_1 = 200$. При цьому крок інтегрування h визначається так:

$$h = \frac{t_{11} - t_{00}}{N}. \quad (3.8)$$

Метод Рунге-Кута стійкий для розв'язання багатьох завдань динаміки і зазвичай вирішення багатьох проблем починають з нього. У задачах динаміки крок інтегрування вибирають виходячи з найбільшої парціальної частоти в системі. Для контролю точності рішення рекомендується зменшити крок інтегрування і порівняти отримані результати.

Розв'язання проводиться при нульових початкових умовах. Для розв'язання використовується адаптивний метод – функція *Rkadapt*:

$$Z = Rkadapt(x, t_{00}, t_{11}, N_1, D). \quad (3.9)$$

Для гладких функцій цей метод вимагає менше часу для отримання рішення в порівнянні з методом Рунге-Кута з фіксованим кроком. Рішення формується у вигляді матриці R , що містить у стовпцях: незалежну змінну (час), далі – вибрані узагальнені змінні.

Для виведення результатів слід ввести нові змінні (вектори T , Y_1 , V_1 , Y_2 , V_2), яким присвоїти значення стовпців матриці результатів рішення:

- незалежна змінна (час)

$$T = Z^{(1)}, \quad (3.10)$$

- переміщення і швидкість першого тіла

$$Y_1 = Z^{(2)}; \quad V_1 = Z^{(3)}; \quad (3.11)$$

- переміщення і швидкість другого тіла

$$Y_2 = Z^{(4)}; \quad V_2 = Z^{(5)}. \quad (3.12)$$

Отримані результати слід подати в графічному вигляді, як залежності:

- переміщення від часу $(Y_1(T), Y_2(T))$;
- швидкості від часу $(V_1(T), V_2(T))$;
- фазові діаграми $(V_1(1000 \cdot Y_1), V_2(1000 \cdot Y_2))$ – залежність швидкості маси від її лінійного переміщення.

Після побудови графіків та фазових діаграм слід надати коротку оцінку отриманим в ході моделювання коливань двомасової системи результатам.

Описаний вище підхід іноді називають прямим моделюванням. Розв'язання завдання методом прямого чисельного інтегрування диференційних рівнянь руху дозволяє оцінити основні процеси, що протікають в системі при різному зовнішньому впливі.

Перевагою такого підходу (в першу чергу, перед аналітичним) є те, що в систему легко вводяться нелінійні функції. Структура моделі при цьому не змінюється. Спрощена модель надалі розвивається і доповнюється, а результати моделювання служать початковою оцінкою для більш складних моделей.

4 МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАНЬ СТРУМОПРИЙМАЧА І КОНТАКТНОЇ ПІДВІСКИ

Струмоприймач – тяговий електричний апарат, призначений для створення електричного контакту електроустаткування рухомого складу з контактною мережею.

На рухомому складі магістральних залізниць застосовуються пантографні струмоприймачі (пантографи) з підйомним механізмом, що забезпечує вертикальне переміщення полоза. Піднятий струмоприймач стикається з контактним проводом і відтискає його вгору. У середині прольоту еластичність контактної підвіски зазвичай більша, ніж під опорою, тому під час руху електровоза величина відтиснення контактного проводу періодично змінюється. Механічна взаємодія струмоприймача і контактної підвіски є тим процесом,

від умов протікання якого багато в чому залежить надійність і економічність електричної тяги на залізницях. Процес механічної взаємодії струмоприймачів з контактними підвісками являє собою складний коливальний процес, в якому беруть участь різномірні коливальні системи – дві з розподіленими параметрами (колія та контактна підвіска) і кілька інших з умовно зосередженими параметрами.

Коливання навіть одиночного проводу описуються диференціальними рівняннями в похідних четвертого порядку зі складними граничними умовами. Коливання кожного зі струмоприймачів повинні бути подані звичайними нелінійними диференціальними рівняннями, які потрібно вирішувати спільно з рівняннями коливання контактної підвіски і рівняннями, що описують коливання даху локомотива.

Більш простим для теоретичних досліджень і достатнім для практичного використання є розгляд детермінованих процесів. Найбільш поширена розрахункова схема контактної підвіски, в якій на невеликому відрізку підвіски здійснені дискретизація параметрів і приведення їх до точки контакту.

У такому вигляді розрахункова схема підвіски може бути використана для дослідження взаємодії з одним струмоприймачем, оскільки не враховує поширення поздовжніх коливань контактного проводу.

Струмоприймач можна подати у вигляді динамічної моделі з двома ступенями свободи. У моделі основні параметри приводяться до точки контакту і верхніх шарнірів рухомих рам (рисунок 4.1). Нижня маса є наведеною масою нижніх і верхніх рам струмоприймача. Верхня маса включає масу полоза і наведену масу контактного проводу, що контактує з ним.

Рухомі частини системи мають пружні і дисипативні зв'язки. Зв'язки також включають сили тертя.

Зв'язок каретки і полоза струмоприймача – пружний з обмеженням. Додатково вводиться нелінійний зв'язок, що визначає відрив полоза від контактного проводу.

У моделі розглядається нерівнопружне підвішування контактного проводу уздовж колії. Враховуються умови чергування струн і наявність компенсаторів. Жорсткість контактної підвіски задається в залежності від натягу контактного проводу та несучого тросу.

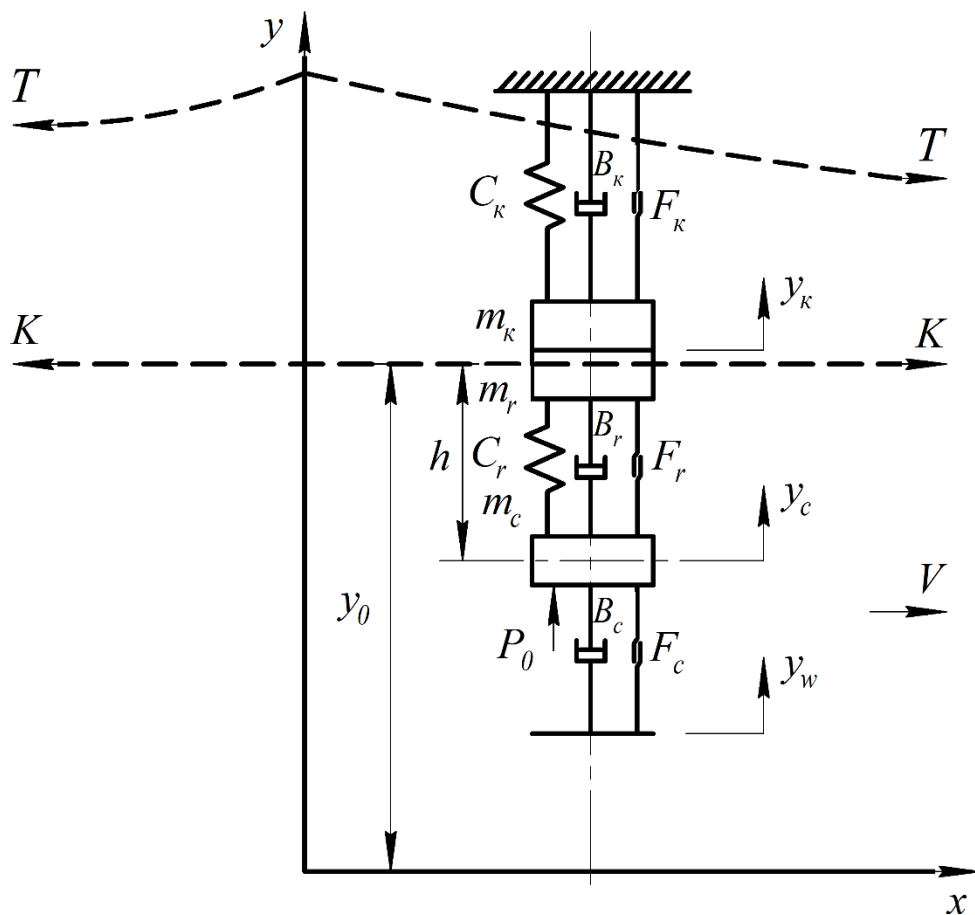


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема коливань струмоприймача

Вплив від електровоза вводиться як зовнішнє збурення, яке має періодичний характер заданої частоти і амплітуди.

В контрольній роботі розглядаються коливання в рухомій системі координат, що рухається уздовж прямолінійного шляху з постійною швидкістю. Як узагальнені координати прийняті вертикальні переміщення контактного проводу та рами струмоприймача.

На підставі розрахункової схеми (рисунок 4.1) диференціальні рівняння коливань системи «струмоприймач - контактна підвіска» матимуть такий вигляд:

$$\begin{cases} m_k \cdot \ddot{y}_k + B_k \cdot (\dot{y}_k - \dot{y}_p) + F_k \cdot \text{sign} \cdot (\dot{y}_k - \dot{y}_p) + \\ + C_k \cdot (y_k - y_p) - C_r \cdot (y_c - y_k) = 0; \\ m_c \cdot \ddot{y}_c + B_c \cdot (\dot{y}_c - \dot{y}_w) + F_c \cdot \text{sign} \cdot (\dot{y}_c - \dot{y}_w) + \\ + C_r \cdot (y_c - y_k) - P_0 = 0, \end{cases} \quad (4.1)$$

де m_k – сумарна маса полоза і приведеної маси контактного проводу;

m_c – маса рами струмоприймача;

B_k, C_k – демпфірування і жорсткість підвішування контактного проводу;

F_k – сила сухого тертя в підвішуванні контактного проводу;

B_c – демпфірування рами струмоприймача;

F_c – сила сухого тертя в підвішуванні струмоприймача;

C_r – нелінійна характеристика зв'язку «каретка струмоприймача - полоз»;

P_0 – сила статичного натиснення струмоприймача;

U_c – вертикальні переміщення контактного проводу;

U_p – вертикальні переміщення струмоприймача;

U_w – переміщення кузова електровоза під струмоприймачем.

На підставі описаного підходу і наведених вище рівнянь слід скласти програму Mathcad для моделювання коливань струмоприймача. Програма повинна складатися з таких логічних блоків:

- вихідні дані;
- збурення з боку підвіски;
- нерівнопружність підвіски;
- збурення з боку електровоза;
- нелінійні функції, що використовуються в моделі;
- початкові умови розв'язання системи диференціальних рівнянь;

- розв'язання системи диференціальних рівнянь;

- перетворення вихідних даних;

- побудова графіків результатів.

Для реалізації програми моделювання коливань струмоприймача і контактної підвіски в пакеті Mathcad перш за все необхідно задати вихідні дані:

m_k – приведена маса контактної підвіски, кг;

C_k – жорсткість контактної підвіски, кН/м;

K_{p1} – зниження жорсткості в середині прольоту,
 $K_{p1} = 0,5$ кН/м;

K_{p2} – зниження жорсткості між струнами, $K_{p2} = 0,1$ кН/м;

B_k – демпфірування контактної підвіски, $B_k = 0$ кН·с/м;

F_k – сухе тертя в контактній підвісці, кН;

C_{r1} – жорсткість пружних елементів зв'язку полоз-рама,
кН/м;

C_{r2} – контактна жорсткість, кН/м;

x_{r0} – максимальне пружне переміщення каретки, $x_{r0} = 0,06$ м;

m_c – маса струмоприймача, кг;

B_c – демпфірування в підвішуванні струмоприймача,
 $B_c = 10$ кН·с/м;

F_c – сухе тертя в підвішуванні струмоприймача, $F_c = 10$ кН;

P_0 – контактне натиснення, кН;

P_y – змінна складова контактного натиснення, $P_y = 0$ кН;

P_a – інерційна складова контактного натиснення, $P_a = 0$ кН;

V_k – швидкість руху, $V_k = 200$ км/год;

V – швидкість руху, $V = V_k / 3,6$ м/с;

L_w – довжина нерівності колії, м;

A_w – амплітуда коливань екіпажа, $A_w = 0,02$ м;

L_p – довжина прольоту, м;

N_p – кількість струн + 1, $N_p = 8$.

Реалізацію функцій, що описують збурення з боку контактної підвіски, слід починати з визначення переміщення контактної підвіски

$$y_p(t) = \frac{A_{p1}}{2} \cdot \left(|\sin(\omega_p \cdot t) - \delta_p| + |\sin(\omega_p \cdot t) + \delta_p| - 2 \cdot \delta_p \right) + A_{p2} \cdot \left| \sin(N_p \cdot \omega_p \cdot t) \right|, \quad (4.2)$$

$$\text{де } \delta_p = 0,3; A_{p1} = \frac{-0,02}{C_k}; A_{p2} = 0,1 \cdot A_{p1};$$

ω_p – частота збурення з боку контактної підвіски, 1/с,

$$\omega_p = \pi \cdot \frac{V}{L_p}. \quad (4.3)$$

Швидкість переміщення контактної підвіски

$$\begin{aligned} dy_p(t) = & A_{p1} \cdot \omega_p \cdot (\text{sign}(\sin(\omega_p \cdot t - \delta_p))) \cdot \cos(\omega_p \cdot t) + \\ & + \text{sign}(\sin(\omega_p \cdot t + \delta_p)) \cdot \cos(\omega_p \cdot t) + \\ & + A_{p2} \cdot N_p \cdot \omega_p \cdot \text{sign}(\sin(N_p \cdot \omega_p \cdot t)) \cdot \cos(N_p \cdot \omega_p \cdot t). \end{aligned} \quad (4.4)$$

При побудові графіків переміщення $\left(y_p \left(\frac{S_i}{V} \right) \text{ від } S_i \right)$ і швидкості збурення $\left(dy_p \left(\frac{S_i}{V} \right) \text{ від } S_i \right)$ з боку контактної підвіски слід використовувати таку можливість Mathcad, як застосування двох осей. Це зручно при розташуванні на графіку змінних, які мають різну розмірність і порядок величин. При виведенні декількох графіків в одній шкалі можна рекомендувати використовувати масштабні множники.

Значення зміни величини S_i слід обирати в діапазоні від 0 до $2 \cdot L_p$ з кроком 0,01.

Задання жорсткості контактної підвіски C_k є істотним фактором для отримання прийнятних результатів моделювання.

Діапазон зміни розрахункового значення C_k визначається максимальним значенням жорсткості підвісок біля опор і мінімальним значенням в середині прольоту.

Тип контактної підвіски, її основні параметри у великій мірі визначає значення жорсткості, яке може бути функціонально пов'язане зі значенням прикладеного навантаження. Нелінійність характеристики переміщення контактної провладу пояснюється розвантаженням струн.

Зміну жорсткості підвіски вздовж прольоту можна визначити так:

$$C_p(t) = C_k \cdot \left[1 - \frac{K_{p1}}{2} \cdot (|\sin(\omega_p \cdot t) - \delta_p| + |\sin(\omega_p \cdot t) + \delta_p| - 2 \cdot \delta_p) - K_{p2} \cdot |\sin(N_p \cdot \omega_p \cdot t)| \right]. \quad (4.5)$$

За формулою (4.5) необхідно побудувати графік зміни жорсткості контактної підвіски уздовж прольоту $\left(C_p \left(\frac{S_i}{V} \right) \text{ від } (S_i) \right)$.

Збурення з боку електровоза описується гармонічними функціями переміщення і швидкості:

$$y_w = A_w \cdot \sin(\omega \cdot t); \quad (4.6)$$

$$\dot{y}_w = \omega \cdot A_w \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (4.7)$$

де A_w – амплітуда коливань екіпажа;

ω – частота коливань.

У спрощеному вигляді частота коливань може бути виражена через основну частоту збурення від рейкової колії

$$\omega_w = 2 \cdot \pi \cdot \frac{V}{L_w}, \quad (4.8)$$

де V – швидкість електровоза;

L_w – довжина періодичної нерівності колії.

Переміщення даху електровоза можна визначити так:

$$y_w(t) = A_w \cdot \sin(\omega_w \cdot t). \quad (4.9)$$

Швидкість переміщення даху електровоза

$$dy_w(t) = A_w \cdot \omega_w \cdot \cos(\omega_w \cdot t). \quad (4.10)$$

За формулами (4.9), (4.10) необхідно побудувати на одному графіку функції, що описують збурення зі сторони електровоза $(y_w(t_i); dy_w(t_i))$. Значення зміни величини t_i слід обирати в діапазоні від 0 до 5 з кроком 0,01.

Сухе тертя у зв'язках струмоприймача в даній моделі описується згладженою функцією знака

$$S_g(y) = \frac{y}{\sqrt{y^2 + e^2}}. \quad (4.11)$$

Величина згладжування задається параметром e ($e = 0,001$).

При побудові функції характеристики сухого тертя $S_g(y_i)$ значення зміни величини y_i слід обирати в діапазоні від мінус 0,1 до плюс 0,1.

Полоз струмоприймача має пружний зв'язок з рамою струмоприймача:

$$R(x) = \frac{C_{r1}}{2} \cdot (\text{sign}(x) + 1) \cdot x + \frac{C_{r2}}{2} \cdot (\text{sign}(x - x_{r0}) + 1) \cdot (x - x_{r0}). \quad (4.12)$$

При побудові за формулою (4.12) графіка функції нелінійної характеристики зв'язку полоза і рами з відривом від контактного проводу $R(x)$ значення зміни величини x_i слід обирати в діапазоні від мінус 0,01 до $1,05 \cdot x_{r0}$.

Ця характеристика має обмеження: при переміщеннях більше заданої величини пружного переміщення включається так звана контактна жорсткість, яка в 20÷50 разів більше жорсткості зв'язку. Негативні значення переміщення полоза щодо рами струмоприймача відповідають відриву полоза від контактного проводу, тобто сила натиснення дорівнює нулю.

Початкові умови і параметри інтегрування матимуть вигляд

$$y = \begin{pmatrix} y_{10} \\ 0 \\ y_{20} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (4.13)$$

де

$$y_{10} = \frac{P_0}{C_k}; \quad (4.14)$$

$$y_{20} = y_{10} + \frac{P_0}{C_{r1}}. \quad (4.15)$$

Кількість точок, в яких планується спостерігати результат (осцилограму), можна визначити так:

$$N_2 = \text{floor}\left(\frac{T_m}{dT}\right), \quad (4.16)$$

де $dT = 0,01$;

$$T_m = \frac{S_m}{V}; \quad (4.17)$$

$$S_m = K_p \cdot L_p, \quad (4.18)$$

де $K_p = 10$.

Диференційне рівняння можна записати так:

$$H(t, y) = \begin{bmatrix} y_2 \\ -\frac{1}{m_k} \cdot \left[B_k \cdot (y_2 - dy_p(t)) + C_p(t) \cdot (y_1 - y_p(t)) + \right. \\ \left. + F_k \cdot S_g(y_2 - dy_p(t)) - R(y_3 - y_1) \right] \\ y_4 \\ -\frac{1}{m_c} \cdot \left[B_c \cdot (y_4 - dy_w(t)) + F_c \cdot S_g(y_4 - dy_w(t)) + \right. \\ \left. + R(y_3 - y_1) - P_0 \right] \end{bmatrix}. \quad (4.19)$$

Розв'язання проводиться при нульових початкових умовах. Для розв'язання використовується адаптивний метод – функція *Rkadapt*

$$G = Rkadapt(y, 0, T_m, N_2, H). \quad (4.20)$$

Для виведення результатів слід ввести нові змінні (вектори $T, Y_k, V_{k1}, Y_c, Y_{c1}$), яким присвоїти значення стовпців матриці результатів розв'язання:

- незалежна змінна (час)

$$T = G^{(1)}, \quad (4.21)$$

- переміщення і швидкість першого тіла

$$Y_{\hat{e}} = G^{(2)}; \quad Y_{\hat{e}1} = G^{(3)}; \quad (4.22)$$

- переміщення і швидкість другого тіла

$$Y_c = G^{(4)}; \quad Y_{c1} = G^{(5)}. \quad (4.23)$$

Довжина шляху визначається за формулою:

$$S = V \cdot T, \quad (4.24)$$

а зміну сили натиснення струмоприймача можна визначити так:

$$RR_n = R(Y_{c_n} - Y_{\kappa_n}), \quad (4.25)$$

де $n = 0 \dots N$.

Отримані результати слід подати в графічному вигляді, як залежності:

- переміщення контактного проводу і струмоприймача від шляху $(Y_{\kappa}(S), Y_c(S))$;
- сили натиснення струмоприймача від шляху $(RR(S))$;
- зміни сили натиснення від переміщення струмоприймача $(RR(Y_c))$.

5 ПИТАННЯ ДО ЗАХИСТУ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

- 1 Які коливання називаються вільними?
- 2 Які параметри треба задати для побудови моделі вільних коливань?
- 3 Що таке власні частоти і скільки їх має коливальна система?
- 4 Як впливають на власні частоти інерційні і пружні елементи?
- 5 Як впливає жорсткість ресорного підвішування на частоту вільних коливань?
- 6 Як впливає маса екіпажа на частоту вільних коливань?
- 7 Як впливають на графік процесу вільних коливань початкові умови?
- 8 Що таке змушені коливання, які їх головні відмінності від вільних коливань?
- 9 Чим визначається частота змушених коливань?
- 10 Що таке резонанс? На якій швидкості руху екіпажа настає резонанс?
- 11 Чи можливо запобігти резонансу? Як зменшити амплітуду резонансних коливань?

12 Що таке резонансна крива, яким чином здійснюється її побудова?

13 Що таке математичний експеримент, яка основна математична процедура його здійснення?

14 Які допущення приймалися при розгляді спрощеної моделі вертикальних коливань двомасової системи?

15 Які параметри входять до складу диференційного рівняння, що описує рух двомасової системи?

16 Що відноситься до переваг прямого моделювання?

17 Що називається струмоприймачем?

18 Яким чином здійснюється механічна взаємодія струмоприймача і контактної підвіски?

19 Які коливальні системи беруть участь у коливальному процесі взаємодії струмоприймачів з контактними підвісками?

20 Що являє собою динамічна модель коливань струмоприймача?

21 Які допущення приймалися при розгляді моделі коливань струмоприймача?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Беляев, И. А. Взаимодействие токоприёмников и контактной сети [Текст] / И. А. Беляев, В. А. Вологин. – М.: Транспорт, 1983. – 191 с.
- 2 Бирюков, И. В. Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] : учебник для вузов ж.-д. трансп. / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин [и др.]; под ред. И. В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
- 3 Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган; под ред. М. Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
- 4 Вершинский, С. В. Динамика вагонов [Текст]: учеб. для вузов / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов; под ред. С. В. Вершинского. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
- 5 Гарг, В. К. Динамика подвижного состава [Текст] : пер. с англ. / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати; под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
- 6 Гурский, Д. А. Вычисления в MathCAD [Текст] / Д. А. Гурский. – Минск: Новое знание, 2003. – 814 с.
- 7 Дьяконов, В. П. Новые информационные технологии [Текст] : учеб. пособие. Ч. 3. Основы математики и математическое моделирование / В. П. Дьяконов, И. В. Абраменкова, А. А. Пеньков. – Смоленск: СГПУ, 2003. – 192 с.
- 8 Медель, В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика [Текст] / В. Б. Медель. – М.: Транспорт, 1974. – 232 с.
- 9 Пановко, Я. Г. Введение в теорию механических колебаний [Текст] / Я. Г. Пановко. – М.: Гл. ред. физ.-мат. лит-ры изд-ва «Наука», 1971. – 240 с.
- 10 Применение пакета Mathcad при расчёте механической части локомотивов [Текст] : учеб. пособие / И. В. Волков, А. М. Матва, В. Г. Рубан и [др.]. – Ростов н/Д: РГУПС, 2000. – 64 с.
- 11 Рубан, В. Г. Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете Mathcad [Текст] : учеб. пособие / В. Г. Рубан, А. М. Матва; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 99 с.

ДОДАТОК А
Вихідні дані до виконання контрольної роботи

Таблиця А.1 – Вихідні дані до виконання 1-го та 2-го завдань

| Варіант | Параметри моделі | | | | | |
|---------|------------------|-------------------------|---------------------|------------------|------------|-------------------|
| | m , т | \mathcal{J} , кН/м | β , кН·с/м | ζ_0 , м | L , м | v_e , км/ГОД |
| 1 | 18,2 | 3100 | 8,5 | 0,062 | 8,1 | 30 |
| 2 | 19,4 | 3200 | 8,9 | 0,075 | 8,5 | 33 |
| 3 | 20,3 | 3300 | 9,3 | 0,082 | 9,2 | 36 |
| 4 | 21,6 | 3350 | 9,7 | 0,096 | 9,5 | 39 |
| 5 | 22,8 | 3400 | 10,2 | 0,012 | 10,3 | 42 |
| 6 | 23,5 | 4200 | 10,6 | 0,011 | 10,8 | 45 |
| 7 | 22,3 | 4400 | 11,4 | 0,012 | 11,2 | 48 |
| 8 | 21,5 | 4600 | 11,8 | 0,013 | 11,5 | 51 |
| 9 | 20,5 | 4800 | 12,1 | 0,014 | 12,1 | 54 |
| 10 | 19,5 | 5000 | 12,8 | 0,015 | 12,6 | 57 |
| 11 | 18,5 | 5200 | 13,2 | 0,016 | 13,5 | 60 |
| 12 | 18,3 | 5400 | 13,6 | 0,014 | 13,9 | 59 |
| 13 | 21,5 | 5600 | 14,5 | 0,012 | 14,2 | 56 |
| 14 | 22,2 | 5800 | 12,2 | 0,086 | 14,7 | 53 |
| 15 | 23,7 | 6000 | 10,8 | 0,025 | 15,6 | 50 |
| 16 | 21,2 | 6200 | 6,9 | 0,053 | 15,9 | 47 |
| 17 | 22,4 | 6400 | 7,5 | 0,068 | 16,2 | 44 |
| 18 | 21,2 | 5200 | 9,1 | 0,062 | 14,8 | 41 |
| 19 | 21,7 | 5400 | 9,9 | 0,071 | 13,7 | 38 |
| 20 | 22,4 | 5600 | 10,5 | 0,088 | 14,4 | 35 |
| 21 | 22,8 | 5800 | 11,2 | 0,096 | 12,58 | 32 |
| 22 | 22,1 | 6060 | 11,8 | 0,045 | 15,2 | 29 |
| 23 | 23,4 | 6200 | 12,4 | 0,056 | 16,6 | 28 |
| 24 | 20,6 | 6400 | 12,7 | 0,063 | 13,4 | 31 |
| 25 | 22,7 | 3100 | 8,3 | 0,077 | 8,3 | 34 |
| 26 | 23,2 | 3700 | 8,8 | 0,082 | 9,6 | 37 |
| 27 | 21,8 | 4100 | 9,6 | 0,015 | 11,1 | 40 |
| 28 | 22,6 | 3800 | 7,8 | 0,076 | 14,3 | 43 |
| 29 | 24,8 | 5750 | 10,1 | 0,024 | 10,2 | 46 |
| 30 | 21,1 | 4800 | 11,5 | 0,032 | 7,9 | 49 |

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

| Варі- ант | Параметри моделі | | | | | | | | |
|--------------|------------------|--------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-----------------------|--------------|----------------|------------|
| | m_1 , т | m_2 , т | $ж_1$, кН/м | $ж_2$, кН/м | β_1 , кН·с/м | β_2 , кН·с/м | L_1 , м | ν , м/с | A , м |
| 1 | 7,0 | 23,8 | 6100 | 2200 | 40 | 75 | 15 | 27 | 0,001 |
| 2 | 7,1 | 24,0 | 6200 | 2240 | 42 | 80 | 16 | 26 | 0,002 |
| 3 | 7,2 | 24,2 | 6300 | 2280 | 44 | 85 | 17 | 25 | 0,003 |
| 4 | 7,3 | 24,4 | 6400 | 2320 | 46 | 90 | 18 | 24 | 0,004 |
| 5 | 7,4 | 24,6 | 6500 | 2360 | 48 | 95 | 19 | 23 | 0,005 |
| 6 | 7,5 | 24,8 | 6600 | 2400 | 50 | 100 | 20 | 22 | 0,006 |
| 7 | 7,6 | 25,0 | 6700 | 2440 | 52 | 105 | 21 | 21 | 0,007 |
| 8 | 7,7 | 25,2 | 6800 | 2480 | 54 | 110 | 22 | 20 | 0,008 |
| 9 | 7,8 | 25,4 | 6900 | 2520 | 56 | 115 | 23 | 19 | 0,009 |
| 10 | 7,9 | 25,6 | 7000 | 2560 | 58 | 120 | 24 | 18 | 0,010 |
| 11 | 8,0 | 25,8 | 7100 | 2600 | 60 | 125 | 25 | 17 | 0,011 |
| 12 | 8,1 | 26,0 | 7200 | 2640 | 62 | 130 | 26 | 16 | 0,012 |
| 13 | 8,2 | 26,2 | 7300 | 2680 | 64 | 135 | 27 | 15 | 0,013 |
| 14 | 8,3 | 26,4 | 7400 | 2720 | 66 | 140 | 28 | 14 | 0,014 |
| 15 | 8,4 | 26,6 | 7500 | 2760 | 68 | 145 | 29 | 15 | 0,015 |
| 16 | 8,5 | 26,8 | 7600 | 2800 | 70 | 150 | 30 | 16 | 0,016 |
| 17 | 8,6 | 27,0 | 7700 | 2840 | 72 | 155 | 31 | 17 | 0,017 |
| 18 | 8,7 | 27,2 | 7800 | 2880 | 74 | 160 | 32 | 18 | 0,018 |
| 19 | 8,8 | 27,4 | 7900 | 2920 | 76 | 165 | 33 | 19 | 0,019 |
| 20 | 8,9 | 27,6 | 8000 | 2960 | 78 | 170 | 34 | 20 | 0,020 |
| 21 | 9,0 | 27,8 | 8100 | 3000 | 80 | 175 | 35 | 21 | 0,021 |
| 22 | 9,1 | 28,0 | 8200 | 3040 | 82 | 180 | 36 | 22 | 0,022 |
| 23 | 9,2 | 28,2 | 8300 | 3080 | 84 | 185 | 37 | 23 | 0,023 |
| 24 | 9,3 | 28,4 | 8400 | 3120 | 86 | 190 | 38 | 24 | 0,024 |
| 25 | 9,4 | 28,6 | 8500 | 3160 | 88 | 195 | 39 | 25 | 0,025 |
| 26 | 9,5 | 28,8 | 8600 | 3200 | 90 | 200 | 40 | 26 | 0,026 |
| 27 | 9,6 | 29,0 | 8700 | 3240 | 92 | 205 | 41 | 27 | 0,027 |
| 28 | 9,7 | 29,2 | 8800 | 3280 | 94 | 210 | 42 | 28 | 0,028 |
| 29 | 9,8 | 29,4 | 8900 | 3320 | 96 | 215 | 43 | 29 | 0,029 |
| 30 | 9,9 | 29,4 | 9000 | 3360 | 98 | 220 | 44 | 30 | 0,030 |

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

| Варі- ант | Параметри моделі | | | | | | | | |
|--------------|------------------|-----------------|---------------|--------------------|--------------------|---------------|---------------|--------------|--------------|
| | m_k , кг | C_k , кН/м | F_k , кН | C_{r1} , кН/м | C_{r2} , кН/м | m_c , кг | P_0 , кН | L_w , м | L_p , м |
| 1 | 25 | 900 | 9,5 | 1850 | 45000 | 15 | 65 | 20 | 60 |
| 2 | 26 | 920 | 9,6 | 1880 | 46000 | 16 | 67 | 21 | 61 |
| 3 | 27 | 940 | 9,7 | 1910 | 47000 | 17 | 69 | 22 | 62 |
| 4 | 28 | 960 | 9,8 | 1940 | 48000 | 18 | 71 | 23 | 63 |
| 5 | 29 | 980 | 9,9 | 1970 | 49000 | 19 | 73 | 24 | 64 |
| 6 | 30 | 1000 | 10 | 2000 | 50000 | 20 | 75 | 25 | 65 |
| 7 | 31 | 1020 | 10,1 | 2030 | 51000 | 21 | 76 | 26 | 66 |
| 8 | 32 | 1040 | 10,2 | 2060 | 52000 | 22 | 77 | 27 | 67 |
| 9 | 33 | 1060 | 10,3 | 2090 | 53000 | 23 | 78 | 28 | 68 |
| 10 | 34 | 1080 | 10,4 | 2120 | 54000 | 24 | 79 | 29 | 69 |
| 11 | 35 | 1100 | 10,5 | 2150 | 55000 | 25 | 80 | 30 | 70 |
| 12 | 34 | 1120 | 10,6 | 2180 | 56000 | 26 | 81 | 31 | 71 |
| 13 | 33 | 1140 | 10,7 | 2210 | 57000 | 27 | 82 | 32 | 72 |
| 14 | 32 | 1160 | 10,8 | 2240 | 58000 | 28 | 83 | 33 | 73 |
| 15 | 31 | 1180 | 10,9 | 2270 | 59000 | 29 | 84 | 34 | 74 |
| 16 | 30 | 1200 | 11,0 | 2300 | 60000 | 30 | 85 | 35 | 75 |
| 17 | 29 | 1220 | 11,1 | 2330 | 61000 | 31 | 86 | 36 | 76 |
| 18 | 28 | 1240 | 11,2 | 2360 | 62000 | 32 | 87 | 37 | 77 |
| 19 | 27 | 1260 | 11,3 | 2390 | 63000 | 33 | 88 | 38 | 78 |
| 20 | 26 | 1280 | 11,4 | 2420 | 64000 | 34 | 89 | 39 | 79 |
| 21 | 25 | 1300 | 11,5 | 2450 | 65000 | 35 | 90 | 40 | 80 |
| 22 | 26 | 1320 | 11,6 | 2480 | 66000 | 36 | 91 | 41 | 81 |
| 23 | 27 | 1340 | 11,7 | 2510 | 67000 | 37 | 92 | 42 | 82 |
| 24 | 28 | 1360 | 11,8 | 2540 | 68000 | 38 | 93 | 43 | 83 |
| 25 | 29 | 1380 | 11,9 | 2570 | 69000 | 39 | 94 | 44 | 84 |
| 26 | 30 | 1400 | 12,0 | 2600 | 70000 | 40 | 95 | 45 | 85 |
| 27 | 31 | 1420 | 12,1 | 2630 | 71000 | 41 | 96 | 46 | 86 |
| 28 | 32 | 1440 | 12,2 | 2660 | 72000 | 42 | 97 | 47 | 87 |
| 29 | 33 | 1460 | 12,3 | 2690 | 73000 | 43 | 98 | 48 | 88 |
| 30 | 34 | 1480 | 12,4 | 2720 | 74000 | 44 | 99 | 49 | 89 |

