

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

М.Г. Шульженко,

С.О. Закурдай,

В.М. Шавкун

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до розрахунково-графічної роботи

“ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ

ХАРАКТЕРИСТИК

ДВОВІСНОЇ МОДЕЛІ

ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ”

з дисципліни “Динаміка рухомого складу”

(для студентів 4 курсу усіх форм навчання

спеціальності 6.092200– “Електричний транспорт”)

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи «Визначення динамічних характеристик двовісної моделі транспортного засобу» з дисципліни «Динаміка рухомого складу» (для студентів 4 курсу усіх форм навчання спеціальності 6.092200 – „Електричний транспорт”). Укл.: Шульженко М.Г., Закурдай С.О., Шавкун В.М. – Харків: ХНАМГ, 2008.- 31 с.

Укладачі: М.Г. Шульженко,
С.О. Закурдай,
В.М. Шавкун

Рецензент: завідувач кафедри Електричного транспорту ХНАМГ,
професор, д. т. н. В. Х. Далека

Рекомендовано кафедрою Електричного транспорту,
протокол № 2 від 7 вересня 2008 р.

З М І С Т

Вступ	4
1. Розрахункова схема та рівняння руху	5
2. Визначення власних частот та форм коливань	9
3. Визначення амплітудно–частотних характеристик	13
4. Визначення спектральних характеристик	19
5. Оцінка динамічної комфортабельності транспортного засобу	27
Висновки.....	29
Список літератури	30

ВСТУП

Основними причинами, що породжують коливання транспортного засобу, є нерівність дороги чи поверхонь катання колеса, нерівномірність руху і взаємодія елементів та частин системи, вплив силових пристроїв об'єкта та контактного проводу і метеорологічних факторів. Коливання збуджуються також від різного роду дефектів виготовлення елементів або тих, що виникли при експлуатації. Рівень коливань залежить як від факторів збудження, так і від динамічних характеристик об'єкта. Важливе значення при цьому має співвідношення між спектральними характеристиками об'єкта (його складових) і спектральними характеристиками збудження.

При виготовленні та ремонтах транспортного засобу треба задовольнити не тільки умови надійності функціонування, а також умови комфортабельності. Завжди мають місце коливання складових елементів та об'єкта і їх треба зменшити до припустимого рівня варіаціями параметрів системи або запровадженням спеціальних засобів. Ці завдання вирішуються як при розробці транспортного засобу, так і при його доопрацюванні з використанням математичних моделей і результатів експериментальних досліджень.

У цій роботі розглядаються вільні й вимушені коливання двовісного транспортного засобу, що рухається по нерівній дорозі, з використанням найпростішої математичної моделі. Визначаються: спектральні характеристики та показники комфортабельності системи.

Дані для прикладу розрахунку такі:

$$M = 1,6 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{см}^{-1}; \quad \rho = 122,5 \text{ см}; \quad 2c_{\text{п}} = 48,4 \text{ кг} \cdot \text{см}^{-1}; \quad 2c_3 = 37 \text{ кг} \cdot \text{см}^{-1}; \\ a = 131 \text{ см}; \quad b = 139 \text{ см}.$$

1. РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ТА РІВНЯННЯ РУХУ

Об'єкт зображується системою пружнозв'язаних твердих тіл 1–5 (рис.1.1). Тут тіло 1 схематично відтворює кузов, а тіла 2–5 – колеса, маси яких приймаються зосередженими у відповідних точках. Рама зображується недеформованими невагомими елементами, маса і момент інерції яких враховуються відповідними параметрами кузова.

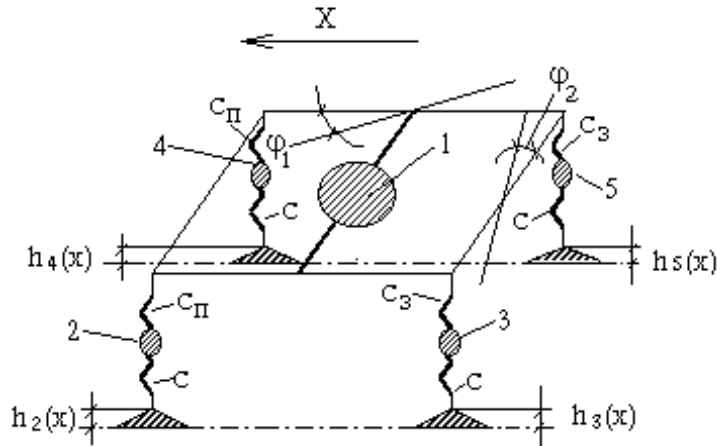


Рис. 1.1 – Система пружнозв'язаних тіл

Об'єкт рухається нерівною дорогою в напрямку X . Профіль дороги характеризується величинами $h_2(x)=h_4(x)$, $h_3(x)=h_5(x)$. Розрахункову модель транспортного засобу будемо з урахуванням, що найбільший інтерес викликають зміщення об'єкта у вертикальному напрямку. Рух такої системи при коливаннях у вертикальному напрямку можна охарактеризувати координатами: $y_1(t)$ – вертикальне зміщення центра ваги кузова; $y_2(t)$, $y_3(t)$, $y_4(t)$, $y_5(t)$ – вертикальні зміщення центрів ваги коліс; $\varphi_1(t)$ – поворот кузова відносно поперечної осі; $\varphi_2(t)$ – поворот кузова відносно поздовжньої осі.

Транспортні засоби проектують так, щоб вони найбільше відповідали умовам симетрії відносно середньої поздовжньої площини, тому в обчисленнях, як правило, не враховується мала асиметрія в розподілі мас об'єкта і жорсткості пружних елементів. При цьому загальний процес коливань можна розглядати як складання двох взаємно не зв'язаних процесів: перший характеризується вертикальними зміщеннями кузова $y_1(t)$ (“підплигування”), поворотом кузова відносно поперечної осі $\varphi_1(t)$ (“поздовжнє качання”) і попарно рівними зміщеннями обох передніх коліс $y_2(t) = y_4(t)$ та обох задніх $y_3(t) = y_5(t)$; другий характеризується поворотом кузова відносно поздовжньої осі $\varphi_2(t)$ (“бокове качання”) і попарно рівними зміщеннями обох лівих $y_2(t) = y_3(t)$ і обох правих $y_4(t) = y_5(t)$ коліс.

Розглянемо перший з цих процесів, оскільки він викликає найбільший практичний інтерес. Позначимо жорсткості коліс через c , жорсткості передніх і задніх ресор – відповідно через $C_П$, $C_З$, маси кузова і колеса – відповідно через

M та m . Радіус інерції кузова відносно поперечної осі, що проходить через центр ваги, позначимо через ρ . При прийнятих позначеннях деформації передньої δ_{Π} і задньої δ_3 ресор визначаються так:

$$\delta_{\Pi} = y_1 + a\varphi_1 - y_2;$$

$$\delta_3 = y_1 - b\varphi_1 - y_3.$$

Тут a і b – відстань від центра ваги кузова до передньої і задньої осей. Відповідно деформація переднього колеса буде $y_2 - h_2$, а заднього $y_3 - h_3$.

Для отримання рівнянь коливання розрахункової моделі (рис.1.2) використаємо рівняння руху Лагранжа другого роду в узагальнених координатах [1,2,5]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (i=1,2,\dots,n).$$

Тут t – час; i – порядковий номер узагальненої координати; n – число ступенів свободи; q_i, \dot{q}_i – узагальнені координати й швидкості; T, Π – кінетична і потенціальна енергії; Q_i – узагальнені сили у визначенні віртуальної роботи неконсервативних сил, що діють на систему. До неконсервативних можна віднести сили тертя і зовнішні збуджуючі сили.

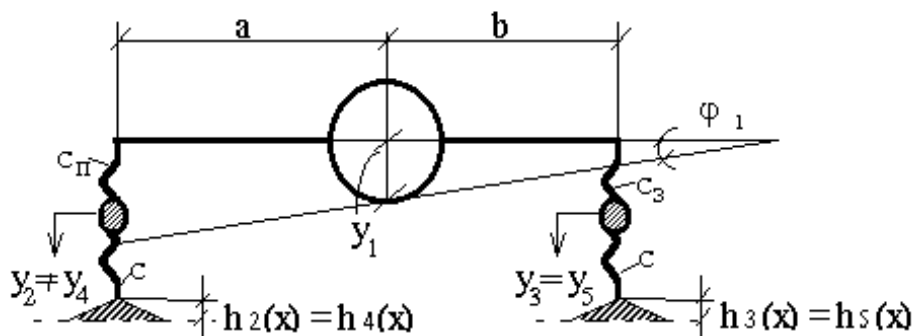


Рис. 1.2 – Розрахункова модель транспортного засобу з позначенням деформації ресор

Узагальненими координатами для моделі, що зображує процес коливання системи, будуть

$$q_1(t) = y_1(t); \quad q_2(t) = y_2(t); \quad q_3(t) = y_3(t); \quad q_4(t) = \phi_1(t).$$

Для швидкості

$$\dot{q}_1(t) = \dot{y}_1(t); \quad \dot{q}_2(t) = \dot{y}_2(t); \quad \dot{q}_3(t) = \dot{y}_3(t); \quad \dot{q}_4(t) = \dot{\phi}_1(t).$$

Згідно з цим рівняння Лагранжа другого роду мають вигляд

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial y_k} = Q_{y_k}, \quad (k = 1, 2, 3);$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_1} = Q_{\phi_1}.$$

Кінетична енергія системи складається з таких частин:

- кінетичної енергії кузова $\frac{M\dot{y}_1^2}{2} + \frac{M\rho^2\dot{\phi}_1^2}{2};$

- кінетичної енергії передніх коліс $2\frac{m\dot{y}_2^2}{2};$

- кінетичної енергії задніх коліс $2\frac{m\dot{y}_3^2}{2}.$

Сумарна кінетична енергія

$$T = \frac{1}{2} \left[M(\dot{y}_1^2 + \rho^2\dot{\phi}_1^2) + 2m(\dot{y}_2^2 + \dot{y}_3^2) \right].$$

Потенціальна енергія складається:

з енергії деформації ресор

$$2\frac{C_{\Pi}\delta_{\Pi}^2}{2} + 2\frac{C_3\delta_3^2}{2} = C_{\Pi}(y_1 - y_2 + a\varphi_1)^2 + C_3(y_1 - y_3 - b\varphi_1)^2$$

і енергії деформації коліс

$$2c\frac{(y_2 - h_2)^2}{2} + 2c\frac{(y_3 - h_3)^2}{2} = c\left[(y_2 - h_2)^2 + (y_3 - h_3)^2\right]. \quad (1.3)$$

Згідно з (1.1) з урахуванням (1.2), (1.3) отримаємо рівняння коливань створеної моделі транспортного об'єкта при $Q_{y_k} = 0$; $Q_{\varphi_1} = 0$:

$$M\ddot{y}_1 + 2C_{\Pi}(y_1 - y_2 + a\varphi_1) + 2C_3(y_1 - y_3 - b\varphi_1) = 0;$$

$$2m\ddot{y}_2 - 2C_{\Pi}(y_1 - y_2 + a\varphi_1) + 2Cy_2 = 2ch_2(x); \quad (1.4)$$

$$2m\ddot{y}_3 - 2C_3(y_1 - y_3 - b\varphi_1) + 2cy_3 = 2ch_3(x);$$

$$M\rho^2\ddot{\varphi}_1 + 2C_{\Pi}(y_1 - y_2 + a\varphi_1) \cdot a - 2C_3(y_1 - y_3 - b\varphi_1) \cdot b = 0.$$

2. ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ І ФОРМ КОЛИВАНЬ

Для визначення власних частот і форм коливань розглянемо однорідну систему, яку створимо з рівнянь (1.4), якщо прирівняємо до нуля праві частини, а потім приведемо її до вигляду

$$M\ddot{y}_1 + 2(C_n + C_3)y_1 - 2C_n y_2 - 2C_3 y_3 + 2(aC_n - bC_3) \cdot \varphi_1 = 0;$$

$$2m\ddot{y}_2 - 2C_n y_1 + 2(C_n + c)y_2 - 2aC_n \varphi_1 = 0;$$

(2.1)

$$2m\ddot{y}_3 - 2C_3 y_1 + 2(C_3 + c)y_3 + 2bC_3 \varphi_1 = 0;$$

$$M\rho^2 \ddot{\varphi}_1 + 2(aC_n - C_3 b)y_1 - 2C_n a y_2 + 2C_3 b y_3 + 2(C_n a^2 + C_3 b^2) \cdot \varphi_1 = 0.$$

Припустимо, що система здійснює власне коливання з частотою p і амплітудами A_k (котрі треба визначити)

$$y_k = A_k \text{Sin}pt, \quad \varphi_1 = A_4 \text{Sin}pt, \quad (k = 1, 2, 3).$$

Якщо задовольнити рівняння (2.1), маємо

$$(-Mp^2 + 2C_n + 2C_3)A_1 - 2C_n A_2 - 2C_3 A_3 + (2C_n a - 2C_3 b)A_4 = 0;$$

$$-2C_n A_1 + 2(-mp^2 + C_n + c)A_2 - 2aC_n A_4 = 0;$$

(2.2)

$$-2C_3 A_1 + 2(-mp^2 + C_3 + c)A_3 + 2bC_3 A_4 = 0;$$

$$(2C_n a - 2C_3 b)A_1 - 2C_n a A_2 + 2C_3 b A_3 + (-M\rho^2 p^2 + 2C_n a^2 + 2C_3 b^2)A_4 = 0.$$

Щоб отримати нетривіальні рішення цієї системи, необхідно прирівняти до нуля її визначник, утворений з коефіцієнтів при невідомих A_1, \dots, A_4 [1,2]:

$$\begin{vmatrix} -Mp^2 + 2C_{II} + 2C_3 & -2C_{II} & -2C_3 & 2C_{II}a - 2C_3b \\ -2C_{II} & 2(-mp^2 + C_{II} + c) & 0 & -2C_{II}aA_4 \\ -2C_3 & 0 & 2(-mp^2 + C_3 + c) & 2C_3bA_4 \\ 2C_{II}a - 2C_3b & -2C_{II}a & 2C_3b & -Mp^2p^2 + 2C_{II}a^2 + 2C_3b^2 \end{vmatrix} = 0$$

Розкриття цього визначника дозволить сформулювати алгебраїчне рівняння четвертого порядку відносно p^2 , вирішення якого дасть чотири власні частоти коливань згідно з чотирма ступенями свободи моделі системи.

Для знаходження форми коливань одну з амплітуд будемо вважати відомою (наприклад, A_1), а інші - визначимо залежно від неї, якщо викреслимо одне будь-яке з чотирьох рівнянь системи (2.2). Розв'язання трьох рівнянь, що залишаться (у правій частині яких буде складова з умовно відомою A_1), дозволить отримати залежність інших від A_1 .

Надалі, для спрощення задачі, будемо вважати колеса недеформованими. Тоді спрощена модель системи (рис.2.1) має два ступеня свободи, а узагальненими координатами будуть y_1 та ϕ_1 .

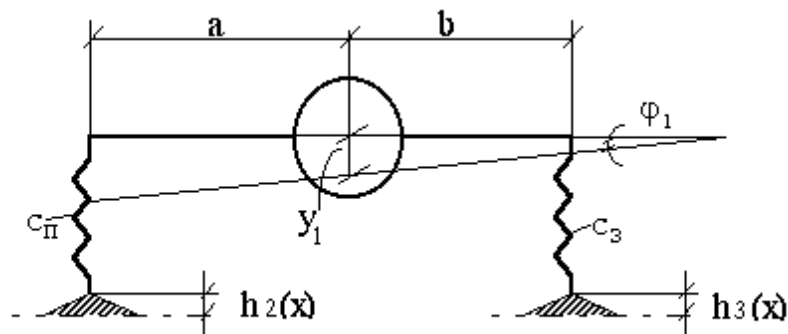


Рис. 2.1 – Спрощена модель системи

Кінетична та потенціальна енергія для такої моделі системи мають вигляд

$$T = \frac{1}{2} M (\dot{y}_1^2 + \rho^2 \dot{\phi}_1^2);$$

$$\Pi = C_{II} (y_1 - h_2 + a\phi_1)^2 + C_3 (y_1 - h_3 - b\phi_1)^2.$$

Рівняння коливань для цієї моделі запишемо так:

$$M\ddot{y}_1 + 2C_{\Pi}(y_1 + a\varphi_1) + 2C_3(y_1 - b\varphi_1) = 2C_{\Pi}h_2(x) + 2C_3h_3(x); \quad (2.3)$$

$$M\rho^2\ddot{\varphi}_1 + 2C_{\Pi}(y_1 + a\varphi_1)a - 2C_3(y_1 - b\varphi_1)b = 2C_{\Pi}ah_2(x) - 2C_3bh_3(x).$$

Для знаходження власних частот і форм коливань маємо рівняння

$$(-Mp^2 + 2C_{\Pi} + 2C_3)A_1 + (2C_{\Pi}a - C_3b)A_4 = 0;$$

$$(2C_{\Pi} \cdot a - 2C_3 \cdot b)A_1 + (-M\rho^2 p^2 + 2C_{\Pi} \cdot a^2 + 2C_3 \cdot b^2)A_4 = 0.$$

Звідки одержимо визначник другого порядку

$$\begin{vmatrix} -Mp^2 + 2C_{\Pi} + 2C_3 & 2C_{\Pi} \cdot a - 2C_3 \cdot b \\ 2C_{\Pi} \cdot a - 2C_3 \cdot b & -M\rho^2 p^2 + 2C_{\Pi} \cdot a^2 + 2C_3 \cdot b^2 \end{vmatrix} = 0.$$

Якщо розкрити його, то матимемо частотне рівняння другого порядку відносно p^2 :

$$p^4 - \frac{2}{M\rho^2} p^2 [C_{\Pi}(a^2 + \rho^2) + C_3(b^2 + \rho^2)] + \frac{4C_{\Pi}C_3}{M^2\rho^2} (a+b)^2 = 0. \quad (2.4)$$

$$(p^2)^2 + A \cdot p^2 + B = 0,$$

де

$$A = -\frac{2C_{\Pi}(a^2 + \rho^2) + 2C_3(b^2 + \rho^2)}{M \cdot \rho^2}$$

$$B = \frac{2C_{\Pi} \cdot 2C_3}{M^2 \cdot \rho^2} (a+b)^2$$

$$p_{1,2}^2 = -\frac{A}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{A^2 - 4B}$$

Використаємо початкові дані моделі системи, наведені у вступній частині роботи. Рівняння (2.4) набуває вигляду

$$p^4 - 117.8 p^2 + 3400 = 0,$$

звідки $p^2 = 58.9 \pm 8.3$.

Значення частот $p_1=7.11c^{-1}$ та $p_2=8.20c^{-1}$,

або

$$v_1 = \frac{p_1}{2\pi} = 1.13 \text{ Гц}, \quad v_2 = \frac{p_2}{2\pi} = \frac{8.20}{2\pi} = 1.31 \text{ Гц}.$$

Після визначення двох власних частот можна визначити обидві власні форми коливань. Для цього з будь-якого (наприклад, з першого) рівняння (2.3) встановимо співвідношення для амплітуд

$$\frac{A_4}{A_1} = \frac{Mp^2 - 2C_{II} - 2C_3}{2C_{II}a - 2C_3b}. \quad (2.5)$$

Потім по черзі підставимо знайдені власні частоти.

$$\left(\frac{A_4}{A_1} \right)_{p_1} = \frac{1.6 \cdot 50.6 - 48.4 - 37}{48.4 \cdot 131 - 37 \cdot 139} = -0.0037 \text{ см}^{-1};$$

$$\text{при } A_1=50 \text{ см } A_4 = -50 \cdot 0.0037 = -0.172 \text{ рад} \approx -10^\circ$$

$$\left(\frac{A_4}{A_1} \right)_{p_2} = \frac{1.6 \cdot 67.2 - 48.4 - 37}{48.4 \cdot 131 - 37 \cdot 139} = 0.0183 \text{ см}^{-1}.$$

$$\text{при } A_1=50 \text{ см } A_4 = 50 \cdot 0.0183 = 0.91 \text{ рад} \approx 52^\circ$$

Ці форми наведені на рис. 2.2. Перша з них відтворює, головним чином, “підплигування” кузова, а друга – “галопування”.

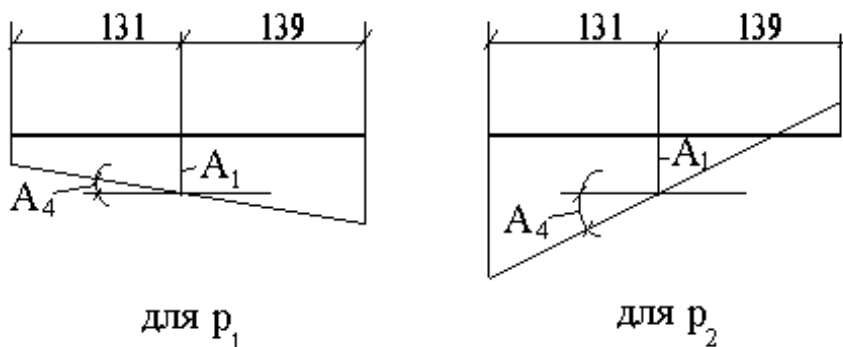


Рис. 2.2 – Форми коливань системи розрахункової моделі транспортного засобу

3. ВИЗНАЧЕННЯ АМПЛІТУДНО–ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Для визначення залежності амплітуди коливань від частоти необхідно використати рівняння руху (1.4). Якщо розглядати спрощений варіант (без урахування деформованості коліс), то слід використати рівняння (2.3). В обох випадках у правій частині вказаних рівнянь задаються гармонічні зовнішні збуджуючі сили або моменти. Вони можуть докладатися в напрямку однієї або декількох узагальнених координат. Це залежить від того, які з переміщень викликають найбільший інтерес. У даній задачі такими координатами є y_1 та φ_1 : в напрямку y_1 задаємо збуджуючу силу $\bar{P}\sin\omega t$, а в напрямку φ_1 – момент $\bar{M}\sin\omega t$. Слід враховувати, що в реальній системі завжди має місце розтрата енергії на зовнішнє та внутрішнє тертя. Якщо ж в конструкції є спеціальні пристрої (демпфери) для зменшення коливань, необхідно враховувати і їх дію на систему. Вказані фактори при побудові рівнянь руху відтворюються узагальненими силами.

Врахуємо розтрату енергії на тертя у формі роботи зовнішніх сил в'язкого тертя за Фойгтом [1], що пропорційні швидкостям. Варіація роботи цих сил має вигляд

$$\delta A = -\alpha_1 \dot{y}_1 \delta y_1 - \alpha_2 \dot{y}_2 \delta y_2 - \alpha_3 \dot{y}_3 \delta y_3 - \alpha_4 \dot{\varphi}_1 \delta \varphi_1,$$

де $\alpha_1, \dots, \alpha_4$ – коефіцієнти пропорційності.

Тоді в (1.1) $Q_{y_k} = -\alpha_k \dot{y}_k$, $Q_{\varphi_1} = -\alpha_4 \dot{\varphi}_1$, ($k=1,2,3$).

Рівняння вимушених коливань для визначення амплітудно–частотних характеристик з урахуванням тертя записуємо з погляду на (1.4) так:

$$M\ddot{y}_1 + \alpha_1 \dot{y}_1 + (2C_n + 2C_3)y_1 - 2C_n y_2 - 2C_3 y_3 + (2C_n a - 2C_3 b) \cdot \varphi_1 = \bar{P}\sin\omega t ;$$

$$m\ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2 - C_n y_1 + (C_n + c)y_2 - aC_n \varphi_1 = 0 ;$$

$$m\ddot{y}_3 + \alpha_3 \dot{y}_3 - C_3 y_1 + (C_3 + c)y_3 + bC_3 \varphi_1 = 0 ;$$

(3.1)

$$M\rho^2 \ddot{\varphi}_1 + \alpha_4 \dot{\varphi}_1 + (2C_n a - 2C_3 b)y_1 - 2aC_n y_2 + 2bC_3 y_3 + (2c_n a^2 + 2C_3 b^2) \cdot \varphi_1 = \bar{M}\sin\omega t.$$

Частковий розв'язок у формі вимушених коливань системи (3.1) має вигляд

$$\begin{aligned}
y_1 &= A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t ; \\
y_2 &= A_2 \sin \omega t + B_2 \cos \omega t ; \\
y_3 &= A_3 \sin \omega t + B_3 \cos \omega t ; \\
\varphi_1 &= A_4 \sin \omega t + B_4 \cos \omega t ,
\end{aligned} \tag{3.2}$$

де A_i, B_i ($i = 1, \dots, 4$) – коефіцієнти, які треба визначити.

Після задоволення рівнянь (3.1) розв'язками (3.2) і після виконання деяких перетворень маємо систему 8 алгебраїчних рівнянь для визначення коефіцієнтів A_i, B_i :

$$\begin{aligned}
&[(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2]A_1 - \alpha_1 \omega B_1 - 2C_{\Pi}A_2 - 2C_3A_3 + (2C_{\Pi}a - 2C_3b)A_4 = \bar{P} ; \\
&\alpha_1 \omega A_1 + [(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2]B_1 - 2C_{\Pi}B_2 - 2C_3B_3 + (2C_{\Pi}a - 2C_3b)B_4 = 0 ; \\
&-C_{\Pi}A_1 + (C_{\Pi} + c - m\omega^2)A_2 - \alpha_2 \omega B_2 - aC_{\Pi}A_4 = 0 ; \\
&-C_{\Pi}B_1 + \alpha_2 \omega A_2 + (C_{\Pi} + c - m\omega^2)B_2 - aC_{\Pi}B_4 = 0 ; \\
&-C_3A_1 + (C_3 + c - m\omega^2)A_3 - \alpha_3 \omega B_3 + bC_3A_4 = 0 ; \\
&-C_3B_1 + \alpha_3 \omega A_3 + (C_3 + c - m\omega^2)B_3 + bC_3B_4 = 0 ; \\
&(2C_{\Pi}a - 2C_3b)A_1 - 2C_{\Pi}aA_2 + 2C_3bA_3 + [(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2]A_4 - \alpha_4 \omega B_4 = \bar{M} ; \\
&(2C_{\Pi}a - 2C_3b)B_1 - 2C_{\Pi}aB_2 + 2C_3bB_3 + \alpha_4 \omega A_4 + [(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2]B_4 = 0 .
\end{aligned} \tag{3.3}$$

Якщо розтрату енергії не враховувати, то треба задати $\alpha_i = 0$ ($i = 1, \dots, 4$) і відповідно $B_i = 0$ ($i = 1, \dots, 4$) в (3.2).

Тоді замість системи (3.3) матимемо таку:

$$\begin{aligned}
&[(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2]A_1 - 2C_{\Pi}A_2 - 2C_3A_3 + (2C_{\Pi}a - 2C_3b)A_4 = \bar{P} ; \\
&-C_{\Pi}A_1 + (C_{\Pi} + c - m\omega^2)A_2 - aC_{\Pi}A_4 = 0 ; \\
&-c_3A_1 + (c_3 + c - m\omega^2)A_3 + bc_3A_4 = 0 ; \\
&(2C_{\Pi}a - 2C_3b)A_1 - 2C_{\Pi}aA_2 + 2C_3bA_3 + [(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2]A_4 = \bar{M} .
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Для спрощеного варіанта задачі, коли колеса вважаються недеформованими, із (3.1) отримаємо систему рівнянь для знаходження амплітудно-частотних характеристик:

$$M\ddot{y}_1 + \alpha_1 \dot{y}_1 + (2C_{\Pi} + 2C_3)y_1 + (2C_{\Pi}a - 2C_3b) \cdot \varphi_1 = \bar{P} \sin \omega t ; \quad (3.5)$$

$$M\rho^2 \ddot{\varphi}_1 + \alpha_4 \dot{\varphi}_1 + (2C_{\Pi}a - 2C_3b)y_1 + (2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) \cdot \varphi_1 = \bar{M} \sin \omega t .$$

З урахуванням, що розв'язок у цьому випадку має вигляд

$$y_1 = A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t ; \quad (3.6)$$

$$\varphi_1 = A_4 \sin \omega t + B_4 \cos \omega t ,$$

отримаємо систему чотирьох алгебраїчних рівнянь для знаходження коефіцієнтів A_1, B_1, A_4, B_4 :

$$\begin{aligned} [(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2]A_1 - \alpha_1 \omega B_1 + (2C_{\Pi}a - 2C_3b)A_4 &= \bar{P} ; \\ \alpha_1 \omega A_1 + [(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2]B_1 + (2C_{\Pi}a - 2C_3b)B_4 &= 0 ; \\ (2C_{\Pi}a - 2C_3b)A_1 + [(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2]A_4 - \alpha_4 \omega B_4 &= \bar{M} ; \\ (2C_{\Pi}a - 2C_3b)B_1 + \alpha_4 \omega A_4 + [(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2]B_4 &= 0 . \end{aligned} \quad (3.7)$$

Якщо ж не враховувати розтрату енергії на тертя, то в (3.5) $\alpha_1 = 0, \alpha_4 = 0$, а в (3.6) $B_1 = 0, B_4 = 0$.

Тоді маємо

$$\begin{aligned} [(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2]A_1 + (2C_{\Pi}a - 2C_3b)A_4 &= \bar{P} ; \\ (2C_{\Pi}a - 2C_3b)A_1 + [(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2]A_4 &= \bar{M} . \end{aligned} \quad (3.8)$$

Звідки

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{[(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2] \cdot \bar{P} - (2C_{\Pi}a - 2C_3b)\bar{M}}{[(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2] \cdot [(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2] - 4(aC_{\Pi} - bC_3)^2} ; \\ A_4 &= \frac{[(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2] \cdot \bar{M} - (2C_{\Pi}a - 2C_3b)\bar{P}}{[(2C_{\Pi}a^2 + 2C_3b^2) - M\rho^2\omega^2] \cdot [(2C_{\Pi} + 2C_3) - M\omega^2] - 4(aC_{\Pi} - bC_3)^2} . \end{aligned} \quad (3.9)$$

При відсутності тертя амплітудами коливань є $A_i=A_i(\omega)$. Для знаходження амплітуд і фаз вимушених коливань з урахуванням тертя розв'язок (3.2) зобразимо так:

$$y_1 = a_1 \sin(\omega \cdot t + \beta_1);$$

$$y_2 = a_2 \sin(\omega \cdot t + \beta_2);$$

$$y_3 = a_3 \sin(\omega \cdot t + \beta_3);$$

$$\varphi_1 = a_4 \sin(\omega \cdot t + \beta_4).$$

Тут a_i – амплітуда; β_i – початкова фаза; $a_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$; $\beta_i = \arctg(B_i/A_i)$.

При числовому визначенні A_i, B_i за рівняннями (3.3), (3.4), (3.7), (3.8), (3.9) доцільно використати комп'ютерну техніку. Якщо при визначенні амплітудно–частотних характеристик покласти рівними одиниці \bar{P} та \bar{M} , то залежності $a_i = a_i(\omega)$ зображатимуть динамічну податливість системи. Для виконання розрахунків з використанням вихідних даних треба визначитися з початковим значенням ω_0 і кроком $\Delta\omega$. Кінцеве значення ω_k задають так, щоб була отримана необхідна кількість резонансів.

Як приклад, побудуємо амплітудно-частотні характеристики моделі системи з неподатливими колесами і без урахування тертя. Для цього використаємо залежності $A_1 = A_1(\omega)$, $A_4 = A_4(\omega)$ (3.9), в яких зовнішні сила і момент дорівнюють одиниці. Деякі з результатів розрахунку наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку амплітудно-частотних характеристик моделі

ω, c^{-1}	A_1, cm	$A_4 \cdot 10^2, рад$	ω, c^{-1}	A_1, cm	$A_4 \cdot 10^2, рад$
3,0	0,01	-0,01	7,3	-0,19	0,86
5,0	0,02	-0,03	7,5	-0,08	0,52
6,5	0,06	-0,15	7,7	-0,05	0,47
6,8	0,12	-0,34	8,0	-0,00	0,77
7,0	0,32	-1,04	8,1	0,03	1,43
7,10	2,14	-7,64	8,2	-0,73	-12,69
7,11	5,12	-18,50	8,3	-0,08	-0,97
7,12	-12,72	46,39	9,0	-0,03	-0,08
7,13	-2,83	10,42	9,5	-0,02	-0,03
7,2	-0,43	1,72	10,5	-0,01	-0,01

Графічне зображення амплітудно-частотних характеристик відтворене суцільними лініями на рис. 3.1. З урахуванням зовнішнього тертя амплітудно-частотні характеристики матимуть вигляд кривих, які близькі до тих, що зображені на рис. 3.1 суцільними й пунктирними лініями у верхній (додатній) частині.

Визначимо швидкості рухомого об'єкта, при яких виникають резонансні явища, якщо профіль дороги змінюється за гармонічним законом :

$$h_2(x) = h_0 \cos \frac{2\pi x}{L}, \quad h_3(x) = h_0 \cos \frac{2\pi(x-a-b)}{L},$$

де L – відстань між впадинами або горбами, h_0 – висота нерівності дороги.

При сталій швидкості V транспортного засобу маємо

$$h_2(t) = h_0 \cos \frac{2\pi V}{L} t, \quad h_3(t) = h_0 \cos \left(\frac{2\pi V}{L} t - \frac{2\pi l}{L} \right).$$

Тоді частота зовнішнього збудження визначиться так:

$$\omega = 2\pi V/L.$$

Оскільки резонансні явища мають місце при

$$\omega \approx p_1 \text{ та } \omega \approx p_2, \text{ то } p_1 = 2\pi V_1/L, \quad p_2 = 2\pi V_2/L,$$

де V_1, V_2 - швидкості, при яких настає резонанс.

Вони визначаються так:

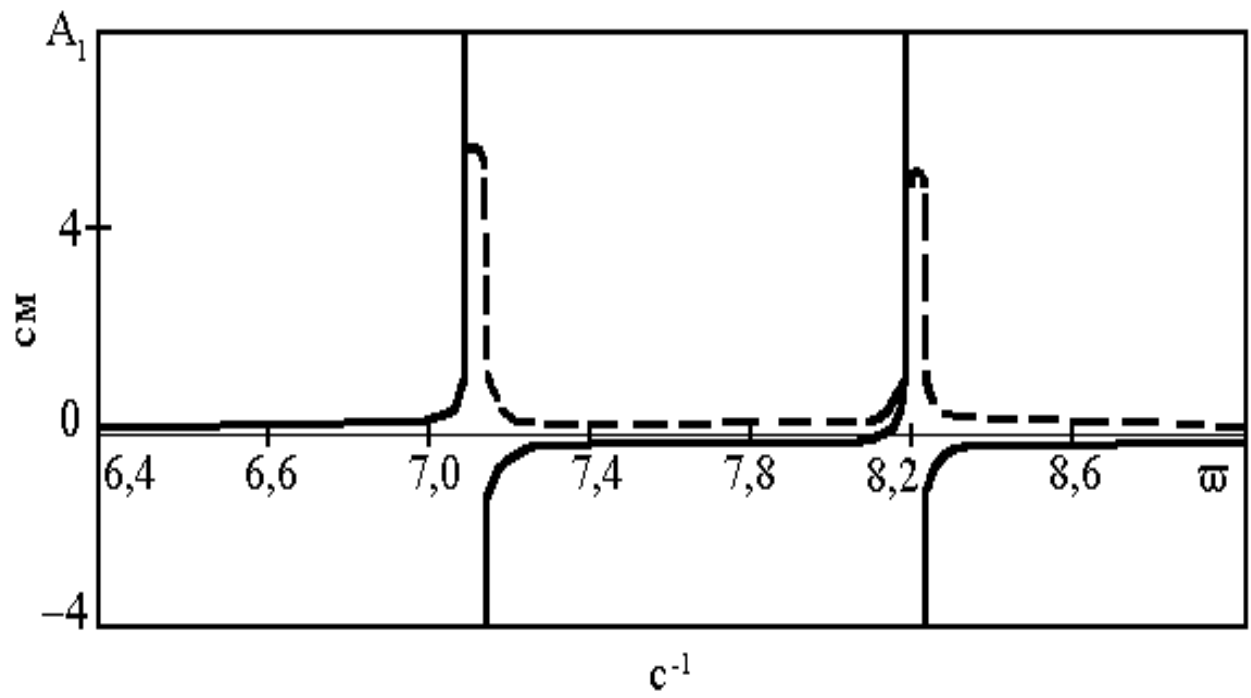
$$V_1 = p_1 L / 2\pi, \quad V_2 = p_2 L / 2\pi.$$

Для розрахункового варіанту:

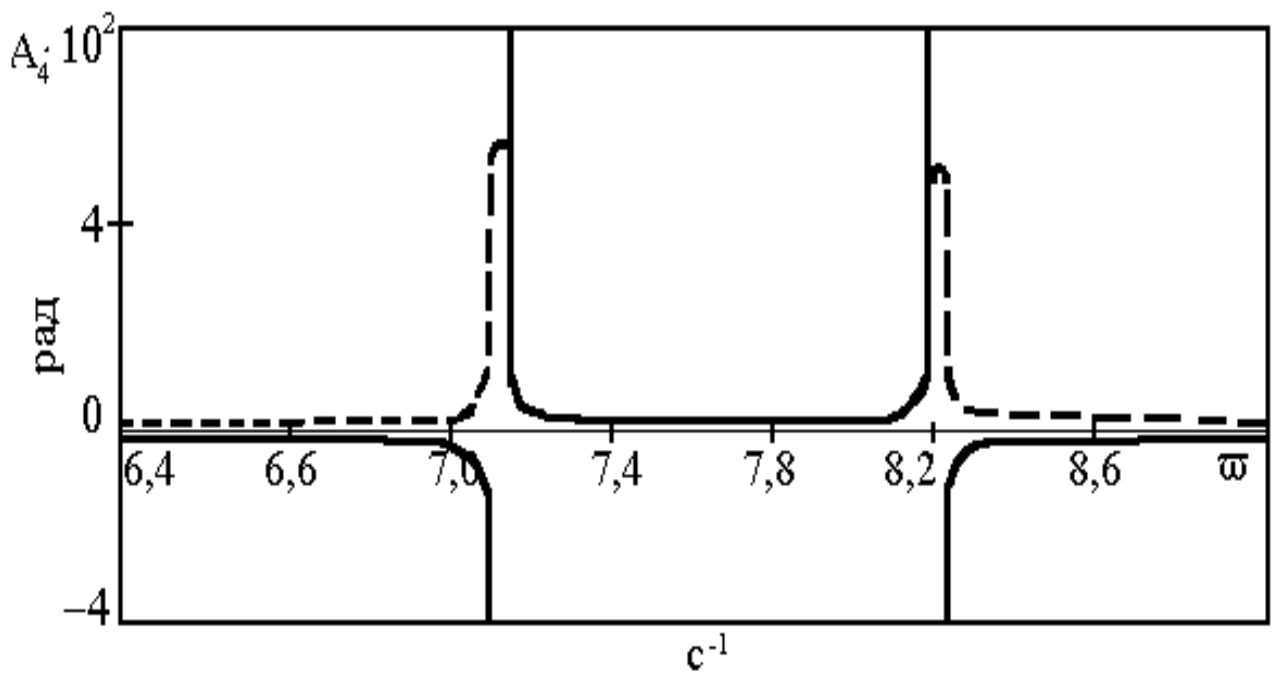
- при $L = 100$ см маємо $V_1 = 112,2 \text{ см} \cdot \text{с}^{-1}, \quad V_2 = 130,6 \text{ см} \cdot \text{с}^{-1},$

або $V_1 = 4,04 \text{ км/год}, \quad V_2 = 4,7 \text{ км/год}.$

- при $L = 1000$ см відповідно $V_1 = 40,4 \text{ км/год}, \quad V_2 = 47 \text{ км/год}.$



a)



б)

Рис. 3.1 – Амплітудно-частотні характеристики розрахункової моделі

4. ВИЗНАЧЕННЯ СПЕКТРАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Для визначення коливань транспортного об'єкта, що рухається нерівною дорогою, слід використати рівняння (1.4) для початкової або (2.3) спрощеної моделі. Надалі використаємо спрощені рівняння (2.3). В цих рівняннях $h_2(x)$, $h_3(x)$ – функції, що описують профіль дороги. Прийmemo, що швидкість V транспортного засобу є величина незмінна в часі так, що $x = V \cdot t$. Тоді функції, що визначають нерівність дороги $h_2(x) = h_2(V \cdot t)$, $h_3(x) = h_3(V \cdot t)$, можна зобразити відповідно функціями часу $\bar{h}_2(t)$, $\bar{h}_3(t)$. З урахуванням того, що профіль дороги є випадковою функцією координати, а при переміщенні транспортного засобу його можна зобразити як випадкову функцію часу, задача визначення характеристик коливань об'єкта, що рухається нерівною дорогою, набуває вигляду у задачі про випадкові коливання лінійної системи з випадковим збудженням. Останнє можна зобразити центрованою стаціонарною випадковою функцією часу, що спостерігається в інтервалі $0 \leq t \leq T$. Тоді кожна реалізація може бути зображена у спектральній формі ряду Фур'є з випадковими коефіцієнтами розкладання a_k та b_k , які є різними для кожної реалізації [2,3] (надалі замість $\bar{h}(t)$ будемо писати $h(t)$)

$$h(t) = \sum_{k=0}^{\infty} (a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t), \quad (4.1)$$

де $\omega_k = k \frac{2\pi}{T}$, T – інтервал спостереження випадкової функції.

З урахуванням того, що $h_2(t)$ та $h_3(t)$ зображуються однією і тією ж випадковою стаціонарною функцією $h(t)$, рівняння (2.3) з наявністю витрати енергії на тертя можна записати так:

$$r_1 \ddot{y}_1 + r_2 \dot{y}_1 + r_3 (y_1 + a\phi_1) + r_4 (y_1 - b\phi_1) = h(t); \quad (4.2)$$

$$r_5 \ddot{\phi}_1 + r_6 \dot{\phi}_1 + r_7 (y_1 + a\phi_1) - r_8 (y_1 - b\phi_1) = h(t),$$

$$\text{де } r_1 = \frac{M}{2(c_3 + c_{\Pi})}; \quad r_2 = \frac{\alpha_1}{c_{\Pi} + c_3}; \quad r_3 = \frac{c_{\Pi}}{c_{\Pi} + c_3}; \quad r_4 = \frac{c_3}{c_{\Pi} + c_3};$$

$$r_5 = \frac{M\rho^2}{2(ac_{\Pi} + bc_3)}; \quad r_6 = \frac{\alpha_4}{ac_{\Pi} + bc_3}; \quad r_7 = \frac{c_{\Pi} \cdot a}{ac_{\Pi} + bc_3}; \quad r_8 = \frac{c_3 \cdot b}{ac_{\Pi} + bc_3}.$$

Стационарна випадкова функція $h(t)$ зображується сукупністю гармонічних випадкових функцій заданих частот ω_k (4.1), причому a_k і b_k – некорельовані випадкові величини, що дорівнюють нулю з математичним очікуванням і однаковою дисперсією так, що $h(t)$ є канонічним розкладом. Дисперсія стаціонарної випадкової функції $h(t)$ дорівнює сумі дисперсій коефіцієнтів при гармоніках усіх частот

$$D_h = \sum_{k=0}^{\infty} D_{ak} = \sum_{k=0}^{\infty} D_{bk}, \quad (4.3)$$

де $D_{ak} = M[a_k^2]$; $D_{bk} = M[b_k^2]$ (тут M – символ математичного очікування).

Кореляційна функція має вигляд

$$k_h(\tau) = \sum_{k=0}^{\infty} D_k \cos \omega_k \tau. \quad (4.4)$$

Зазначимо, що спектральне зображення (4.1) на скінченному інтервалі стаціонарної випадкової функції можна записати ще й так:

$$h(t) = \sum_{k=0}^{\infty} C_k \cos(\omega_k t + \alpha_k), \quad (4.5)$$

де C_k, α_k – випадкові величини.

Враховуючи, що $C_k^2 = a_k^2 + b_k^2$, маємо для визначення дисперсії

$$D_h = \sum_{k=0}^{\infty} D_{ck};$$

$$D_{ck} = M[C_k^2] = M[a_k^2] + M[b_k^2] = 2D_{ak} = 2D_{bk}. \quad (4.6)$$

Відзначимо, що α_k – випадкова початкова фаза – не має суттєвого значення для визначення вірогідних властивостей стаціонарної випадкової функції $h(t)$.

Розподіл дисперсій коефіцієнтів за частотами є енергетичним спектром випадкового процесу. При зростанні періоду спостереження T зменшується інтервал між сусідніми гармоніками. Гранично маємо безперервний спектр по

ω так, що дисперсію (4.3) визначають через спектральну функцію $S(\omega)$ випадкового процесу так:

$$D_h = \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega.$$

Кореляційна функція (4.4) при безперервному спектрі має вигляд

$$k_h(\tau) = \int_0^{\infty} S(\omega) \cos \omega \tau d\omega.$$

Навпаки, спектральну функцію виражають через кореляційну так:

$$S(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} k_h(\tau) \cos \omega \tau d\tau.$$

Спектральні функції переміщень системи $S_y(\omega)$, $S_\phi(\omega)$ можна визначити, якщо буде знайдений добуток спектральної функції збудження $S_h(\omega)$ і квадрата модуля комплексної частотної характеристики (комплексної передаточної функції) системи $|F(i\omega)|^2$ [2,3]

$$S_y(\omega) = |F_y(i\omega)|^2 S_h(\omega); \tag{4.7}$$

$$S_\phi(\omega) = |F_\phi(i\omega)|^2 S_h(\omega).$$

Якщо ж будуть відомі дисперсії коефіцієнтів при гармоніках усіх частот (4.3), (4.6) $D_{ak} = D_{bk}$ випадкової функції збудження (4.1) або (4.5) і квадрат модуля комплексної частотної характеристики $|F(i\omega)|^2$, то дисперсії складових відгуку системи можна визначити так:

$$D_y(\omega_k) = |F_y(i\omega_k)|^2 D_{ak}(\omega_k);$$

$$D_\phi(\omega_k) = |F_\phi(i\omega_k)|^2 D_{ak}(\omega_k).$$

Для визначення $F(i\omega)$ треба знайти рішення рівнянь, ліва частина яких співпадає з (4.2)

$$r_1 \ddot{y}_1 + r_2 \dot{y}_1 + (r_3 + r_4) y_1 + (r_3 a - r_4 b) \phi_1 = e^{i\omega t}; \tag{4.8}$$

$$r_5 \ddot{\phi}_1 + r_6 \dot{\phi}_1 + (ar_7 + br_8) \phi_1 + (r_7 - r_8) y_1 = e^{i\omega t}.$$

Частинне рішення системи (4.8) має вигляд

$$y_1 = F_y(i\omega)e^{i\omega t}, \quad \varphi_1 = F_\varphi(i\omega)e^{i\omega t}. \quad (4.9)$$

Якщо в (4.8) використати (4.9) і виконати необхідні перетворення, отримаємо

$$F_y(i\omega) = \frac{A + iB}{C + iD}; \quad F_\varphi(i\omega) = \frac{A_* + iB_*}{C + iD},$$

де коефіцієнти A, B, \dots, C, D виражають через параметри системи та частоту ω .

Наприклад,

$$A = -r_5\omega^2 + a(r_7 - r_3) + b(r_4 + r_8);$$

$$A_* = -r_1\omega^2 + r_3 + r_4 - r_7 + r_8;$$

$$B = r_6\omega;$$

$$C = r_1r_5\omega^4 - \omega^2[r_1(ar_7 + br_8) + r_5(r_3 + r_4) + r_2r_6] + (a+b)(r_3r_8 + r_4r_7);$$

$$D = -(r_1r_6 + r_2r_5)\omega^3 + \omega[r_2(ar_7 + br_8) + r_6(r_3 + r_4)].$$

Квадрати модулів комплексних частотних характеристик для знаходження спектральних функцій переміщень (4.7) мають вигляд

$$|F_y(i\omega)|^2 = \frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}; \quad |F_\varphi(i\omega)|^2 = \frac{A_*^2 + B_*^2}{C^2 + D^2}.$$

Тоді

$$S_y(\omega) = \frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_h(\omega); \quad (4.10)$$

$$S_\varphi(\omega) = \frac{A_*^2(\omega) + B_*^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_h(\omega).$$

Для знаходження комплексної частотної характеристики швидкості \dot{y} та прискорення \ddot{y} необхідно використати (4.9). Так,

$$\dot{y}_1 = i\omega[F_y(i\omega)] \cdot e^{i\omega t}, \quad \ddot{y}_1 = -\omega^2[F_y(i\omega)] \cdot e^{i\omega t}.$$

Для спектральних характеристик цих параметрів мають місце співвідношення [2]

$$S_{\dot{y}}(\omega) = \omega^2 S_y(\omega), \quad S_{\ddot{y}}(\omega) = \omega^4 S_y(\omega).$$

Тоді з урахуванням (4.10)

$$S_{\dot{y}}(\omega) = \omega^2 \cdot \frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_h(\omega) ;$$

$$S_{\ddot{y}}(\omega) = \omega^4 \cdot \frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_h(\omega).$$

Аналогічні вирази можна записати і для кутової координати φ :

$$\dot{\varphi} = i\omega [F_\varphi(i\omega)] \cdot e^{i\omega t}, \quad \ddot{\varphi} = -\omega^2 [F_\varphi(i\omega)] \cdot e^{i\omega t} ;$$

$$S_{\dot{\varphi}}(\omega) = \omega^2 S_\varphi(\omega), \quad S_{\ddot{\varphi}}(\omega) = \omega^4 S_\varphi(\omega) ;$$

$$S_{\dot{\varphi}}(\omega) = \omega^2 \cdot \frac{A_*^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_h(\omega) ;$$

$$S_{\ddot{\varphi}}(\omega) = \omega^4 \cdot \frac{A_*^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_h(\omega).$$

Визначимо спектральні характеристики вертикального переміщення і прискорення об'єкта з використанням розглянутої моделі.

Припустимо, що випадкова функція $h(t)$ відповідає обмеженому “білому шуму” в діапазоні частот $\omega_0 \leq \omega \leq \omega_1$, тоді

$$\omega_0 \leq \omega \leq \omega_1,$$

$$S_h(\omega) = S_0;$$

Приймаємо, що $S_0=1$

$$\omega_0 > \omega_1,$$

$$S_h(\omega) = 0.$$

Спектральні характеристики визначають в частотному діапазоні $\omega_0 \leq \omega \leq \omega_1$ так:

$$S_y(\omega) = \frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_0;$$

$$S_{\ddot{y}}(\omega) = \omega^4 \cdot \frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_0.$$

(4.11)

$$S_{\dot{\varphi}}(\omega) = \frac{A_*^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_0;$$

$$S_{\ddot{\varphi}}(\omega) = \omega^4 \cdot \frac{A_*^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} \cdot S_0$$

Графічні зображення $S_y(\omega)/S_0$ та $S_{\ddot{y}}(\omega)/S_0$, $S_{\dot{\varphi}}(\omega)/S_0$ та $S_{\ddot{\varphi}}(\omega)/S_0$ отримані за (4.11) для $20 \leq \omega \leq 120 \text{ c}^{-1}$, приведені на рис. 4.1, 4.2, 4.3, 4.4.

Дисперсії y та \ddot{y} визначають так:

$$D_y = \int_0^{\infty} S_y(\omega) d\omega = S_0 \int_{\omega_0}^{\omega_1} \frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} d\omega;$$

$$D_{\ddot{y}} = \int_0^{\infty} S_{\ddot{y}}(\omega) d\omega = S_0 \int_{\omega_0}^{\omega_1} \omega^4 \cdot \frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} d\omega;$$

(4.12)

$$D_{\dot{\varphi}} = \int_0^{\infty} S_{\dot{\varphi}}(\omega) d\omega = S_0 \int_{\omega_0}^{\omega_1} \frac{A_*^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} d\omega;$$

$$D_{\ddot{\varphi}} = \int_0^{\infty} S_{\ddot{\varphi}}(\omega) d\omega = S_0 \int_{\omega_0}^{\omega_1} \omega^4 \cdot \frac{A_*^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)} d\omega.$$

Інтеграли в (4.12) доцільно вирахувати з використанням чисельних методів та ЕОМ.

Середньоквадратичне відхилення розраховуємо за формулами:

$$\sigma_y = \sqrt{D_y} \text{ (см)}; \quad \sigma_{\ddot{y}} = \sqrt{D_{\ddot{y}}} \text{ (см} \cdot \text{c}^{-2}\text{)}$$

$$\sigma_{\dot{\varphi}} = \sqrt{D_{\dot{\varphi}}}; \quad \sigma_{\ddot{\varphi}} = \sqrt{D_{\ddot{\varphi}}}$$

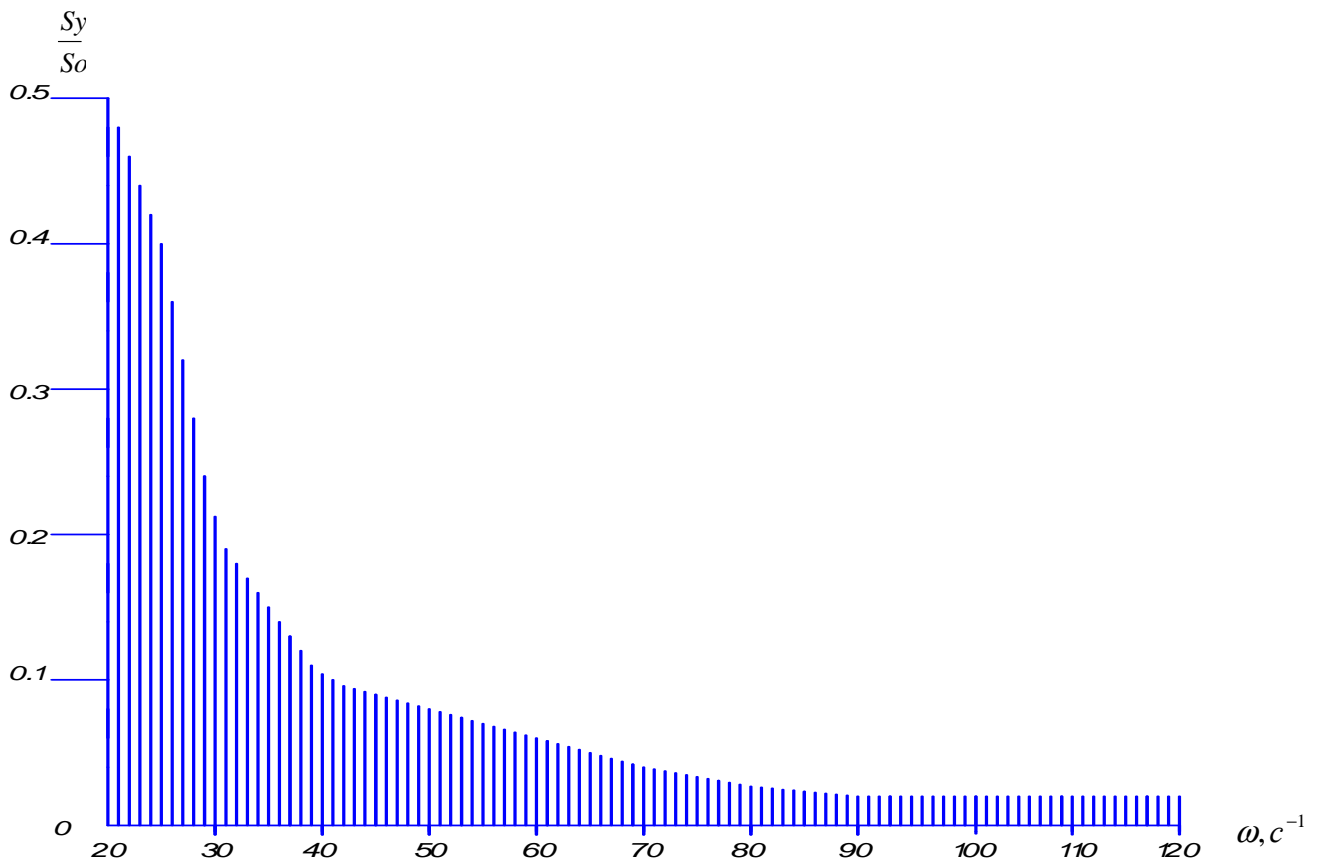


Рис. 4.1 – Спектральна характеристика вертикальних переміщень

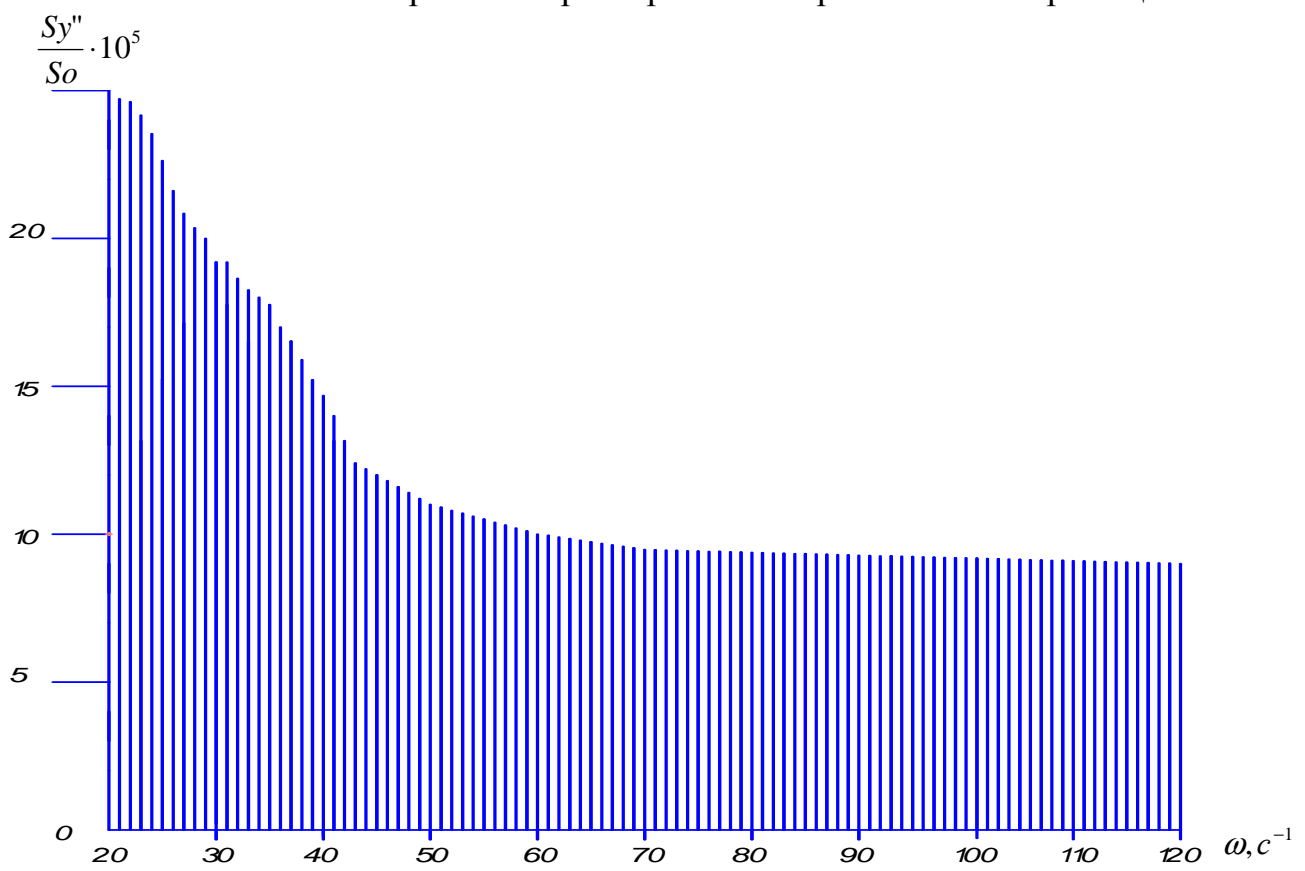


Рис.4.2 – Спектральна характеристика вертикальних прискорень

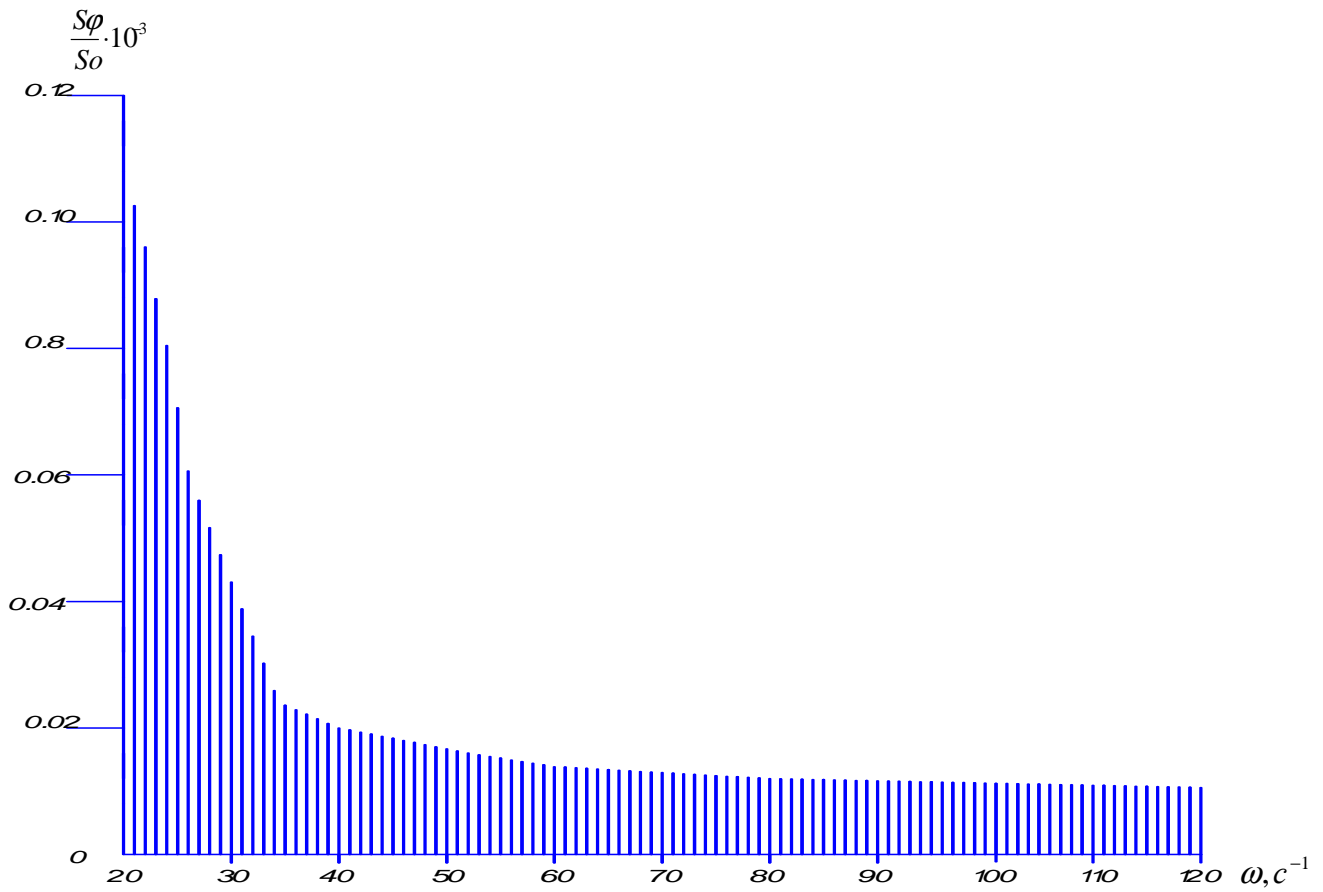


Рис. 4.3 – Спектральна характеристика кутових переміщень

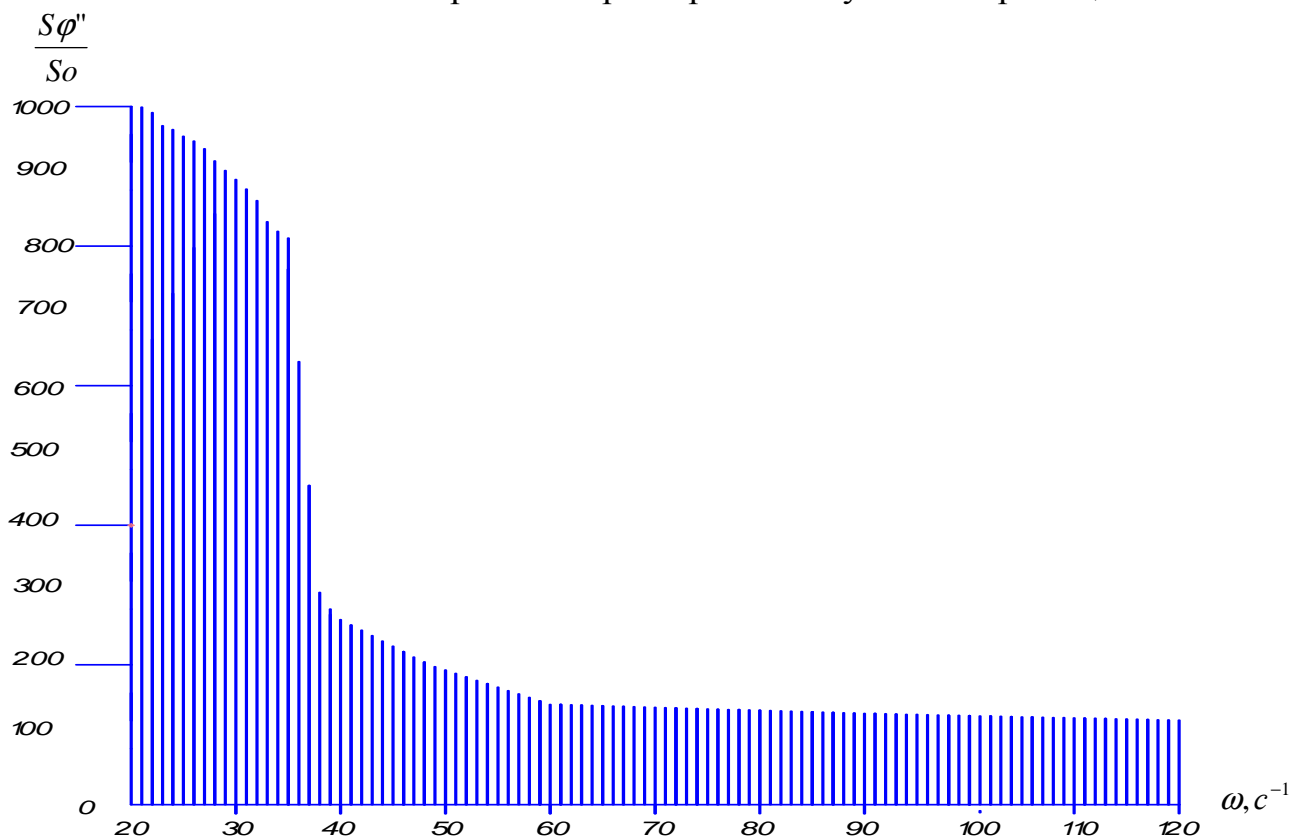


Рис.4.4 – Спектральна характеристика кутових прискорень

5. ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Комфортабельність – одна з основних характеристик транспортного засобу. Цей показник запроваджений за результатами узагальнення експериментальних досліджень і спостережень за самопочуттям людини, яка знаходиться на транспортному об'єкті, що рухається.

Комфортабельність безколісного транспортного засобу прийнято оцінювати при гармонічному збудженні за показниками плавності ходи W , що визначаються так [4]:

$$W_i = 3.6 \sqrt[10]{A^3 \cdot \nu^5} \quad \text{або} \quad W_i = 1.19 \sqrt[10]{\ddot{y}_{\max}^3 / \nu}, \quad (5.1)$$

де A – амплітуда коливань, см;

$\nu = \frac{\omega}{2\pi}$ – частота, Гц;

\ddot{y}_{\max} – максимальне прискорення.

Іншою характеристикою може бути час втоми пасажирів, який знаходиться на транспортному об'єкті, що рухається. Час втоми залежить від прискорення та частоти коливань. Крім того, показник плавності ходи можна визначити за прискоренням

$$W_i = k_y \ddot{y}_{\max}, \quad (5.2)$$

де k_y – коефіцієнт відчуття людини, який залежить від прискорення та частоти коливань і задається за даними експериментальних випробувань.

Наведемо нормативні показники W :

$W=1$ – добра плавність ходи;

$W=2$ – нормальна плавність ходи;

$W=3$ – задовільна плавність ходи;

$W=4$ – припустима плавність ходи;

$W=5$ – небезпечна плавність ходи.

При полігармонічному збудженні коливань розглядають спектральний склад переміщень (прискорень) на вибраних відрізках, і для кожної гармоніки визначають показник W (як при гармонічному збудженні), а потім середній показник [4].

Визначимо показники комфортабельності для розрахункового варіанта з використанням результатів, що отримані в попередньому розділі для середньоквадратичних переміщень випадкового процесу при збудженні типу “білого шуму” для $S_0=1$ в діапазоні 1,6 – 19,9 Гц. Розіб'ємо частотний діапазон

спостережень на декілька інтервалів. Показник комфортабельності в цьому випадку визначають так:

$$W = \sqrt[10]{\frac{\sum_{i=1}^n W_i^{10}}{N}}, \quad (5.3)$$

де W_j – показник плавності ходи (5.1) для i -го розрахункового інтервалу з частотного діапазону спостережень;

N – кількість розрахункових інтервалів у частотному діапазоні спостережень 1,6 – 19,9 Гц.

Остаточно маємо $W = 16,11$, що відповідає великій некомфортабельності транспортного засобу [1]. Щоб задовольнити комфортабельність, потрібно внести відповідні зміни до системи та її розрахункової моделі.

ВИСНОВКИ

Таким чином, визначені власні частоти та форми коливань у вертикальній площині транспортної засобу модельованої системи, що має два ступеня свободи. Для даного розрахункового варіанта $p_1 = 1,13$ Гц, $p_2 = 1,31$ Гц.

Побудовані амплітудно–частотні характеристики для консервативної моделі транспортного засобу (без урахування розтрати енергії на тертя). Для частот збудження, що відповідають власним частотам, спостерігається нескінченне зростання амплітуд (явище резонансу). При урахуванні сил тертя амплітуди при резонансах мають скінченні значення. Визначені швидкості транспортного засобу, за яких спостерігаються резонансні явища, якщо профіль дороги змінюється за гармонічним законом.

З використанням розрахункової моделі визначені спектральні характеристики вертикального переміщення й прискорення центра мас транспортного засобу, що рухається зі сталою швидкістю нерівною дорогою з випадковим профілем, що відповідає обмеженому “білому шуму”. Отримані значення дисперсії та середньоквадратичного відхилення для вертикального переміщення й прискорення.

Оцінена динамічна комфортабельність об’єкта з використанням результатів теоретичного аналізу ймовірних характеристик моделі при переміщенні транспортного засобу поверхнею з випадковим профілем. Для даного розрахункового варіанта динамічна некомфортабельність може бути визначена як дуже велика (загрозлива).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бабаков И. М. Теория колебаний.– М.: Наука, 1965.– 560 с.
2. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний.– М.: Высш. шк., 1972 . – 416 с.
3. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969.– 576 с.
4. Ефремов Н.С., Гущо-Малков Б.П. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта.– М.: Стройиздат, 1970.– 480 с.
5. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара.– Л.: Машиностроение, 1976.– 320 с.
6. Методичні вказівки до виконання самостійної роботи з дисципліни «Динаміка рухомого складу» для студентів спеціальності 7.092 202 – „Електричний транспорт” – Шульженко М.Г., Закурдай С.О. – Харків: ХНАМГ, 2008.-21с.

Навчальне видання

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи «Визначення динамічних характеристик двовісної моделі транспортного засобу» з дисципліни «Динаміка рухомого складу» (для студентів 4 курсів усіх форм навчання спеціальності 6.092 200 – „Електричний транспорт”).

Укладачі: Микола Григорович Шульженко,
Світлана Олександрівна Закурдай
В'ячеслав Михайлович Шавкун

Редактор: Д.Ф. Курильченко

План 2008, поз. 244М

Підп. до друку 02.10.2008 р. Формат 60x84 1/16.

Друк на ризографі.

Замовл. №

Умовн.-друк. арк..2,0

Тираж 100 прим.

Папір офісний

Обл.. – вид.арк. 2,3.

Сектор оперативної поліграфії ЦНІТ ХНАМГ
61002, Харків, вул. Революції, 12.