

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Запорізький національний технічний університет



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до циклу лабораторних робіт
"Розрахунки систем амортизації"

з дисципліни

"Зовнішні впливи та захист РЕЗ"

для студентів усіх форм навчання напряму підготовки 0910
«Електронні апарати» спеціальності 6.050902 «Виробництво
електронних засобів»

2010

Методичні вказівки до циклу лабораторних робіт "Розрахунки систем амортизації" з дисципліни "Зовнішні впливи та захист РЕЗ" для студентів усіх форм навчання напряму підготовки 0910 «Електронні апарати» спеціальності 6.050902 «Виробництво електронних засобів» / Уклад.: Крищук В.М., Поспеева І.С. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2010. – 44 с.

Укладачі : Крищук Володимир Миколайович, канд. техн. наук,
доцент
Поспеева Ірина Євгенівна, асистент,

Рецензент: Шило Галина Миколаївна, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний за випуск:
Крищук Володимир Миколайович, канд. техн. наук,
доцент

Затверджено
на засіданні кафедри КТВР
протокол № 5 від 13.05.2010

ЗМІСТ

	Стор.
Загальні відомості	4
Лабораторна робота № 1. Розрахунок системи амортизації для захисту РЕЗ від вібраційних впливів	5
Лабораторна робота № 2. Побудова АЧХ системи амортизації	17
Лабораторна робота № 3. Розрахунок системи амортизації для захисту РЕЗ від ударних впливів	19
Додаток А. Вихідні дані до розрахунків	30
Додаток Б. Приклад розрахунку системи амортизації на вібраційний вплив	33
Додаток В. Приклад розрахунку системи амортизації на ударний вплив	40

Мета циклу: отримати практичні навички у виборі систем амортизації для захисту РЕЗ від вібраційних та ударних впливів та проведенні перевірочних розрахунків обраних систем.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Цикл складається з трьох лабораторних робіт.

Лабораторна робота № 1. Розрахунок системи амортизації для захисту РЕЗ від вібраційних впливів.

Лабораторна робота № 2. Побудова АЧХ системи амортизації.

Лабораторна робота № 3. Розрахунок системи амортизації для захисту РЕЗ від ударних впливів.

Для вибору та розрахунків систем амортизації слід користуватись довідковими даними, що наведені у нормативно – технічній документації на амортизатори (РТМ “Амортизация РЭА, ее узлов и элементов“, ч. 2, НО.445.003. Ред. 1-66, 1966, РТМ “Амортизаторы разные-металлические. Типы. Основные параметры и размеры”, НО.445.004. 1959).

При виконанні лабораторних робіт для систем амортизації пропонуються наступні типи амортизаторів:

- а) плоский – АП;
- б) демпфирований – АД;
- в) просторового навантаження – АПН;
- г) фрикційного демпфірування – АФД.

Усі розрахунки проводяться за однонапрямовою схемою навантаження, коли зовнішні навантаження та реакції діють у напрямку вісі Z.

Розрахунки рекомендується проводити з застосуванням математичного пакета Mathcad, або електронних таблиць Excel.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АМОРТИЗАЦІЇ ДЛЯ ЗАХИСТУ РЕЗ ВІД ВІБРАЦІЙНИХ ВПЛИВІВ

Мета роботи: вибрати систему амортизації для захисту блока РЕЗ від вібраційного впливу з заданими параметрами та провести для неї проектні та перевірочні розрахунки

1 КОРОТКІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

При виконанні лабораторної роботи необхідно провести розрахунок системи амортизації при вібраційному впливі. При цьому згідно з вихідними даними треба вибрати координати установки амортизаторів, виконати статичні розрахунки, вибрати типорозмір амортизаторів, провести розрахунки власних резонансних частот та визначити прискорення об'єкта. Порівнюючи отримані результати з допустимими, треба зробити висновки щодо правильності вибору амортизаторів та координат їх установки. Якщо необхідно, внести відповідні корективи в конструкційну систему амортизації.

Для розрахунків рекомендується використовувати спрощену методику оцінки власних частот системи амортизації (див. РТМ “Амортизация РЭА, ее узлов и элементов“, ч. 2, НО.445.003. Ред. 1-66, 1966). Вибір типорозмірів амортизаторів, їх параметрів та характеристик треба проводити згідно з РТМ “Амортизаторы разные-металлические. Типы. Основные параметры и размеры”, НО.445.004. 1959.

1.1 Статичний розрахунок системи амортизації

Для вибору типорозмірів амортизаторів слід визначити реакції кожного амортизатора на статичне навантаження на блок. Вони визначаються з рівнянь статики. Якщо вісь Z направлена за лінією дії статичного навантаження P , де P – вага блоку:

$$P = mg,$$

то ці рівняння мають вигляд:

$$\sum_{i=1}^n P_i = P, \quad \sum_{i=1}^n P_i \cdot x_i = 0, \quad \sum_{i=1}^n P_i \cdot y_i = 0 \quad (1.1)$$

де n – число амортизаторів у схемі,

x_i, y_i – координати точок кріплення амортизаторів відносно центру тяжіння.

При чотирьох амортизаторах однонапрямкова схема навантаження статично невизначена, тому для розрахунку реакцій амортизаторів необхідно скласти додаткову умову. Наприклад, якщо точки кріплення амортизаторів симетричні відносно площини, яка проходить через центр тяжіння об'єкта, то реакції симетрично розташованих об'єктів однакові:

$$P_1 = P_2, \quad P_3 = P_4$$

Вибір типорозмірів амортизаторів проводиться згідно з нормами, вказаними раніше, враховуючи їх розрахункову реакцію P_{wi} .

Для заданої в лабораторній роботі схеми навантаження повинна виконуватись умова:

$$(0,7 \cdot P_{w\text{ном}})_i \leq P_{wi} \leq (1,3 \cdot P_{w\text{ном}})_i \quad (1.2)$$

де $(P_{w\text{ном}})_i$ - номінальне навантаження на амортизаторі.

1.2 Вибір компенсуючих прокладок

Для однонапрямкової схеми навантаження амортизаторів треба визначити величину компенсуючих прокладок. При цьому реакції амортизаторів будуть відповідати розрахунковим. Товщина прокладок, які встановлюють під амортизатор i , визначається за формулою:

$$\Delta_i = W_i - W_I + \Delta h_{I-i} \quad (1.3)$$

де W_I - деформація одного з амортизаторів, що встановлюється без прокладок,

W_i - деформація амортизатора i ,

Δh_{I-i} - різниця габаритних висот амортизаторів $(h_I - h_i)$ у вільному стані.

Визначаючи W_i , треба користуватись статичними характеристиками амортизаторів. При від'ємних значеннях Δ_i вибирають прокладки треба установити під протилежну пару амортизаторів.

1.3 Інерційні та жорсткісні параметри системи амортизації

Інерційним параметром системи амортизації, що визначає поступовий рух об'єкта, є його маса m .

Інерційними параметрами системи амортизації, що визначають поворотні рухи об'єкта, є моменти інерції блока I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} відносно осей X , Y , Z , які проходять через його центр тяжіння.

Жорсткість системи при поступовому русі розраховується за формулами

$$C_{gu} = \sum_{i=1}^n C_{gui}, \quad C_{gv} = \sum_{i=1}^n C_{gvi}, \quad C_{gw} = \sum_{i=1}^n C_{gwi} \quad (1.4)$$

де C_{gu} , C_{gv} , C_{gw} – динамічні жорсткості амортизатора в напрямках U, V, W при заданих амплітудах переміщення основи.

Значення динамічних жорсткостей відповідних амортизаторів в напрямках U, V, W від амплітуди коливань основи та їх статичного навантаження приведені у РТМ НО.445.004. При відсутності вказаних характеристик динамічні жорсткості можна визначити із співвідношень:

$$C_{gui} = I_i \cdot C_{ui}, \quad C_{gvi} = I_i \cdot C_{vi}, \quad C_{gwi} = I_i \cdot C_{wi} \quad (1.5)$$

де C_{ui} , C_{vi} , C_{wi} – відповідні статичні жорсткості амортизатора, що визначаються як тангенс кута нахилу статичних характеристик амортизаторів.

Поворотні жорсткості системи амортизації відносно осей X, Y, Z визначаються за формулами:

$$\begin{aligned}
 C_{nx} &= \sum_{i=1}^n (C_{gwi} \cdot y_i^2 + C_{gvi} \cdot z_i^2), \\
 C_{ny} &= \sum_{i=1}^n (C_{gui} \cdot z_i^2 + C_{gwi} \cdot x_i^2), \\
 C_{nz} &= \sum_{i=1}^n (C_{gui} \cdot y_i^2 + C_{gvi} \cdot x_i^2).
 \end{aligned} \tag{1.6}$$

де x_i, y_i, z_i - координати установки амортизаторів відносно осей, які проходять через центр тяжіння блоків.

1.4 Розрахунки парціальних та власних частот системи амортизації

Парціальні частоти системи амортизації визначають за формулами:

а) поступові частоти:

$$P_u^2 = \frac{C_{gu}}{m}, P_v^2 = \frac{C_v}{m}, P_w^2 = \frac{C_{gw}}{m}; \tag{1.7}$$

б) поворотні частоти:

$$P_x^2 = \frac{C_{nx}}{I_{xx}}, P_y^2 = \frac{C_{ny}}{I_{yy}}, P_z^2 = \frac{C_{nz}}{I_{zz}}; \tag{1.8}$$

Наявність площин симетрії в системі амортизації дозволяє зв'язати між собою окремі координати і за цими зв'язками скласти нерівності Релея - Донкерлі. В таблиці 1.1 приведені випадки симетричних систем навантаження амортизаторів, відповідні зв'язані координати і нерівності Релея - Донкерлі для визначення діапазону власних частот системи. При збільшенні числа координат у зв'язках точність визначення меж діапазонів власних частот знижується. Приведені в таблиці формули дозволяють визначити повний діапазон власних частот системи амортизації. Залежно від співвідношення між частотами коливань основи та максимальної частоти розрізняють:

а) резонансну область при коливаннях основи з частотою

$$a < f_{осн} < \frac{\lambda_{\max}}{\sqrt{2} \cdot \pi}; \quad (1.9)$$

б) зарезонансну область, в якій виконується співвідношення

$$f_{осн} > \frac{\lambda_{\max}}{\sqrt{2} \cdot \pi}. \quad (1.10)$$

Віброізоляція може бути ефективною тільки у зарезонансній області. В резонансній області амплітуди коливань амортизованого об'єкта, як правило, перевищують амплітуди коливань основи.

При розрахунку системи треба досягати таких значень власних частот системи, які забезпечують її роботу у зарезонансній області. При виконанні лабораторної роботи така зміна власних частот може бути отримано, наприклад, зміною координат точок кріплення амортизаторів або застосуванням опор з двох послідовних амортизаторів.

1.5 Визначення прискорення об'єкта

Коефіцієнт динамічності для зарезонансної зони визначається за формулою:

$$\frac{1}{\gamma} = \sqrt{\frac{\lambda^4 + \frac{K_{gw}^2 \cdot W^2}{m^2}}{(\lambda^2 - W^2)^2 + \frac{K_{gw}^2 \cdot W^2}{m^2}}}, \quad (1.11)$$

де λ – нижня кругова частота зарезонансної області,

W – кругова частота зовнішнього впливу, $W = 2 \pi f$,

K_{gw} – динамічний коефіцієнт демпфірування системи, який визначається відповідними характеристиками амортизаторів:

$$K_{gw} = \sum_{i=1}^n K_{gwi}. \quad (1.12)$$

При відсутності даних про K_{gwi} при роботі у зарезонансній зоні можна прийняти

$$\frac{K_{gw}^2 \cdot W^2}{m^2} \ll (\rho^2 - W^2), \quad (1.13)$$

Таблиця 1.1 – Визначення власних резонансних частот

Площини симетрії	Зв'язані та не зв'язані координати	Резонансні частоти
XOY, YOZ, XOZ	[X],[Y],[Z] [U],[V],[W]	$\lambda_x = P_x, \lambda_y = P_y, \lambda_z = P_z,$ $\lambda_u = P_u, \lambda_v = P_v, \lambda_w = P_w$
XOY, YOZ	[Y],[V] [X-W], [Z-U]	$\lambda_y = P_y, \lambda_v = P_v$ $\frac{1}{\frac{1}{P_x^2} + \frac{1}{P_w^2}} < \lambda_1^2 < (\rho_x^2 + P_w^2)$ $\frac{1}{\frac{1}{P_z^2} + \frac{1}{P_u^2}} < \lambda_2^2 < (\rho_z^2 + P_u^2)$
XOY, ZOX	[X];[U] [Z-V]; [Y-W]	$\lambda_x = P_x, \lambda_u = P_u$ $\frac{1}{\frac{1}{P_z^2} + \frac{1}{P_v^2}} < \lambda_1^2 < (\rho_z^2 + P_v^2)$ $\frac{1}{\frac{1}{P_y^2} + \frac{1}{P_w^2}} < \lambda_2^2 < (\rho_y^2 + P_w^2)$

YOZ, ZOX	[Z],[W] [X-V], [Y-U]	$\lambda_z = P_z, \lambda_w = P_w$ $\frac{1}{\frac{1}{P_x^2} + \frac{1}{P_v^2}} < \lambda_1^2 < (P_x^2 + P_v^2)$ $\frac{1}{\frac{1}{P_y^2} + \frac{1}{P_u^2}} < \lambda_2^2 < (P_y^2 + P_u^2)$
ZOY	[X-V-W] [U-Y-Z]	$\frac{1}{\frac{1}{P_x^2} + \frac{1}{P_v^2} + \frac{1}{P_w^2}} < \lambda_1^2 < (P_x^2 + P_v^2 + P_w^2)$ $\frac{1}{\frac{1}{P_u^2} + \frac{1}{P_y^2} + \frac{1}{P_z^2}} < \lambda_2^2 < (P_u^2 + P_y^2 + P_z^2)$
XOZ	[U-Y-W] [X-V-Z]	$\frac{1}{\frac{1}{P_u^2} + \frac{1}{P_y^2} + \frac{1}{P_w^2}} < \lambda_1^2 < (P_u^2 + P_y^2 + P_w^2)$ $\frac{1}{\frac{1}{P_x^2} + \frac{1}{P_v^2} + \frac{1}{P_z^2}} < \lambda_2^2 < (P_x^2 + P_v^2 + P_z^2)$
XOY	[U-V-Z] [X-Y-W]	$\frac{1}{\frac{1}{P_u^2} + \frac{1}{P_v^2} + \frac{1}{P_z^2}} < \lambda_1^2 < (P_u^2 + P_v^2 + P_z^2)$ $\frac{1}{\frac{1}{P_x^2} + \frac{1}{P_y^2} + \frac{1}{P_w^2}} < \lambda_2^2 < (P_x^2 + P_y^2 + P_w^2)$

Урахування значень K_{gu} , K_{gv} при розрахунку $\frac{1}{\gamma}$ в загальному випадку викликає певні труднощі, тому $\frac{1}{\gamma}$ розраховується з деякою похибкою, яка досить мала при розрахунках в резонансній зоні.

Розраховане значення $\frac{1}{\gamma}$ слід порівняти з величиною цього коефіцієнта, отриманого з АЧХ амортизатора. Орієнтоване значення можна отримати з АЧХ амортизаторів, якщо

$$f = f_{\text{вплив\,min}} \quad (1.14)$$

Максимальне прискорення блока визначається із співвідношення

$$J_{\text{бл}} = j_{\text{осн}} \cdot \frac{1}{\gamma} \quad (1.15)$$

Якщо задано амплітуду переміщення основи A на частоті W , то максимальне прискорення блока можна розрахувати за формулою

$$j_{\text{бл}} = W^2 \cdot A \cdot \frac{1}{\gamma} \quad (1.16)$$

Система амортизації спроектована правильно, якщо:

$$j_{\text{бл}} < \bar{j}, \quad (1.17)$$

де \bar{j} – допустиме прискорення блоків.

2 ЗАВДАННЯ НА ПІДГОТОВКУ ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Ознайомитись з теоретичними відомостями з розрахунків систем амортизації.

3 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 3.1 Вібрації та їх вплив на РЕЗ.
- 3.2 Що таке однонапрямова схема навантаження?

3.3 Як визначаються реакції амортизатора?

3.4 За яких умов можна провести статичні розрахунки системи з чотирьох амортизаторів?

3.5 Як вибирається типорозмір амортизатора?

3.6 Для чого використовуються компенсуючі прокладки? Методика їх розрахунків.

3.7 Що таке інерційні параметри системи амортизації?

3.8 Що таке жорсткісні параметри системи амортизації?

3.9 Як розрахувати поступові парціальні частоти?

3.10 Як розрахувати поворотні парціальні частоти?

3.11 Нерівності Релея – Донкерлі для однієї площини симетрії.

3.12 Нерівності Релея – Донкерлі для двох площин симетрії.

3.13 Нерівності Релея – Донкерлі для трьох площин симетрії.

3.14 Що таке резонансна область?

3.15 За яких умов визначається зарезонансна область?

3.16 Як змінити власні резонансні частоти системи?

3.17 Як визначається коефіцієнт динамічності?

3.18 Що таке динамічний коефіцієнт демпфірування? Як він визначається?

3.19 Як визначається максимальне прискорення блока?

4 ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ РОБОТИ

4.1 Отримати вихідні дані для розрахунків згідно з варіантом. До вихідних даних входять:

- схематичне креслення системи, включаючи габарити, положення центра мас та координати точок кріплення амортизаторів (рисунок А.1 та таблиця А.1 додатку А),

- інерційні характеристики системи – маса та моменти інерції (таблиця А.2 додатку А),

- тип амортизаторів та параметри зовнішнього впливу (таблиця А.3 додатку А).

4.2 Розрахувати координати точок кріплення амортизаторів відносно центра мас. Результати занести у таблицю за формою таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Координати точок кріплення амортизаторів

№ амортизатора	Координати точок кріплення, м		
	X_i	Y_i	Z_i
1			
2			
3			
4			

4.3 Визначити силу тяжіння блока та реакції амортизаторів за формулами (1.1).

4.4 Вибрати типорозміри амортизаторів.

4.5 Розрахувати компенсуючі прокладки за формулою (1.3).
Результати занести у таблицю за формою таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Розрахунок компенсуючих прокладок

Елементи розрахунків	Дані для розрахунків			
	1	2	3	4
Габаритні висоти ненавантажених амортизаторів, h_i , м				
Різниця габаритних висот, $h_1 - h_i$, м				
Статичне навантаження на амортизатор, P_i , Н				
Статична деформація амортизатора, W_i , м				
Різниця статичних деформацій, $W_i - W_1$, м				
Товщина компенсуючих прокладок, Δ_i , м				

4.6 Розрахувати амплітуду вібрації основи за формулою:

$$A = \frac{j\omega c n}{4\pi^2 f^2} \quad (4.1)$$

де: $j_{\text{осн}}$ – задане прискорення об'єкта, $\text{см} / \text{с}^2$,
 f – задана частота вібрацій, $1 / \text{с}$.

4.7 Визначити жорсткісні параметри амортизаторів. Для амортизаторів типів АД та АП параметри вибираються з динамічних характеристик в залежності від статичного навантаження та амплітуди вібрації основи. Для амортизаторів типів АПН та АФД параметри розраховуються за статичними характеристиками (формула 1.5). Результати занести у таблицю за формою таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Розрахунки жорсткісних характеристик амортизаторів

Елемент розрахунку	Характеристики амортизаторів				Σ
	1	2	3	4	
Статичне навантаження, $P_i, \text{Н}$					
Динамічна жорсткість в напрямку осей $U, V, \text{Н/см}$					
Динамічна жорсткість в напрямку осі $W, \text{Н/см}$					

За формулами 1.6 визначити поворотні жорсткості системи.

4.8 Розрахувати поступові та поворотні парціальні частоти системи за формулами 1.7, 1.8.

4.9 В залежності від площин симетрії визначити діапазон власних резонансних частот за допомогою нерівностей Релея – Донкерлі (табл. 1.1).

4.10 Визначити зарезонансну область за умовою 1.10. Зробити висновки про відповідність вибраної системи амортизації заданим умовам.

4.11 Для амортизаторів АД, АП визначити динамічний коефіцієнт демпфірування. Результати занести у таблицю за формою таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Розрахунки динамічного коефіцієнта демпфірування

Елемент розрахунку	Амортизатор			
	1	2	3	4
Статичне навантаження, P_i , Н				
Динамічний коефіцієнт демпфірування, K_{gwi} , Н с / см				

4.12 Розрахувати коефіцієнт динамічності за формулою 1.11. Для амортизаторів АПН, АФД скористатись умовою 1.13. Порівняти розраховане значення з значенням коефіцієнта динамічності з АЧХ за умовою 1.14.

4.13 Визначити прискорення блока та порівняти його з допустимим. За допустиме значення прийняти:

$$[j] = 1,5 g,$$

де: g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м / с}^2$.

4.14 Зробити висновки.

Варіанти завдання приведені у додатку А.

Приклад розрахунку приведений у додатку Б.

5 ЗМІСТ ЗВІТУ

5.1 Вихідні дані до розрахунків згідно з варіантом.

5.2 Схематичне креслення системи з указівкою розмірів та точок кріплення амортизаторів.

5.3 Таблиця координат точок кріплення амортизаторів за формою таблиці 4.1.

5.4 Результати статичних розрахунків, типорозміри вибраних амортизаторів та їх параметри.

5.5 Таблиця розрахунків компенсуючих прокладок за формою таблиці 4.2.

5.6 Таблиця розрахунків жорсткісних характеристик амортизаторів за формою таблиці 4.3.

5.7 Розрахунки парціальних частот.

5.8 Повний діапазон власних резонансних частот системи.

5.9 Розрахунки коефіцієнта динамічності.

5.10 Розрахунок прискорення блока.

5.11 Висновки.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 ПОБУДОВА АЧХ СИСТЕМИ АМОРТИЗАЦІЇ

Мета роботи: для вибраної системи амортизації для захисту блока РЕЗ від вібраційного впливу побудувати амплітудно – частоту характеристику.

1 КОРОТКІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

АЧХ системи амортизації являє собою залежність коефіцієнта динамічності $1/\gamma$ від частоти зовнішнього впливу.

Для амортизаторів АД, АП коефіцієнт динамічності визначається за формулою 1.11 лабораторної роботи № 1

Оскільки для амортизаторів АПН, АФД дані про K_{gw} відсутні, то для них розрахунки проводять за умови 1.13 (див. лабораторну роботу № 1)

За цієї умови формула приймає спрощений вигляд:

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{\lambda^2}{|\lambda^2 - W^2|} \quad (1.1)$$

2 ЗАВДАННЯ НА ПІДГОТОВКУ ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Ознайомитись з теоретичними відомостями з розрахунків систем амортизації.

3 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 3.1 Що таке АЧХ системи амортизації?
- 3.2 Що таке коефіцієнт динамічності?
- 3.3 Як коефіцієнт динамічності?
- 3.4 За яких умов можна розраховувати коефіцієнт динамічності за спрощеною формулою?

4 ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ РОБОТИ

4.1 Вихідними даними до роботи є результати розрахунків системи амортизації у роботі № 1.

4.2 Задаючи частоти зовнішнього впливу в діапазоні $1\text{Гц} < f < 5f_{\text{зр}}$, де: $f_{\text{зр}}$ – нижня частота зарезонансної області, розрахувати коефіцієнт динамічності.

Розрахунки провести для 25 – 30 точок, причому поблизу резонансу зменшувати інтервал між точками.

Результати занести у таблицю за формою таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунки АЧХ

Частота зовнішнього впливу, f , Гц	1	5	10	...	100
Кругова частота, ω , рад / с					
Власна резонансна кругова частота, λ , рад / с					
Коефіцієнт динамічності, $1/\gamma$					

4.3 За результатами розрахунків побудувати АЧХ.

4.4 Зробити висновки.

5 ЗМІСТ ЗВІТУ

5.1 Значення власної резонансної частоти з роботи № 1.

5.2 Таблиця за формою таблиці 4.1. з результатами розрахунків.

5.3 Графік АЧХ системи амортизації.

5.4 Висновки.

Розрахунки проводити з застосуванням математичного пакета Mathcad, або електронних таблиць Excel.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АМОРТИЗАЦІЇ ДЛЯ ЗАХИСТУ РЕЗ ВІД УДАРНИХ ВПЛИВІВ

Мета роботи: вибрати систему амортизації для захисту блока РЕЗ від ударного впливу з заданими параметрами та провести для неї проектні та перевірочні розрахунки.

1 КОРОТКІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

В лабораторній роботі розглядаються два методи розрахунків систем амортизації на ударний вплив: спрощений (удар розглядається як миттєва зміна швидкості об'єкта, не враховується деформація амортизатора під час удару) та метод еквівалентних прямокутних імпульсів (оснований на заміні ударного впливу довільної форми еквівалентним прямокутним імпульсом). Методи дозволяють визначити максимальні прискорення та максимальні переміщення амортизованого об'єкту при ударних впливах.

В пропонуємих методиках розрахунків не враховується зв'язаність координат; а також введене припущення, що основа та амортизований об'єкт при ударі рухаються поступово в головному напрямку W .

При розрахунку на ударні впливи використовуються силові ударні характеристики та характеристики ударної енергоємності системи, які треба отримати з відповідних характеристик амортизаторів (див. РТМ “Амортизаторы разные металлические. Типы. Основные параметры и размеры”, НО.445.004. 1959).

За основу розрахунків прийнято методика, яку розглянуто в РТМ “Амортизация РЭА, ее узлов и элементов“, ч. 2, НО.445.003. Ред. 1-66, 1966.

1.1 Статичний розрахунок системи амортизації

Для вибору типорозмірів амортизаторів слід визначити реакції кожного амортизатора на статичне навантаження на блок. Вони визначаються з рівнянь статички. Якщо вісь Z направлена за лінією дії статичного навантаження $P = mg$ (вага блоку), то ці рівняння мають вигляд:

$$\sum_{i=1}^n P_i = P, \quad \sum_{i=1}^n P_i \cdot x_i = 0, \quad \sum_{i=1}^n P_i \cdot y_i = 0 \quad (1.1)$$

де n – число амортизаторів у схемі,

x_i, y_i – координати точок кріплення амортизаторів відносно центру тяжіння.

При чотирьох амортизаторах однонапрямкова схема навантаження статично невизначена, тому для розрахунку реакцій амортизаторів необхідно скласти додаткову умову. Наприклад, якщо точки кріплення амортизаторів симетричні відносно площини, яка проходить через центр тяжіння об'єкта, то реакції симетрично розташованих об'єктів однакові:

$$P_1 = P_2, \quad P_3 = P_4$$

Вибір типорозмірів амортизаторів проводиться згідно з нормами, вказаними раніше, враховуючи їх розрахункову реакцію P_{wi} .

Для заданої в лабораторній роботі схеми навантаження повинна виконуватись умова:

$$(0,7 \cdot P_{\text{норм}})_i \leq P_{wi} \leq (1,3 \cdot P_{\text{норм}})_i \quad (1.2)$$

де $(P_{\text{норм}})_i$ - номінальне навантаження на амортизаторі.

1.2 Побудова сумарної силової характеристики та характеристики сумарної енергоємності системи

Для вибраного типорозміру амортизатора необхідно вибрати його ударні характеристики: силову ударну характеристику та характеристику ударної енергоємності.

За ударними силовими характеристиками та характеристиками енергоємності заданих амортизаторів будуються графіки сумарної силової ударної характеристики $F_W(W)$ та характеристики сумарної енергоємності $\Pi_W(W)$ системи амортизації шляхом додавання ординат при однакових значеннях деформації:

$$F_W(W) = \sum_{i=1}^n F_{Wi}(W); \quad \Pi_W(W) = \sum_{i=1}^n \Pi_{Wi}(W) \quad (1.3)$$

де n - число амортизаторів в системі,

$F_{Wi}(W)$ - силова ударна характеристика амортизатора i в напрямку W ;

$\Pi_{wi}(W)$ - характеристика ударної енергоємності амортизатора в напрямку W .

1.3 Розрахунок системи амортизації на ударний вплив спрощеним методом

1.3.1 Визначається приріст швидкості основи під час удару:

$$\Delta \dot{\xi} = \int_0^{\tau} \sigma(t) dt, \text{ [см/с]} \quad (1.4)$$

Формули для визначення приросту швидкості основи під час удару для заданих форм ударних імпульсів приведені в таблиці 1.1

1.3.2 Визначається приріст кінетичної енергії об'єкта при ударі:

$$\Delta T = \frac{m(\Delta \dot{\xi})^2}{2}, \text{ [Н/см]}. \quad (1.5)$$

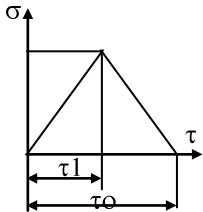
1.3.3 З умови повного переходу кінетичної енергії об'єкта в потенціальну для амортизаторів: $\Delta T = \Pi_W(W_{\max})$.

З характеристик сумарної енергоємності визначається максимальна деформація амортизаторів W_{\max} , яка відповідає потенціальній енергії $\Pi_W(W_{\max})$.

1.3.4 За сумарною силовою ударною характеристикою системи визначається реакція амортизаторів F_{\max} , що відповідає знайденій максимальній деформації W_{\max} , та максимальне прискорення об'єкта при ударі:

$$j_{\max} = \frac{F_{\max}}{m}, \left[\frac{\text{сМ}}{\text{с}^2} \right] \quad (1.6)$$

Таблиця 1.1 – Параметри еквівалентних прямокутних імпульсів

Форма ударного імпульса	Аналітична залежність $\sigma(t)$	Переміщення основи за час удару, $\Delta\xi$, см	Приріст швидкості основи за час удару, $\Delta\dot{\xi}$, см	Параметри еквівалентних прямокутних імпульсів	
				$\sigma_{\text{екв}}$, см / с ²	$\tau_{\text{екв}}$, с
Синусоїдальна	$\sigma_{\text{max}} \sin \pi t / \tau$	$\sigma_{\text{max}} \tau^2 / \pi$	$2\sigma_{\text{max}} \tau / \pi$	$2\sigma_{\text{max}} / \pi$	τ
Косинусоїдальна	$\sigma_{\text{max}} \cos \pi t / 2\tau$	$4 \sigma_{\text{max}} \tau^2 / \pi^2$	$2\sigma_{\text{max}} \tau / \pi$	$\sigma_{\text{max}} / 2$	$4 \tau / \pi$
Трикутна 	При $0 < t < \tau_1$ $\sigma_{\text{max}} t / \tau_1$ При $\tau_1 < t < \tau_0$ $\sigma_{\text{max}} (\tau_0 - t) / (\tau_0 - \tau_1)$	$\frac{\sigma_{\text{max}} \tau (2\tau_0 - \tau_1)}{6}$	$\sigma_{\text{max}} \tau / 2$	$\frac{3 \sigma_{\text{max}} \tau}{4 (2\tau_0 - \tau_1)}$	$\frac{2 (2\tau_0 - \tau_1)}{3}$

1.3.5. Умовою спроможності спрощеного методу є співвідношення:

$$\frac{\Pi_W(\Delta\xi)}{\Delta T} \leq 0,2 \quad (1.7)$$

де $\Delta\xi = \int_0^{\tau} dt \int_0^{\tau} \sigma(t) dt$ - переміщення основи під час удару,

$\Pi_W(\Delta\xi)$ - потенціальна енергія амортизаторів при їх деформації на величину $\Delta\xi$.

Формули для розрахунку переміщення основи під час удару для заданих форм ударних імпульсів приведено в таблиці 1.1, а значення $\Pi_W(\Delta\xi)$ визначаються за характеристикою ударної енергоємності.

1.4 Розрахунок системи амортизації на ударний вплив методом еквівалентних прямокутних імпульсів

1.4.1 Визначаються параметри еквівалентного прямокутного імпульсу. Вважаючи, що два удари різної форми однаково впливають на амортизований об'єкт, якщо переміщення основи та приріст його швидкості однакові в обох випадках, то:

$$\begin{cases} \Delta\xi = \Delta\xi_{екв.} \\ \Delta\dot{\xi} = \Delta\dot{\xi}_{екв.} \end{cases} \quad (1.8)$$

де $\Delta\xi_{екв} = \frac{\sigma_{екв} \cdot \tau_{екв}^2}{2}$ - переміщення основи при впливі еквівалентного прямокутного імпульсу;

$\Delta\dot{\xi}_{екв} = \sigma_{екв} \cdot \tau_{екв}$ - приріст швидкості основи під час дії еквівалентного прямокутного імпульсу. Розв'язуючи систему рівнянь

$$\int_0^{\tau} dt \int_0^{\tau} \sigma(t) dt = \frac{\sigma_{екв} \cdot \tau_{екв}^2}{2}$$

$$\int_0^{\tau} \sigma(t) dt = \sigma_{екв} \cdot \tau_{екв}$$

відносно $\sigma_{екв}$ та $\tau_{екв}$, можна отримати параметри еквівалентних прямокутних імпульсів. Формули для їх розрахунку при заданих формах ударних впливів приведені в таблиці 1.1

1.4.2 Обчислюється залежність швидкості деформації амортизаторів під час удару \dot{W} від деформації W

$$\dot{W} = \sqrt{2 \cdot \left(\sigma_{екв} \cdot W - \frac{\Pi_W(W)}{m} \right)}, \text{ [см/с]}, \quad (1.9)$$

де $\Pi_W(W)$ – потенціальна енергія амортизаторів при деформації W , яка визначається за графіком сумарної енергоємності системи, [Н/см].

Розрахунок за вказаною формулою слід вести за точками, які знаходяться одна від одної на відстані $\Delta W = \frac{\Delta \xi}{K}$, де $K = 5 \dots 10$. На основі розрахунків будується графік залежності $\dot{W}(W)$.

1.4.3. Будується графік залежності деформації амортизаторів від часу t . Для цього за графіком $\dot{W}(W)$ визначається середнє значення швидкості деформації $\dot{W}_{к.ср}$.

Відрізки часу, в яких відбувається деформація амортизаторів на величину ΔW_k , визначають за формулою

$$\Delta t_k = \frac{\Delta W_k}{\dot{W}_{к.ср}}, \text{ [с]}. \quad (1.10)$$

Отримані значення Δt_k послідовно додають. За результатами розрахунків будується графік $W(t)$. Побудову графіків $\dot{W}(W)$ та $W(t)$ закінчують, коли $t = \tau_{екв}$ (це відповідає закінченню еквівалентного прямокутного імпульсу). Приклад побудови графіків $\dot{W}(W)$ та $W(t)$ наведено на рисунку 1.1.

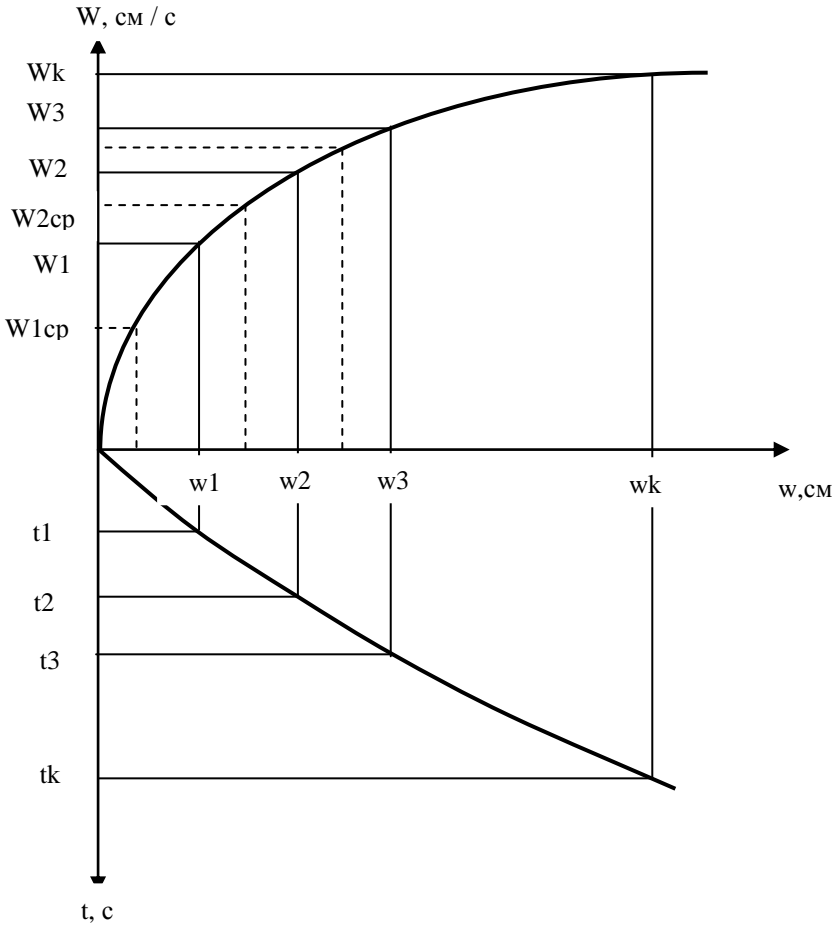


Рисунок 1.1 – Приклад побудови графіків

1.4.4 Визначають значення швидкості об'єкта $\dot{W}(\tau_{екв})$ та деформації амортизаторів $W(\tau_{екв})$, використовуючи отримані графіки.

1.4.5 Повну енергію системи визначають за формулою:

$$P_w(W_{max}) = P_w \left[\dot{W}(\tau_{екв}) \right] \frac{m \cdot \left[\dot{W}(\tau_{екв}) \right]^2}{2} \quad (1.11)$$

де: $P_w[W(\tau_{екв})]$ - потенціальна енергія амортизаторів, що відповідає деформації в кінці удару (в момент часу $t = \tau_{екв}$), визначається за характеристикою сумарної енергоємності системи,

$$\frac{m \cdot \left[\dot{W}(\tau_{екв}) \right]^2}{2} - \text{кінетична енергія амортизаторів, що відповідає}$$

швидкості в кінці удару (в момент часу $t = \tau_{екв}$).

1.4.6 За графіком сумарної енергоємності системи визначається максимальна деформація амортизаторів W_{max} при вільному русі об'єкта, що відповідає значенню повної енергії системи $P_w(W_{max})$ для моменту часу $t = \tau_{екв}$.

1.4.7 За графіком сумарної силової ударної характеристики системи визначається максимальна реакція амортизаторів F_{max} , що відповідає максимальній деформації W_{max} .

1.4.8 Визначається максимальне прискорення об'єкта за формулою:

$$j_{max} = \frac{F_{max}}{m} \quad (1.12)$$

2 ЗАВДАННЯ НА ПІДГОТОВКУ ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Ознайомитись з теоретичними відомостями з розрахунків систем амортизації.

3 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

3.1 Удари та їх вплив на РЕЗ.

3.2 Які припущення вводяться при спрощеному розрахунку системи амортизації на ударні впливи?

3.3 Які припущення вводяться при розрахунку системи амортизації на ударні впливи за методом еквівалентних прямокутних імпульсів?

3.4 За яких умов можна провести статичні розрахунки системи з чотирьох амортизаторів?

3.5 Як вибирається типорозмір амортизатора?

3.6 Як будуються сумарні силова та енергетична характеристики?

3.7 В чому полягає методика спрощеного розрахунку системи амортизації на ударні впливи?

3.8 Яка умова спроможності спрощеного методу?

3.9 Яка умова еквівалентності імпульсів?

3.10 Як визначаються параметри еквівалентних прямокутних імпульсів для синусоїдального імпульсу?

3.11 Як визначаються параметри еквівалентних прямокутних імпульсів для косинусоїдального імпульсу?

3.12 Як визначаються параметри еквівалентних прямокутних імпульсів для трикутного імпульсу?

3.13 Залежність швидкості деформації амортизаторів під час удару W від деформації W .

3.14 Як будується графік залежності деформації амортизаторів від часу t ?

3.15 Як визначається повна енергія системи ?

3.16 Як визначається максимальне прискорення об'єкта ?

4 ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ РОБОТИ

4.1 Отримати вихідні дані для розрахунків згідно з варіантом. До вихідних даних входять:

- схематичне креслення системи, включаючи габарити, положення центра мас та координати точок кріплення амортизаторів (рисунки А.1 та таблиця А.1 додатку А),

- маса системи (таблиця А.2 додатку А),

- тип амортизаторів та параметри зовнішнього впливу (таблиця А.4 додатку А).

4.2 Розрахувати координати точок кріплення амортизаторів відносно центра мас.

4.3 Визначити силу тяжіння блока та реакції амортизаторів за формулами (1.1).

4.4 Вибрати типорозміри амортизаторів.

4.5 Побудувати сумарні характеристики: силову ударну та ударної енергоємності для обраних типорозмірів амортизаторів.

4.6 Провести розрахунок системи амортизації на ударний вплив спрощеним методом за методикою, описаною у підрозділі 1.3.

4.7 Перевірити спроможність спрощеного методу за умовою 1.7. Зробити висновки.

4.8 Провести розрахунок системи амортизації на ударний вплив методом еквівалентних прямокутних імпульсів за методикою, описаною у підрозділі 1.4. Результати розрахунків для побудови графіків занести у таблиці за формою таблиць 4.1 та 4.2.

Таблиця 4.1 – Розрахунки до побудови графіка залежності

$\dot{W}(W)$

$W, \text{см}$	$\sigma_{\text{екв}} W, \frac{\text{см}^2}{\text{с}^2}$	$\Pi_W(W), H \cdot \text{с}$	$\dot{W}, \frac{\text{см}}{\text{с}}$
W_1			
W_2			
W_k			

Таблиця 4.2 – Розрахунки до побудови графіка залежності $W(t)$

$W, \text{см}$	$\Delta W_k, \text{см}$	$\Delta \dot{W}_{\text{ср}}, \frac{\text{см}}{\text{с}}$	$\Delta t_k, \text{с}$	$t = \sum_{k=1}^n t_k, \text{с}$
W_1				
W_2				
$W(\tau_{\text{екв}})$				

4.9 Визначити максимальне прискорення об'єкта за формулою 1.12 та ослаблення удару.

4.10 Оцінити погрішність спрощеного метода за умовою:

$$\sigma = \frac{j_{\max} - j_{\max np}}{j_{\max}} * 100\% < 20\% \quad (4.1)$$

4.11 Зробити висновки.

Примітка. Розрахунки слід проводити з заданням лінійних розмірів у см, оскільки при виконанні розрахунків використовуються експериментальні дані, що наведені у НТД у системі СГС.

5 ЗМІСТ ЗВІТУ

5.1 Вихідні дані до розрахунків згідно з варіантом.

5.2 Схематичне креслення системи з указівкою розмірів та точок кріплення амортизаторів.

5.3 Результати статичних розрахунків, типорозміри вибраних амортизаторів та їх параметри.

5.5 Силові та енергетичні характеристики обраних амортизаторів та сумарні характеристики – силова ударна та ударної енергоємності на міліметровому папері.

5.6 Розрахунки максимального прискорення об'єкта спрощеним методом, оцінка його спроможності.

5.7 Розрахунки максимального прискорення об'єкта методом еквівалентних прямокутних імпульсів.

5.8 Графіки залежностей \dot{W} (W) та $W(t)$.

5.9 Порівняння результатів розрахунків.

5.10 Висновки.

ЛІТЕРАТУРА

1 Карпушин В.Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. М.: Сов. радио, 1971, - 344 с.

2 РТМ “Амортизация РЭА, ее узлов и элементов“, ч. 2, НО. 445.003. Ред. 1-66, 1966.

3 РТМ “Амортизаторы разные металлические. Типы. Основные параметры и размеры”, НО.445.004. 1959.

Додаток А

Вихідні дані до розрахунків

Кожен студент виконує розрахунки згідно з варіантом, який являє собою тризначне число.

За першою цифрою вибираються габарити блока та положення центра тяжіння з таблиці А.1.

За другою цифрою вибираються інерційні параметри системи з таблиці А.2.

За третьою цифрою вибираються параметри зовнішнього впливу та тип амортизатора: для лабораторних робіт № 1 та 2 – з таблиці А.3, для лабораторної роботи № 3 – з таблиці А.4.

Схематичне креслення блока з амортизаторами приведене на рис. А.1.

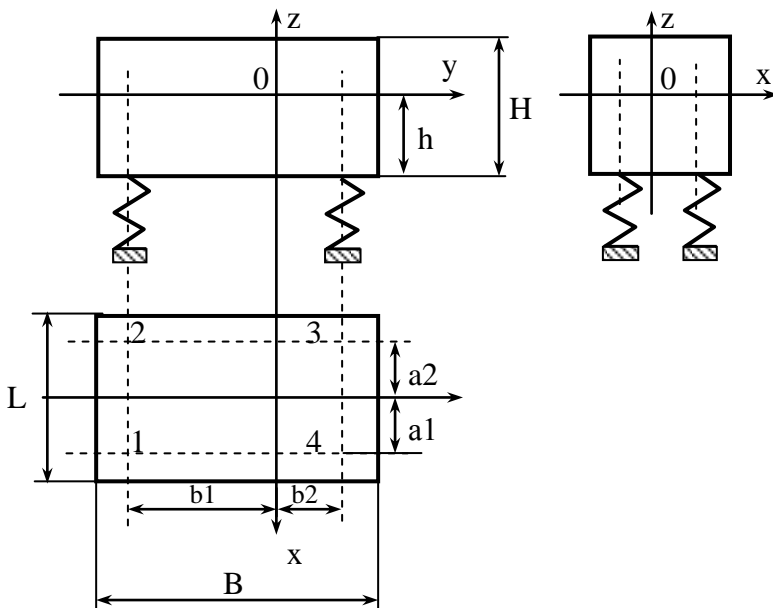


Рисунок А.1 – Схематичне креслення блока з амортизаторами

Таблиця А.1 – Габаритні розміри блока та координати точок кріплення амортизаторів

Варіант	Розміри, м							
	B	b1	b2	L	a1	a2	H	h
1	0,350	0,250	0,100	0,250	0,125	0,125	0,200	0,100
2	0,370	0,175	0,175	0,250	0,100	0,150	0,250	0,125
3	0,400	0,150	0,250	0,200	0,100	0,100	0,220	0,110
4	0,320	0,140	0,200	0,220	0,120	0,120	0,180	0,100
5	0,280	0,200	0,100	0,180	0,080	0,080	0,190	0,120
6	0,325	0,220	0,105	0,160	0,080	0,080	0,210	0,105
7	0,360	0,190	0,170	0,240	0,120	0,120	0,230	0,100
8	0,320	0,170	0,170	0,200	0,140	0,100	0,260	0,130
9	0,290	0,160	0,130	0,210	0,105	0,105	0,170	0,085
0	0,300	0,100	0,200	0,200	0,100	0,100	0,215	0,100

Таблиця А.2 – Інерційні параметри об'єкта

Варіант	Маса, м, кг	Моменти інерції, кг м ²		
		J _{xx}	J _{yy}	J _{zz}
1	18	0,850	0,700	0,880
2	20	0,900	0,720	0,900
3	22	0,910	0,735	0,875
4	24	0,920	0,750	0,920
5	26	0,950	0,775	0,912
6	28	0,980	0,770	0,855
7	30	1,000	0,780	0,932
8	32	1,020	0,800	0,947
9	25	1,030	0,820	0,854
0	29	1,050	0,815	0,913

Таблиця А.3 – Тип амортизатора та параметри вібрацій

Варіант	Тип амортизатора	Параметри вібрацій в напрямку Z	
		Частота, f, Гц	Прискорення, g
1	АП	50	2
2	АД	60	3
3	АФД	70	4
4	АПН	75	5
5	АП	80	6
6	АД	100	7
7	АФД	75	6
8	АПН	80	5
9	АП	70	4
0	АД	50	3

Таблиця А.4 – Тип амортизатора та параметри удару

Варіант	Тип амортизатора	Форма імпульсу	Параметри удару	
			σ_{\max} , g	τ , c
1	АП	синусоїдальна	3,0	0,020
2	АД	косинусоїдальна	4,0	0,015
3	АПН	трикутна	5,0	0,012
4	АФД	синусоїдальна	7,5	0,010
5	АП	косинусоїдальна	8,0	0,008
6	АД	трикутна	9,0	0,008
7	АПН	синусоїдальна	10,0	0,005
8	АФД	косинусоїдальна	12,0	0,005
9	АП	трикутна	15,0	0,004
0	АД	синусоїдальна	2,0	0,015

Додаток Б
Приклад розрахунку системи амортизації на
вібраційний вплив

Б.1 Вихідні дані для розрахунків:

Схема блока з точками кріплення амортизаторів -
 згідно з рис. А.1

B=	350	мм =	0,350	м
b1 =	225	мм =	0,225	м
b2 =	85	мм =	0,085	м
L=	250	мм =	0,250	м
a1 = a2 =	115	мм =	0,115	м
H=	200	мм =	0,200	м
h =	0,6	Н =	0,120	м
g =	9,81	м / с ²		

Таблиця Б.1 - Параметри блока та зовнішнього впливу

Маса, кг	Моменти інерції, кг м ²			Частота	Прискор.
m	J _{xx}	J _{yy}	J _{zz}	f, Гц	j, g
20	0,90	0,75	1,00	100	3

Тип амортизатора АД
 [j] = 1,5 g = 14,715 м / с²

Таблиця Б.2 - Координати точок кріплення амортизаторів

№ амортизатора	Координати точок кріплення, м		
	X _i	Y _i	Z _i
1	0,115	-0,225	-0,12
2	-0,115	-0,225	-0,12
3	-0,115	0,085	-0,12
4	0,115	0,085	-0,12

Б.2 Визначення статичного навантаження на амортизатори та
вибір типорозміра:

Б.2.1 Визначення сили тяжіння блока:

$$P = mg = 20 \quad * \quad 9,81 \quad = \quad 196,2 \quad \text{Н}$$

Б.2.2 Визначення статичного навантаження

Умови статичної рівноваги системи мають вигляд:

$$\sum_{i=1}^n P_i = P \quad \sum_{i=1}^n P_i X_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n P_i Y_i = 0$$

$$P_1 = P_2 = \frac{P b_2}{2 (b_1 + b_2)} \quad P_3 = P_4 = \frac{P b_1}{2 (b_1 + b_2)}$$

$$P_1 = P_2 = \frac{2 \left[0,225 + 0,085 \right]}{196,2} = 26,898 \quad \text{Н}$$

$$P_3 = P_4 = \frac{2 \left[0,225 + 0,085 \right]}{196,2} = 71,202 \quad \text{Н}$$

Згідно з заданим типом амортизаторів та статичним навантаженням вибираються типорозміри амортизаторів:

$$\text{АД} \quad -8 \quad \text{АД} \quad -7$$

Б.3 Розрахунок компенсуючих прокладок

Для вибраних типорозмірів за статичними характеристиками амортизаторів визначаються значення статичних деформацій

Таблиця Б.3 - Розрахунок компенсуючих прокладок

Елемент розрахунку	Дані розрахунків для амортизаторів			
	1	2	3	4
Габаритні висоти ненавантажених амортизаторів, h_i , м	0,040	0,040	0,042	0,042
Різниця габаритних висот, $h_1 - h_i$, м	0,002	0,002	0	0
Статичне навантаження, P_i , Н	26,898	26,898	71,202	71,202
Статична деформація, W_i , м	0,006	0,006	0,007	0,007
Різниця статичних деформ., $W_i - W_1$, м	-0,001	-0,001	0	0
Товщина прокладок, Δi , м	0,001	0,001	0	0

Б.4 Розрахунок власних резонансних частот системи

Б.4.1 Розрахунок амплітуди вібрації основи:

$$A = \frac{j_{\text{осн}}}{4 \pi^2 f^2} = \frac{29,430}{39,48 * 10000} = 0,000075 \text{ м} = 0,0075 \text{ см}$$

Б.4.2 Визначення жорсткісних характеристик амортизаторів
Жорсткісні характеристики амортизаторів визначаються за динамічними характеристиками в залежності від типу амортизатора, амплітуди вібрації основи та статичного навантаження.

Таблиця Б.4 - Жорсткісні характеристики амортизаторів

Елемент розрахунку	Характеристики амортизаторів			
	1	2	3	4
Статичне навантаження, P_i , Н	26,898	26,898	71,202	71,202
Динамічна жорсткість в напрямку осей U , V , Н / см	220	220	400	400
Динамічна жорсткість в напрямку осі W , Н / см	180	180	320	320

Б.4.3 Визначення жорсткісних параметрів системи амортизації

$$C_{gu} = \sum_{i=1}^n C_{gui} = 1240 \text{ Н/см} = 124000 \text{ Н / м}$$

$$C_{gv} = \sum_{i=1}^n C_{gvi} = 1240 \text{ Н/см} = 124000 \text{ Н / м}$$

$$C_{gw} = \sum_{i=1}^n C_{gwi} = 1000 \text{ Н/см} = 100000 \text{ Н / м}$$

Б.4.4 Визначення поворотних жорсткостей системи амортизації

$$C_{nx} = \sum_{i=1}^n (C_{gwi} Y_i^2 + C_{gvi} Z_i^2)$$

$$C_{ny} = \sum_{i=1}^n (C_{gui} Z_i^2 + C_{gwi} X_i^2)$$

$$C_{nz} = \sum_{i=1}^n (C_{gui} Y_i^2 + C_{gwi} X_i^2)$$

Розрахунки приведені в таблиці Б.5

Таблиця Б.5 - Розрахунок поворотних жорсткостей

Амортиз.		1	2	3	4
X_i	м	0,115	-0,115	-0,115	0,115
Y_i	м	-0,225	-0,225	0,085	0,085
Z_i	м	-0,12	-0,12	-0,12	-0,12
C_{gui}	Н/м	22000	22000	40000	40000
C_{gvi}	Н/м	22000	22000	40000	40000
C_{gwi}	Н/м	18000	18000	32000	32000
$C_{gui} Y_i^2$	Н м	1113,75	1113,75	289	289
$C_{gui} Z_i^2$	Н м	316,8	316,8	576	576
$C_{gvi} X_i^2$	Н м	290,95	290,95	529	529
$C_{gvi} Z_i^2$	Н м	316,8	316,8	576	576
$C_{gwi} X_i^2$	Н м	238,05	238,05	423,2	423,2
$C_{gwi} Y_i^2$	Н м	911,25	911,25	231,2	231,2

$$C_{nx} = 2284,9 \quad + \quad 1785,6 \quad = \quad 4070,5 \quad \text{Н м}$$

$$C_{ny} = 1785,6 \quad + \quad 1322,5 \quad = \quad 3108,1 \quad \text{Н м}$$

$$C_{nz} = 2805,5 \quad + \quad 1639,9 \quad = \quad 4445,4 \quad \text{Н м}$$

Б.4.5 Визначення натуральних частот системи амортизації.

а) Парціальні поступові частоти:

$$P^2_u = \frac{C_{gu}}{m} = \frac{124000}{20} = 6200,00 \quad 1/c^2$$

$$P^2_v = \frac{C_{gv}}{m} = \frac{124000}{20} = 6200,00 \quad 1/c^2$$

$$P^2_w = \frac{C_{gw}}{m} = \frac{100000}{20} = 5000,00 \quad 1/c^2$$

б) Парціальні поворотні частоти:

$$P^2_x = \frac{C_{nx}}{J_{xx}} = \frac{4070,5}{0,9} = 4522,78 \quad 1/c^2$$

$$P^2_y = \frac{C_{ny}}{J_{yy}} = \frac{3108,1}{0,75} = 4144,13 \quad 1/c^2$$

$$P^2_z = \frac{C_{nz}}{J_{zz}} = \frac{4445,4}{1} = 4445,40 \quad 1/c^2$$

Б.4.6 Визначення діапазона власних частот системи амортизації:

Власні резонансні частоти системи визначаються з урахуванням зв'язності коливань

Для системи з двома площинами симетрії (XOZ и YOZ) існують дві групи зв'язних координат та дві незв'язні координати:

[x - w], [z - u], [y], [v].

Діапазон власних резонансних частот визначають нерівності:

$$\frac{1}{P^2_x} + \frac{1}{P^2_w} < \lambda^2_{1,2} < (P^2_x + P^2_w)$$

$$\frac{1}{P^2_u} + \frac{1}{P^2_z} < \lambda^2_{3,4} < (P^2_u + P^2_z)$$

$$\lambda_5^2 = P^2y$$

$$\lambda_6^2 = P^2v$$

Для системи з однією площиною симетрії (YOZ) існують дві групи зв'язних координат:

$$[x - v - w], [u - y - z].$$

Діапазон власних резонансних частот визначають нерівності:

$$\frac{1}{\frac{1}{P^2x} + \frac{1}{P^2v} + \frac{1}{P^2w}} < \lambda_{1,2}^2 < (P^2x + P^2v + P^2w)$$

$$\frac{1}{\frac{1}{P^2u} + \frac{1}{P^2y} + \frac{1}{P^2z}} < \lambda_{3,4}^2 < (P^2u + P^2y + P^2z)$$

Для заданої системи:

$$\begin{array}{cccccc} 41,44 & < & \lambda_{1,2} & < & 125,39 & 1/c \\ 39,92 & < & \lambda_{3,4} & < & 121,61 & 1/c \end{array}$$

Повний діапазон власних частот:

$$\begin{array}{cccccc} 39,92 & < & \lambda & < & 125,39 & 1/c \\ 6,35 & < & f & < & 19,96 & \Gamma\text{ц} \end{array}$$

Зарезонансна область:

$$f \min = \frac{\lambda \max}{2 \pi} = \frac{125,39}{4,44} = 28,22 \quad \Gamma\text{ц}$$

$$\begin{array}{ccc} \text{Частота зовнішнього впливу:} & f = & 100 \quad \Gamma\text{ц} \\ f & > & f \min \end{array}$$

Частота зовнішнього впливу лежить в зарезонансній області

Система спроектована правильно

Б.5 Визначення коефіцієнта динамічності.

Б.5.1 Визначення динамічного коефіцієнта демпфірування:

Таблиця Б.6 - Розрахунок динамічного коефіцієнта демпфірування

Елемент	Амортизатор			
	1	2	3	4
розрахунку				
Статична нагрузка, P_i , Н	26,898	26,898	71,202	71,202
Динамічний коефіцієнт, K_{gw} , Нс/см	0,2	0,2	0,8	0,8

$$K_{gw} = \sum_{i=1}^n K_{gwi} = 2 \text{ Н с/см} = 200 \text{ Н с/м}$$

Б.5.2 Визначення коефіцієнта динамічності:

$$\frac{1}{\gamma} = \sqrt{\frac{\lambda^4 + \frac{K_{gw}^2 \lambda_B^2}{m^2}}{[\lambda^2 - \lambda_B^2]^2 + \frac{K_{gw}^2 \lambda_B^2}{m^2}}}$$

$$\lambda_B = 2 \pi f = 628,32 \text{ 1 / с}$$

$$\frac{1}{\gamma} = \sqrt{\frac{2,47E+08 + \frac{1,58E+10}{400}}{[-379061,4]^2 + \frac{1,58E+10}{400}}} = 0,045$$

Б.5.3 Прискорення блока:

$$j_{\text{бл}} = \frac{j_{\text{осн}}}{g} \cdot \frac{1}{\gamma} = \frac{3}{< \text{g}} \cdot 0,045 = 1,5 \text{ g}$$

Система спроектована вірно

Додаток В
Приклад розрахунку системи амортизації на
ударний вплив

В.1 Вихідні дані для розрахунків:

Схема блока з точками кріплення амортизаторів -
 згідно з рис. А.1

$B =$	350	мм =	35	см
$b_1 =$	225	мм =	22,5	см
$b_2 =$	85	мм =	8,5	см
$L =$	250	мм =	25	см
$a_1 = a_2 =$	115	мм =	11,5	см
$H =$	200	мм =	20	см
$h =$	0,6	Н =	12	см
$g =$	9,81	м / с ²		
$m =$	42,0	кг		

На об'єкт діє ударний вплив вертикального напрямку з
 максимальною амплітудою прискорення

$$\sigma_{\max} = 6g = 58,86 \text{ м/с}^2$$

Тривалість імпульса синусоїдальної форми:

$$\tau = 0,01 \text{ с}$$

В.2 Визначення статичного навантаження на амортизатори та
вибір типорозміра:

В.2.1 Визначення сили тяжіння блока:

$$P = mg = 42,0 \text{ кг} \quad * \quad 9,81 =$$

$$= 412,02 \text{ Н}$$

В.2.2 Визначення статичного навантаження на кожну пару
 амортизаторів

Умови статичної рівноваги системи мають вигляд:

$$\sum_{i=1}^n P_i = P \qquad \sum_{i=1}^n P_i X_i = 0 \qquad \sum_{i=1}^n P_i Y_i = 0$$

$$\begin{array}{rcl}
 P1 = & P2 = & \frac{P \cdot b2}{2(b1 + b2)} \\
 & & \frac{412,02 \cdot 22,5}{2 \cdot 412,02 + 8,5} \\
 P1 = P2 = & & = 149,523 \text{ Н} \\
 P3 = P4 = & & = 56,487 \text{ Н} \\
 \text{Перевірка:} & & \\
 2 & 149,523 & + \quad 56,487 \quad = \quad 412,02 \quad \text{Н}
 \end{array}$$

Згідно з заданим типом амортизаторів та статичним навантаженням вибираються типорозміри амортизаторів:

Амортизатори 1, 2: АД -15
 Амортизатори 3, 4: АД -7

В.3 Побудова сумарних характеристик

Шляхом складання ординат силових ударних характеристик та характеристик ударної енергоємності вибраних амортизаторів побудовані сумарні ударні характеристики системи $F_w(w)$ та $P_w(w)$

В.4 Розрахунок системи амортизації спрощеним методом

Приріст швидкості основи за час удару для синусоїдального імпульса:

$$\Delta \xi = \frac{2}{\pi} \cdot \sigma_{\max} \cdot \tau$$

$$\Delta \xi = 37,471 \text{ см / с}$$

Приріст кінетичної енергії об'єкта при ударі:

$$\Delta T = \frac{m \cdot (\Delta \xi)^2}{200}$$

$$\Delta T = 294,86 \text{ Н см}$$

Приймаючи $P_w(W_{\max}) = \Delta T$, за характеристикою сумарної

енергоємності визначаємо максимальну деформацію амортизатора

$$W_{\max} = 0,51 \text{ см}$$

Для $W_{\max} = 0,51 \text{ см}$ за сумарною силовою ударною характеристикою визначаємо реакцію амортизаторів F_{\max} та максимальне прискорення об'єкта:

$$F_{\max} = 1400,0 \text{ Н}$$

$$J_{\max} = \frac{F_{\max}}{m} = 3,4 \text{ g}$$

Перевірка спроможності спрощеного метода:

Визначається переміщення основи за час удару:

$$\Delta \xi = \frac{\sigma_{\max} \cdot \tau^2}{\pi}$$

$$\Delta \xi = 0,19 \text{ см}$$

За сумарною характеристикою ударної енергоємності:

$$Pw(\Delta \xi) = 38,0 \text{ Н см}$$

$$\frac{Pw(\Delta \xi)}{\Delta T} = 0,13 < 0,2$$

Результат розрахунку за спрощеним методом можна вважати точним

В.5 Розрахунок системи амортизації методом еквівалентних прямокутних імпульсів

Параметри еквівалентних прямокутних імпульсів:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{2}{\pi} \cdot \sigma_{\max}$$

$$\text{бекв} = 3747,25 \quad \text{см/с}^2$$

$$\tau_{\text{екв}} = \tau = 0,01 \quad \text{с}$$

Розраховується швидкість переміщення основи в залежності від деформації. Результати приведені в табл. В.1
Графік залежності приведений на рис. В.1

Таблиця В.1 - Розрахунки для побудови графіка $W(w)$.

w , см	$\sigma_{екв}w$, $\text{см}^2/\text{с}^2$	$\Pi w(w)$, Нсм	W , $\text{см}/\text{с}$
0,05	187,36	4	18,86
0,10	374,73	12	26,31
0,15	562,09	24	31,78
0,20	749,45	42	36,04
0,25	936,81	66	39,49

Розраховується залежність $w(t)$. Результати розрахунків зведені в таблицю В.2, за якою будується графік $w(t)$ (рис.В.1).

Таблиця В.2 - Розрахунки для побудови графіка $w(t)$.

w , см	Δw , см	$W_{ср}$, $\text{см}/\text{с}$	Δt_k , с	t , с
0,05	0,05	12,5	0,0040	0,0040
0,10	0,05	23,0	0,0022	0,0062
0,15	0,05	29,5	0,0017	0,0079
0,20	0,05	34,5	0,0014	0,0093
0,25	0,05	37,5	0,0013	0,0107

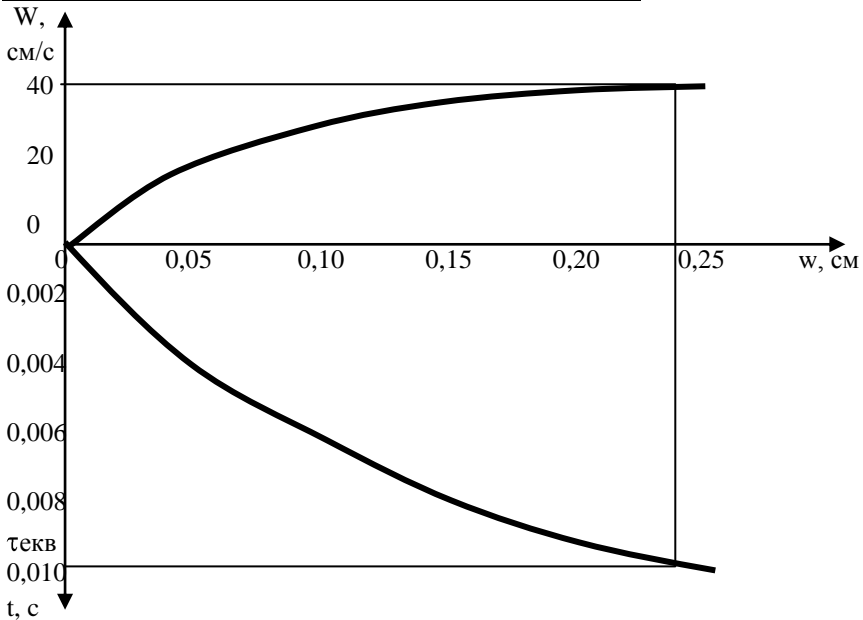


Рисунок В.1 – Побудова графіків для розрахунків

З графіків визначаємо:

$$W(\tau_{\text{екв}}) = 37,5 \text{ см/с}$$

$$w(\tau_{\text{екв}}) = 0,225 \text{ см}$$

$$P_w(w(\tau_{\text{екв}})) = 52,0 \text{ Н см}$$

Повна енергія об'єкта:

$$P_w(W_{\text{max}}) = P_w[W(\tau_{\text{екв}})] + \frac{m[\dot{W}(\tau_{\text{екв}})]^2}{200}$$

$$P_w(W_{\text{max}}) = 347,31 \text{ Н см}$$

Максимальна деформація амортизаторів при

$$P_w(W_{\text{max}}) = 347,31 \text{ Н см}$$

$$W_{\text{max}} = 0,54 \text{ см}$$

Максимальна реакція амортизаторів:

$$F_{\text{max}} = F_w(W_{\text{max}}) = 1600 \text{ Н}$$

Максимальне прискорення об'єкта:

$$F_{\text{max}}$$

$$J_{\text{max}} = \frac{\quad}{m} = 3,883 \text{ g}$$

Ослаблення удару:

$$n = \frac{58,86}{38,10} = 1,545 \text{ рази}$$

$$\varepsilon = \frac{\text{Погрішність спрощеного метода:}}{3,88 \text{ g}} = \frac{-3,4 \text{ g}}{3,88 \text{ g}} \cdot 100\% = 12,50 \%$$