

Лекції 15-18 Ю. Ф. Лазарєв 20 янвря 2015 р.

НТУУ "Київський політехнічний інститут"

Кафедра приладів і систем орієнтації і навігації

Ю. Ф. Лазарєв

Лекції

з навчальної дисципліни

"Основи теорії чутливих елементів систем орієнтації – 3"

Ч. 4. Лекції 15 - 18

Розділ 2. Деякі прикладення теорії

Тема 2.2. Теорія пасивного віброзахисту

Київ – 2015

Зміст

Лекція 15. Теорія пасивного віброзахисту	3
15.1. Постановка задачі віброзахисту	3
15.2. Теорія лінійної амортизації	4
15.3. Дія удару на лінійну систему амортизації	6
Контрольні запитання	11
Лекція 16. Внутрішнє тертя при деформаціях пружних елементів	12
Контрольні запитання	16
Лекція 17. Віброзахисні системи з внутрішнім тертям	17
Контрольні запитання	19
Лекція 18. Системи амортизації із сухим тертям	20
Контрольні запитання	23
Запитання до теми	24
Абетковий показчик	25

Лекція 15. Теорія пасивного віброзахисту

Розглянемо задачу, що становить практичний інтерес для інженерів, які проектують прилади і обладнання, призначені працювати в умовах інтенсивної вібрації основи, – задачу пасивного віброзахисту, що полягає у мінімізації шкідливого впливу вібрації основи на працездатність проектованого пристрою (у випадку приладу – на точність) за рахунок установлення між основою і пристроєм пружно-демпфівального елемента (амортизатора).

15.1. Постановка задачі віброзахисту

Вирішуватимемо задачу віброзахисту на прикладі одномасової коливальної системи з одним ступенем вільності.

Амортизований об'єкт (АО) масою m з'єднано за допомогою амортизатора, який складається з пружини П і демпфера Д, з основою, що здійснює рух уздовж осі X (рис. 15.1).

Позначимо: $\xi_0(t)$ – абсолютне (тобто відносно інерціального простору) переміщення основи;

$\xi(t)$ – абсолютне переміщення центру мас АО; $x = \xi - \xi_0$ – переміщення АО відносно основи;

$P(x, \dot{x})$ – сила, що діє на АО з боку амортизатора.

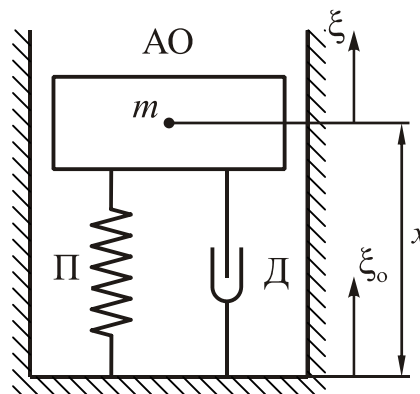


Рис. 15.1. Схема одномасової системи пасивного віброзахисту

Оскільки амортизатор (пружину й демпфер) надалі вважатимемо безінерційним носієм пружних й дисипативних властивостей, що визначаються лише відносним переміщенням x і відносною швидкістю \dot{x} , називатимемо його пружно-демпфівальним елементом (ПДЕ).

Призначення системи віброзахисту – зменшення силової дії на АО з боку амортизатора при вібрації основи по відношенню до дії на нього при абсолютно жорсткому з'єднанні АО з основою.

Рівняння руху розглядуваної коливальної системи має вигляд

$$m\ddot{\xi} + P(x, \dot{x}) = 0. \quad (15.1)$$

Це рівняння можна записати й так:

$$m\ddot{x} + P(x, \dot{x}) = -m\ddot{\xi}_0. \quad (15.2)$$

У випадку абсолютно жорсткого з'єднання АО з основою відносно переміщення x дорівнює нулю, бо АО переміщується у просторі разом з основою як одне ціле. Водночас, очевидно, дорівнює нулю і відносна швидкість АО і його відносне прискорення. Тому з рівняння (15.2) можна знайти реакцію амортизатора при абсолютно жорсткому з'єднанні АО з основою:

$$P_{\text{аб.ж}} = -m\ddot{\xi}_0.$$

Силу інерції, що дорівнює добутку маси АО на прискорення основи, вважатимемо збурювальною силою.

Неважко побачити, що головним призначенням уведення пружно-демпфівального елемента (амортизатора) між основою і АО є зменшення силової дії ПДЕ на АО порівняно з цією збурювальною силою. Ступінь цього зменшення будемо характеризувати *коефіцієнтом віброзахисту*, під яким розумітимемо відношення максимального значення сили реакції амортизатора до максимального значення збурюючої сили:

$$k_B = \frac{|P(x, \dot{x})|_{\max}}{|P_{\text{аб.ж}}|_{\max}} = \frac{|m\ddot{\xi}(t)|_{\max}}{|m\ddot{\xi}_o(t)|_{\max}} = \frac{|\ddot{\xi}(t)|_{\max}}{|\ddot{\xi}_o(t)|_{\max}}. \quad (15.3)$$

Очевидно, що для абсолютно жорсткого з'єднання коефіцієнт віброзахисту дорівнюватиме одиниці. Якщо $k_B > 1$, то система амортизації збільшує силову дію на АО, і отже, вона не тільки не виконує свого призначення, а навпаки, робить АО менш захищеним, тобто шкодить. Система віброзахисту виконує своє призначення лише тоді, коли її коефіцієнт віброзахисту менший за одиницю.

15.2. Теорія лінійної амортизації

Лінійним будемо називати амортизатор, сила реакції якого лінійно (пропорційно) залежить від відносного переміщення і його швидкості:

$$P(x, \dot{x}) = cx + f\dot{x}, \quad (15.4)$$

де c – жорсткість пружини і f – коефіцієнт демпфірування демпфера з в'язким тертям є постійними величинами.

Визначимо коефіцієнт віброзахисту лінійного амортизатора за гармонічної вібрації основи. Розглядаючи систему амортизації як лінійну стаціонарну, на вхід якої подається гармонічний сигнал $\xi_o(t)$, робимо висновок, що усталений відгук $\xi(t)$ має являти собою також гармонічно змінювану в часі з тим самим періодом величину. Але для гармонічно змінюваних величин відношення прискорень дорівнює відношенню самих величин, тому з виразу (5.4) матимемо:

$$k_B = \frac{\ddot{\xi}_m}{\ddot{\xi}_{om}} = \frac{\xi_m}{\xi_{om}}. \quad (15.5)$$

де $\ddot{\xi}_m$ і $\ddot{\xi}_{om}$ – амплітуди віброприскорень АО і основи відповідно, а ξ_m і ξ_{om} – відповідні амплітуди **ix** абсолютних переміщень.

Отже, щоб знайти коефіцієнт віброзахисту, достатньо визначити відношення амплітуд коливань абсолютних переміщень АО (вхід) і основи (вихід). Але відношення амплітуд виходу і входу дорівнює модулю частотної передатної функції між цими входом й виходом:

$$\frac{\xi_m}{\xi_{om}} = \left| W_{\xi_o, \xi}(p) \right|_{p=j\omega} = \left| W_{\xi_o, \xi}(j\omega) \right|,$$

де ω – частота вібрації основи.

Запишемо рівняння (5.1) через абсолютні переміщення:

$$m\ddot{\xi} + f\dot{\xi} + c\xi = f\dot{\xi}_o + c\xi_o.$$

Звідси визначимо частотну передатну функцію з абсолютних переміщень:

$$W_{\xi_o, \xi}(j\omega) = \left. \frac{pf + c}{mp^2 + fp + c} \right|_{p=j\omega} = \frac{c + j\omega f}{c - m\omega^2 + j\omega f},$$

а отже, відповідно до виразу (5.5) матимемо

$$k_B = \left| W_{\xi_o, \xi}(j\omega) \right| = \sqrt{\frac{c^2 + \omega^2 f^2}{(c - m\omega^2)^2 + \omega^2 f^2}}. \quad (15.6)$$

Введемо у розгляд такі поняття: ω_0 – частота власних незгасавних коливань системи амортизації; ν – відносна частота вібрації основи; ζ – відносний коефіцієнт загасання системи амортизації, які визначаються співвідношеннями:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad \nu = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \zeta = \frac{f}{2\sqrt{cm}}.$$

Тепер коефіцієнт віброзахисту можна виразити через безрозмірні величини:

$$k_B = \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2\nu^2}{(1 - \nu^2)^2 + 4\zeta^2\nu^2}}. \quad (15.7)$$

Проаналізуємо отриманий вираз.

Передусім зазначимо, що за будь-якого значення ζ коефіцієнт віброзахисту дорівнює одиниці, якщо частота вібрації основи дорівнює нулю і якщо відносна частота вібрації $\nu = \sqrt{2}$.

Частотні характеристики коефіцієнта віброзахисту за трьох значень відносного коефіцієнта загасання $\zeta = 0; 0,1; 0,5$ зображено на рис. 15.2.

З аналізу цих характеристик випливає, що коефіцієнт віброзахисту менший за одиницю (система амортизації ослаблює силову дію вібрації на АО) лише у діапазоні частот, більших за $\omega_0\sqrt{2}$ ($\nu > \sqrt{2}$). Чим більше демпфірування, тим менше максимальне (і більше одиниці) значення коефіцієнта віброзахисту у резонансній смузі частот ($\nu \approx 1$), але тим більший цей коефіцієнт у зарезонансній смузі ($\nu \gg 1$).

З цього випливають такі основні рекомендації лінійної теорії віброзахисту.

1. Для забезпечення захисту АО від вібрації ($k_B < 1$) необхідно жорсткість амортизатора зменшити до такого значення, щоб частота власних коливань ω_0 системи амортизації була хоча б у $\sqrt{2}$ разів меншою за найменшу з можливих частот вібрації основи.

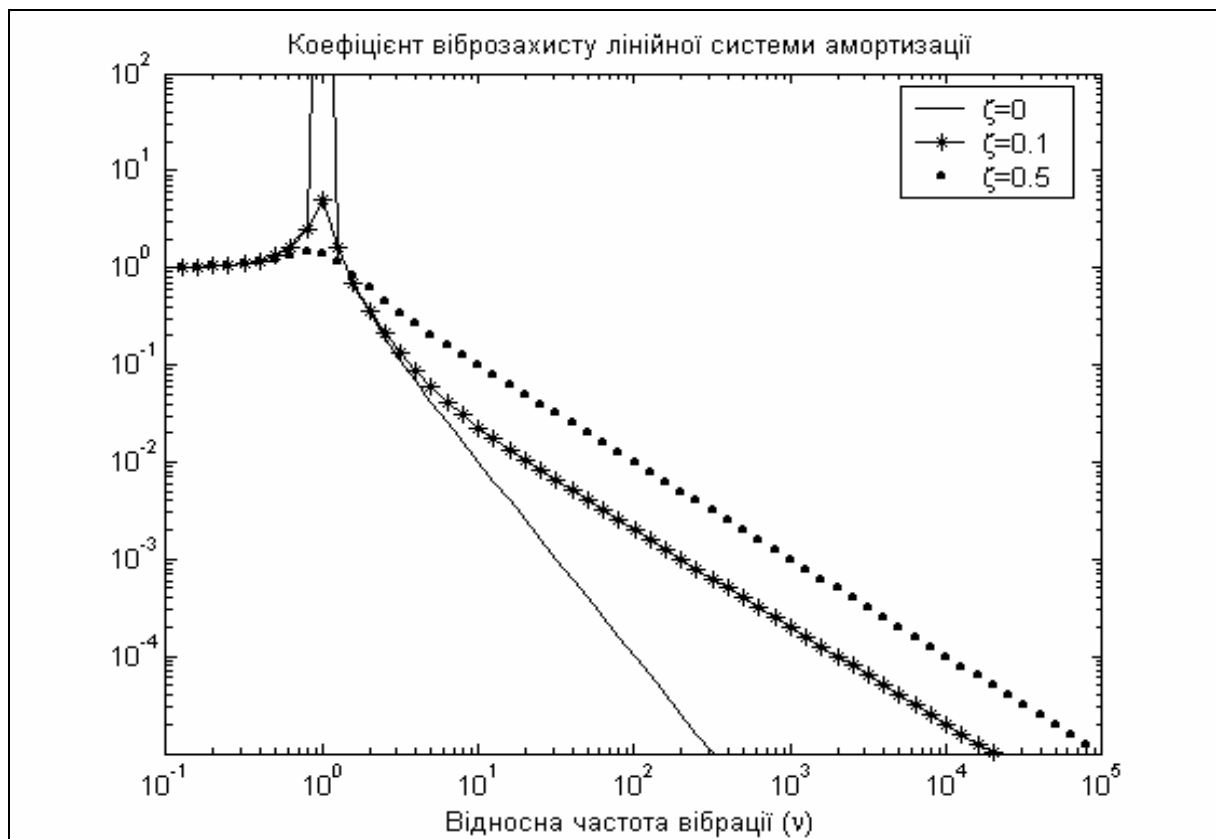


Рис. 15.2. Коефіцієнт віброзахисту лінійної системи

2. Чим менша жорсткість амортизатора, тим ефективнішим є віброзахист.
3. Для поліпшення віброзахисту в зарезонансній зоні частот вібрації потрібно зменшувати демпфірування в системі. Найкращі віброзахисні властивості має недемпфірована ($\zeta = 0$) система амортизації. Проте необхідно пам'ятати, що при цьому резонансний пік зростає до нескінченності.

15.3. Дія удару на лінійну систему амортизації

Другий клас змушувальних сил, розглядуваних у теорії віброзахисних систем, утворюють ударні дії. Класичним прикладом ударної дії може бути силовий імпульс – дія нескінченно великої сили протягом нескінченно малого проміжку часу, яка викликає змінення кількості руху на скінченну величину (тобто змінення швидкостей усіх матеріальних точок системи на скінченну величину). Такий «миттєвий» удар є, зрозуміло, ідеалізацією, яка далеко не завжди є придатною для опису реальних дій. У теорії віброзахисту поняття «удар» має ширший зміст: *ударом зазвичай називають короткочасну дію порівняно великих зовнішніх сил, які зумовлюють скінченне змінення швидкостей матеріальних точок системи.*

Ударна дія характеризується законом змінювання у часі змушувальної сили:

$$F(t) = -m\ddot{\xi}_0(t).$$

Деякі можливі форми цієї залежності зображено на рис. 5.3. В усіх випадках виконуються умови:

$$\begin{cases} F(t) = 0, & \text{якщо } t < 0; \\ F(t) \neq 0, & \text{якщо } 0 < t \leq \tau; \\ F(t) = 0, & \text{якщо } t > \tau. \end{cases}$$

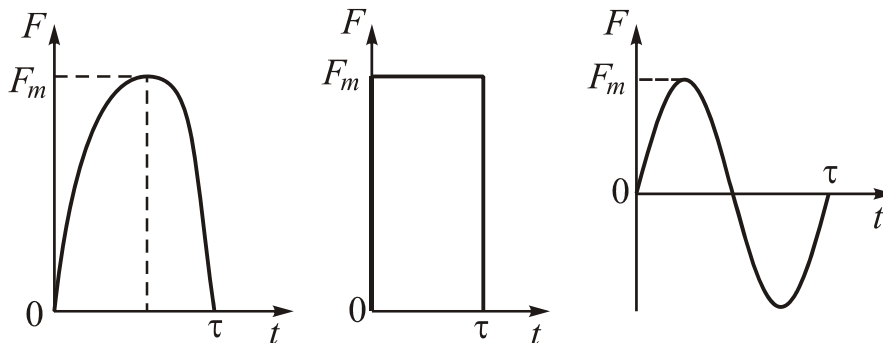


Рис. 15.3. Форми ударних імпульсів

Інтервал τ часу, протягом якого ударна дія прикладається до системи, називають *тривалістю удару*. Залежність $F(t)$ часто називають *формою удару*.

При ударній дії зазвичай досліджують рух системи за нульових початкових умов, тобто коли

$$x(0) = 0; \quad \dot{x}(0) = 0, \quad (15.8)$$

що відповідає початковій нерухомості АО у положенні рівноваги.

Якість віброзахисної системи при заданій ударній дії можна оцінити коефіцієнтом ударозахисту k_y , який дорівнює відношенню максимальної сили реакції амортизатора $P(x, \dot{x})$ до максимальної збудувальної сили:

$$k_y = \frac{|P(x, \dot{x})|_{\max}}{|P_{\text{аб.ж}}|_{\max}} = \frac{|P(x, \dot{x})|_{\max}}{m|\ddot{\xi}_0(t)|_{\max}}.$$

Рівняння, за яким можна вивчити реакцію системи на ударну дію, виразимо через відносну координату x (див. рівняння (5.2)):

$$m\ddot{x} + f\dot{x} + cx = F(t).$$

Визначимо коефіцієнт ударозахисту для випадку удару «прямокутної» форми (рис. 15.3), який описується виразом

$$\begin{cases} F(t) = 0, & \text{якщо } t < 0; \\ F(t) = F_m, & \text{якщо } 0 < t \leq \tau; \\ F(t) = 0, & \text{якщо } t > \tau \end{cases}$$

Розглянемо два етапи руху. Перший етап ($0 < t \leq \tau$) характеризується дією на систему постійної сили F_m за нульових початкових умов (5.8). На другому етапі ($t > \tau$) сили на систему не діють, але початкові умови визначаються кінцевими значеннями переміщення й відносної швидкості першого етапу.

На першому етапі рух відносний рух визначається, згідно з рівняннями (15.1) і початковими умовами (15.8), співвідношенням:

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{F_m}{c} \left[1 - e^{-ht} \left(\cos \omega_{01} t + \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega_{01} t \right) \right]; \\ \dot{x}(t) &= \frac{F_m}{c} \frac{\omega_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-ht} \sin \omega_{01} t, \end{aligned}$$

де

$$h = \frac{f}{2m}; \quad \omega_{01} = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}; \quad \zeta = \frac{h}{\omega_0}.$$

Сила реакції на першому етапі визначиться виразом:

$$P(x, \dot{x}) = cx + f\dot{x} = F_m \left[1 - e^{-ht} \left(\cos \omega_{01} t - \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega_{01} t \right) \right]. \quad (15.9)$$

На другому етапі початкові умови є кінцевими для першого етапу, тобто такими:

$$\begin{aligned} x(\tau) &= \frac{F_m}{c} \left[1 - e^{-h\tau} \left(\cos \omega_{01} \tau + \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega_{01} \tau \right) \right]; \\ \dot{x}(\tau) &= \frac{F_m}{c} \frac{\omega_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-h\tau} \sin \omega_{01} \tau, \end{aligned}$$

а зовнішні дії відсутні. Тому переміщення і відносна швидкість на цьому етапі матимуть такі залежності від часу:

$$\begin{aligned} x(t) &= e^{-h(t-\tau)} [A_S \sin \omega_{01} (t-\tau) + A_C \cos \omega_{01} (t-\tau)]; \\ \dot{x}(t) &= e^{-h(t-\tau)} [(-hA_S - \omega_{01} A_C) \sin \omega_{01} (t-\tau) + (-hA_C + \omega_{01} A_S) \cos \omega_{01} (t-\tau)], \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned} A_C &= \frac{F_m}{c} \left[1 - e^{-h\tau} \left(\cos \omega_{01} \tau + \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega_{01} \tau \right) \right]; \\ A_S &= \frac{F_m}{c} \left[\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} - e^{-h\tau} \left(\sin \omega_{01} \tau - \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cos \omega_{01} \tau \right) \right]. \end{aligned}$$

Сила реакції, відповідна до цього розв'язку, набуде вигляду:

$$P(x, \dot{x}) = F_m \left\{ e^{-h(t-\tau)} \left[\cos \omega_{01}(t-\tau) - \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega_{01}(t-\tau) \right] - e^{-ht} \left(\cos \omega_{01}t - \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega_{01}t \right) \right\}. \quad (15.10)$$

Перші максимуми сили реакції на кожному з двох етапів будуть найнебезпечнішими, бо відповідно до (15.9) і (15.10) з часом такі максимуми будуть зменшуватися.

На першому етапі руху максимум може бути досягнутий лише за досить великої тривалості удару (рис. 15.4):

$$\tau > t_1 = \frac{1}{\omega_{01}} \left(\pi - \operatorname{arctg} \frac{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}{1-2\zeta^2} \right),$$

де t_1 – момент часу, в який сила реакції сягає першого максимуму:

$$P_{\max} = F_m \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \left(\pi - \operatorname{arctg} \frac{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}{1-2\zeta^2} \right) \right] \right\}.$$

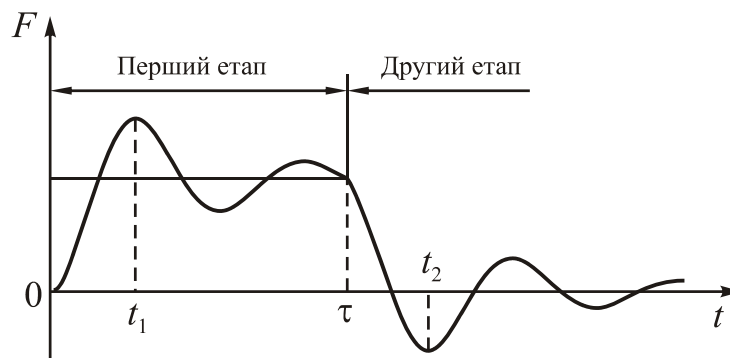


Рис. 15.4. Залежність сили реакції від часу при $\tau > t_1$

Для малих значень відносного коефіцієнта згасання ($\zeta \ll 1$) можна користуватися наближеним виразом $P_{\max} \approx F_m (2 - \zeta\pi)$.

Якщо амортизатор не має демпфірувальних властивостей ($\zeta = 0$), максимальна сила реакції у два рази перевищує максимальну силу удару, тобто $k_y = 2$ при $\tau > \frac{\pi}{\omega_{01}}$.

Якщо тривалість удару менша за півперіод власних коливань ($\tau < \pi / \omega_{01}$), то у проміжку часу дії удару сила реакції максимуму не досягає. Максимального значення сила реакції досягає після припинення дії удару (рис. 15.5).

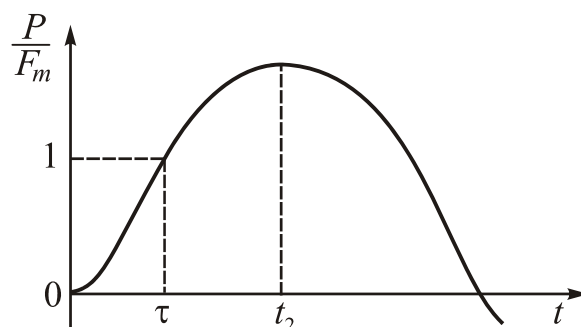


Рис. 15.5. Залежність сили реакції від часу при $\tau < t_1$

Для простоти обмежимося розглядом недемпфірованого амортизатора. За цієї умови сила реакції на другому етапі визначатиметься виразом (див.(15.10)):

$$P(x, \dot{x}) = F_m [\cos \omega_{01}(t - \tau) - \cos \omega_{01}t] = 2F_m \sin\left(\frac{\omega_0}{2} \tau\right) \sin \omega_0 \left(t - \frac{\tau}{2}\right)$$

Ця реакція досягає максимуму за першого перетворення величини $\omega_0 \left(t - \frac{\tau}{2}\right)$ в одиницю, тобто

при $t_2 = \frac{\pi}{2\omega_0} + \frac{\tau}{2}$. При цьому максимум сили реакції дорівнюватиме

$$P_{\max} = 2F_m \sin\left(\frac{\omega_0}{2} \tau\right).$$

Тому коефіцієнт ударозахисту у випадку, коли тривалість удару менша за півперіод власних коливань системи амортизації визначається формулою:

$$k_y = 2 \sin\left(\frac{\omega_0}{2} \tau\right); \quad \left(\tau < \frac{\pi}{\omega_0}\right). \quad (15.11)$$

Щоб амортизатор зменшував силу удару, необхідно, щоб $k_{уд}$ був меншим за одиницю, а це забезпечується за такої умови:

$$\omega_0 < \frac{\pi}{3\tau},$$

Яку можна виконати, якщо жорсткість пружини амортизатора зробити меншою від певної величини, тобто забезпечити виконання нерівності

$$c < m \frac{\pi^2}{9\tau^2}. \quad (15.12)$$

Аналіз поведінки лінійної системи амортизації у разі вібраційної і ударної дій дозволяє зробити наступні висновки.

1. Зменшення жорсткості амортизатора (а отже, і власної частоти системи амортизації) зумовлює підвищення віброзахисних і ударозахисних властивостей системи амортизації. Щоб лінійна система захищала від вібрації, має виконуватися умова

$$\omega_0 < \frac{\omega_{\min}}{\sqrt{2}}; \quad \Rightarrow \quad c < m \frac{\omega_{\min}^2}{2}, \quad (15.13)$$

де ω_{\min} – найменша з частот гармонічних компонент, з яких складається спектр вібрації основи.

Для захисту від удару достатньо, щоб виконувалися умова (15.12).

2. Якщо виконано умову (15.13), збільшення демпфірування може лише погіршити віброзахисні властивості системи. З цього погляду вводити додаткове демпфірування небажано. Проте з погляду ударозахисту введення демпфірування є доцільним, бо цим забезпечується зменшення максимуму сили реакції через загасаючий характер коливань.

Здавалося б, лінійна теорія пропонує універсальний засіб ефективного захисту від вібрації і ударів – необхідно створювати якомога м'якші лінійні системи амортизації зі слабким демпфіруванням. Однак дослід проектування й експлуатації реальних віброзахисних систем довів, що у більшості випадків це не дає бажаних результатів.

Обмеженість застосування лінійних амортизаторів зумовлено передусім вимушеною обмеженістю розмірів віброзахисних пристроїв. Будь-який реальний амортизатор може мати лінійну пружну характеристику лише у деякій обмеженій зоні деформацій пружини, яку зазвичай називають зоною лінійності. У будь-якій реальній віброзахисній системі мають бути

передбачені обмежувачі ходу, які встановлюють гранично допустимі розміри зони лінійності. Однак, утриматися у цих заданих межах АО не може навіть при деяких допустимих зовнішніх діях .

Приклад. Нехай необхідно захистити об'єкт від удару, спричиненого рухом основи з прискоренням $\ddot{\xi}_o = 150 \text{ м/с}^2$ протягом часу $\tau = 0,05 \text{ с}$. Максимальне прискорення об'єкта, яке дорівнює відношенню P_{\max} / m , згідно з вимогами замовника не повинно перевищувати 50 м/с^2 . Спробуємо використати для захисту лінійну систему амортизації. Оскільки у розглядуваному випадку коефіцієнт ударозахисту має не перевищувати значення

$$k_y = \frac{P_{\max}}{m\ddot{\xi}_o} = \frac{\ddot{\xi}}{\ddot{\xi}_o} = \frac{50 \text{ м/с}^2}{150 \text{ м/с}^2} = \frac{1}{3},$$

то власна частота системи амортизації має не перевищувати величини (див. (15.11)):

$$\omega_0 = \frac{2}{\tau} \arcsin\left(\frac{k_y}{2}\right) = \frac{2}{0,05} \arcsin\left(\frac{1}{6}\right) = 6,6 \text{ с}^{-1}.$$

Знайдемо максимальну деформацію такого амортизатора за заданого удару:

$$x_{\max} = \frac{P_{\max}}{c} = \frac{m\ddot{\xi}}{c} = \frac{\ddot{\xi}}{\omega_0^2} = \frac{50 \text{ м/с}^2}{43,2 \text{ с}^{-2}} \approx 1,15 \text{ м}.$$

Таке значення вільного ходу, зрозуміло, є практично неприйнятним. Поставлена задача виявилася нездійсненною, принаймні, за рахунок використання лінійних амортизаторів.

Контрольні запитання

1. Яка мета пасивного віброзахисту? Чому він називається пасивним?
2. Що розуміють під коефіцієнтом віброзахисту?
3. За яких умов віброзахист може бути ефективним?
4. Які рекомендації теорії лінійної амортизації? У чому полягають труднощі їх здійснення?
5. Як впливає удар на поведінку лінійного амортизатора?

Лекція 16. Внутрішнє тертя при деформаціях пружних елементів

В умовах циклічних навантажень пружних тіл, які становлять зазвичай основу систем амортизації, навіть за малих напружень у матеріалі спостерігається деяке порушення закону Гука, яке відображується у появі петлі гістерезису у залежності сили опору від деформації. Петлю гістерезису в осях координат "сила опору P – відносне переміщення (деформація) x " показано на рис. 5.6.

Площа петлі гістерезису визначає енергію, яка розсіюється (перетворюється у тепло) протягом одного циклу деформації (коливань).

Численні експериментальні дослідження довели, що **площа петлі гістерезису** більшості конструкційних матеріалів **не залежить від швидкості деформування**, тобто **від частоти коливального процесу**. Це основна властивість **внутрішнього тертя**, тобто тертя, зумовленого необоротними втратами (розсіюванням) енергії у матеріалі пружного елемента, які виникають за його деформації, і **конструкційного тертя**, зумовленого втратами енергії у нерухомих зчленуваннях окремих елементів конструкції. Саме цією властивістю ці види тертя принципово відрізняються від інших, зокрема лінійного, в'язкого або квадратичного тертя тощо. Як свідчать досліди, ця властивість внутрішнього тертя з великою точністю зберігається майже в усьому частотному діапазоні реально діючих механічних збурень – від десятих часток герца до кількох кілогерців.

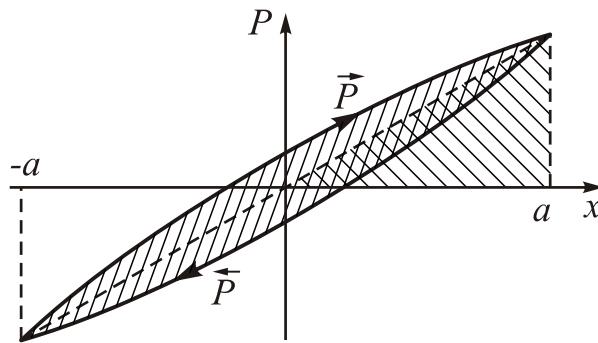


Рис. 16.1. Залежність сили опору від деформації за циклічного деформування

Для пружних систем, демпфрувальні властивості яких не залежать від частоти деформування, найзручніше характеризувати демпфрувальні властивості **коефіцієнтом поглинання** (або **коефіцієнтом розсіювання**) енергії. Його визначають як **відношення площі петлі гістерезису до максимального (амплітудного) значення потенціальної енергії за циклічного деформування**. На рис. 16.1 штрихуванням зображено площу петлі гістерезису і площу трикутника, яка відповідає максимуму потенціальної енергії.

Математично площу Φ петлі гістерезису можна визначити як контурний інтеграл уздовж кривої деформування за повний цикл:

$$\Phi = \oint P(x, \dot{x}) dx = \int_{-a}^a \bar{P}(x, \dot{x}) dx + \int_a^{-a} \bar{P}(x, \dot{x}) dx,$$

де $\bar{P}(x, \dot{x})$ – залежність сили опору від деформації та її швидкості в разі збільшення деформації (тобто у разі деформування від $-a$ до a); $\bar{P}(x, \dot{x})$ – залежність цієї сили в разі зменшення деформації (деформування від a до $-a$); a – амплітуда деформації.

Як впливає з цього визначення, петля гістерезису виникає завдяки тому, що сила реакції пружного елемента описується різними залежностями від деформації та її швидкості при навантажуванні (від $-a$ до a) і розвантажуванні (від a до $-a$) пружно-демпфрувального елемента.

Для частотно-незалежного тертя, яким є внутрішнє тертя, форма петлі гістерезису, тобто обох її гілок, не залежить від швидкості \dot{x} деформування, тобто є функцією лише величини деформації x , а також її амплітуди:

$$\Phi = \int_{-a}^a \bar{P}(x) dx + \int_a^{-a} \bar{P}(x) dx. \quad (16.1)$$

Звідси випливає, що площа петлі гістерезису не залежить від частоти циклічного деформування.

Максимальна потенціальна енергія

$$\Pi_{\max} = \int_0^a P(x) dx = \frac{1}{2} \int_{-a}^a [\bar{P}(x) + \bar{P}(x)] dx \quad (16.2)$$

також не залежить від частоти навантажування. Тому коефіцієнт поглинання енергії

$$\psi = \frac{\Phi}{\Pi_{\max}}$$

системи з внутрішнім тертям не залежить від частоти деформування.

Знайдемо коефіцієнт поглинання для лінійного пружно-демпфірувального елемента

$$P(x, \dot{x}) = cx + f\dot{x}, \quad (16.3)$$

припускаючи, що система здійснює гармонічні коливання $x = a \cos \omega t$. Неважко переконатися у тому, що при цьому швидкість деформування ПДЕ можна виразити через його деформацію у такий спосіб:

$$\dot{x} = -a\omega \sin \omega t = \pm a\omega \sqrt{1 - \cos^2 \omega t} = \pm a\omega \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \quad (16.4)$$

причому знак «-» відповідає зменшенню деформації від a до $-a$, а знак «+» навпаки – збільшенню деформації від $-a$ до a .

Контурний інтеграл від однозначної функції, очевидно, дорівнює нулю. Тому контурне інтегрування першої складової у (16.3) не впливає на величину площі петлі гістерезису (16.1) і його можна випустити, обмежуючись утримуванням лише **демпфірувальної** сили $f\dot{x}$:

$$\begin{aligned} \Phi &= \int_{-a}^a fa\omega \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} dx + \int_a^{-a} (-fa\omega) \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} dx = \\ &= fa^2\omega \left(\frac{x}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} + \arcsin \frac{x}{a} \right) \Big|_{-a}^a = \pi a^2 \omega f. \end{aligned}$$

Аналогічно, згідно з виразом (5.15), визначимо

$$\Pi_{\max} = \int_0^a cxdx = \frac{1}{2} ca^2. \quad (16.5)$$

Отже, коефіцієнт поглинання лінійного ПДЕ дорівнює

$$\psi = 2\pi \frac{\omega f}{c}. \quad (16.6)$$

Співвідношення (16.6) справедливе для гармонічного закону змінювання деформації у часі, який відображений на графіку рис. 16.2, а.

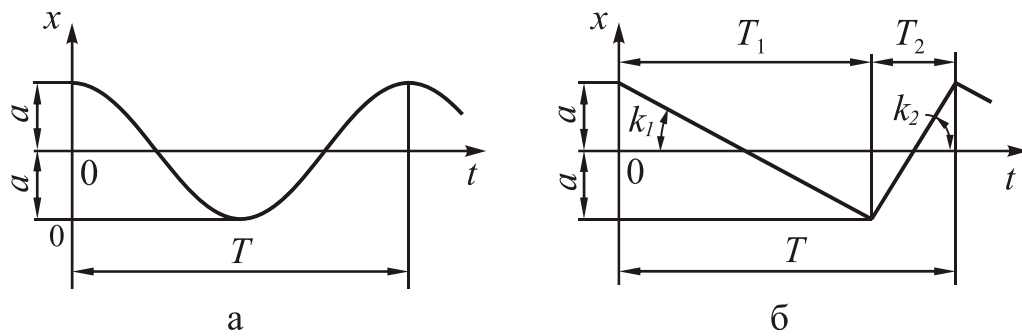


Рис. 16.2. Часові форми змінювання деформації

Розглянемо, як зміняться результати, якщо закон деформування має інший характер, наприклад пилкоподібний, зображений на рис. 16.2, б.

Поділяючи період деформування на дві частини тривалістю T_1 та T_2 (рис. 16.2, б), запишемо закон змінювання деформації у часі:

$$x_1 = a_1 - k_1 t; \quad x_2 = b_2 + k_2 t,$$

де a_1 та b_2 – деякі сталі. Диференціюючи за часом, знайдемо закони змінювання швидкості деформації:

$$\dot{x}_1 = -k_1; \quad \dot{x}_2 = k_2,$$

що означає, як і слід було очікувати, сталість швидкостей деформування на окремих проміжках часу. Залежність реакції лінійного ПДЕ від деформації тепер можна подати так:

$$P_1 = cx - fk_1; \quad P_2 = cx + fk_2.$$

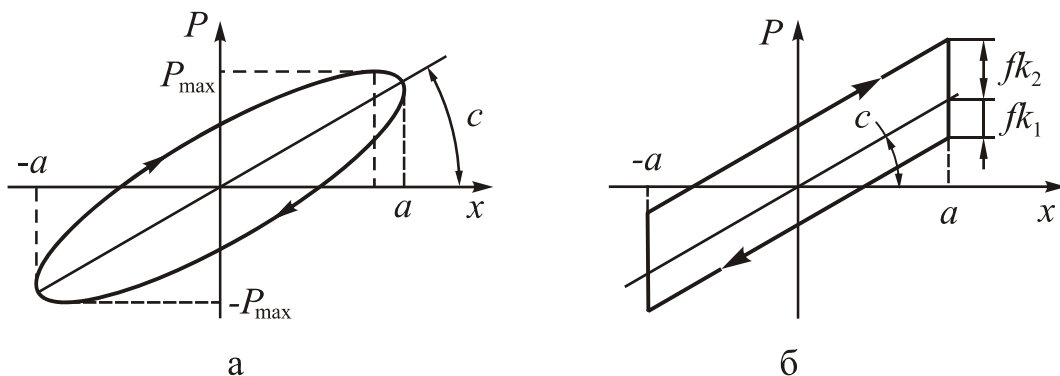


Рис. 16.3. Криві навантажування для лінійного ПДЕ

Графік цієї залежності, показаний на рис. 16.3, б, являє собою паралелограм на відміну від випадку гармонічного деформування, коли залежність $P(x)$ відповідно до (16.3), (16.4) графічно зображується у вигляді еліпса, який накладено на пряму $P = cx$ (рис. 16.3, а). Площа паралелограма, очевидно, дорівнює

$$\Phi = f(k_1 + k_2)2a. \quad (16.7)$$

Позначаючи $m = T_1/T_2$ і враховуючи, що

$$T_1 + T_2 = (1 + m)T_2 = T = 2\pi/\omega \Rightarrow T_2 = \frac{2\pi}{\omega(1 + m)},$$

а також (див. рис 16.2, б)

$$k_1 = \frac{2a}{T_1} = \frac{2a}{T_2 m}; \quad k_2 = \frac{2a}{T_2},$$

вираз (16.7) можна перетворити на такий:

$$\Phi = \frac{2(1+m)^2}{\pi m} a^2 \omega f .$$

Оскільки потенціальна енергія (16.5) не залежить від закону деформування, то коефіцієнт поглинання енергії дорівнюватиме:

$$\psi = \frac{4(1+m)^2}{\pi m} \frac{\omega f}{c} .$$

Аналізуючи набуті залежності, можна зробити наступні висновки.

1. Залежність $P(x)$ для лінійного ПДЕ суттєво залежить від закону деформування $x(t)$. У разі гармонічного закону деформування графік цієї залежності являє собою еліпс, який накладено на пряму $P = cx$, а в разі пилкоподібного закону – паралелограм.
2. Максимум сили реакції лінійного ПДЕ у загальному випадку за циклічного деформування не збігається у часі з максимумом деформації (рис. 5.8, а).
3. Площа петлі гістерезису лінійного ПДЕ пропорційна квадрату амплітуди деформації для будь-якого закону деформування.
4. Площа петлі гістерезису прямо пропорційна частоті деформування незалежно від закону деформування. Інакше кажучи, «товщина» петель гістерезису, що зображені на рис. 16.3, суттєво залежить від частоти деформування (за інших рівних умов). Так, збільшення частоти у два рази призводить до збільшення «товщини» еліпса (або паралелограма) удвічі, а зменшення – до подвійного зменшення товщини цих фігур.
5. Енергія, яка поглинається матеріалом лінійного ПДЕ за циклічного його деформування залежить, за інших рівних умов, від закону деформування.
6. Коефіцієнт розсіювання енергії елемента з в'язким (лінійним) тертям є пропорційним частоті деформування.
7. Коефіцієнт поглинання енергії лінійного ПДЕ не залежить від амплітуди деформації.
8. Коефіцієнт поглинання енергії лінійного ПДЕ обернено пропорційний жорсткості c і залежить від закону деформування (при цьому змінюється лише коефіцієнт за $\omega f / c$).

Порівняймо ці висновки з основними властивостями ПДЕ з внутрішнім або конструкційним тертям. Відзначимо такі особливості ПДЕ з внутрішнім тертям.

1. Залежність $P(x)$ для ПДЕ з внутрішнім тертям *не залежить* від закону деформування $x(t)$. Криві деформування $\bar{P}(x)$ та $\bar{P}(x)$ повністю й однозначно визначаються лише амплітудою a деформації.
 2. Максимум сили $P(x)$ ПДЕ з внутрішнім тертям за циклічного деформування за будь-яким законом завжди досягається одночасно з максимумом деформації (рис. 16.1). Це означає, що кути при вершинах петлі гістерезису завжди гострі, а криві деформування $\bar{P}(x)$ та $\bar{P}(x)$ завжди мають додатні тангенси кутів нахилу до осі деформації.
 3. Площа петлі гістерезису ПДЕ з внутрішнім тертям не залежить від частоти циклічного деформування і закону деформування у часі.
 4. Коефіцієнт поглинання енергії пружного елемента з внутрішнім тертям не залежить від частоти і закону деформування, але може залежати від амплітуди деформації $\psi = \psi(a)$. Саме ця обставина робить зручним використання коефіцієнта поглинання для опису демпфірувальних властивостей ПДЕ з внутрішнім тертям.
- Якщо припустити, що в коливальній системі з внутрішнім тертям (і з одним ступенем вільності) усталюються періодичні коливання, близькі до гармонічних, $x = a \cos \omega t$, то теоретичне дослідження такої системи можна виконувати за рівнянням, подібному за формою до рівняння руху лінійної стаціонарної системи:

$$m\ddot{x} + f\dot{x} + cx = mA \cos(\omega t + \varphi),$$

якщо замінити коефіцієнт демпфірування f на коефіцієнт ψ поглинання енергії згідно з формулою (16.6):

$$f = \frac{c}{\omega} \frac{\psi}{2\pi},$$

тобто за рівнянням

$$\ddot{x} + \frac{c}{m\omega} \frac{\psi}{2\pi} \dot{x} + \frac{c}{m} x = A \cos(\omega t + \varphi).$$

У загальному випадку як коефіцієнт поглинання ψ , так і еквівалентна жорсткість c є функціями амплітуди a деформації. Вводячи поняття частоти власних незгасавних коливань нелінійної системи

$$\lambda(a) = \sqrt{\frac{c(a)}{m}},$$

запишемо це рівняння у вигляді

$$\ddot{x} + \frac{\lambda^2(a)}{\omega} \frac{\psi(a)}{2\pi} \dot{x} + \lambda^2(a)x = A \cos(\omega t + \varphi). \quad (16.8)$$

Контрольні запитання

1. Якою є головна особливість внутрішнього тертя у порівнянні з вязким тертям?
2. Що таке коефіцієнт поглинання енергії? чи можна застосовувати його для лінійних амортизаторів?
3. Якими є характерні особливості кривих циклічного деформування лінійного амортизатора і амортизатора з внутрішнім тертям?

Лекція 17. Віброзахисні системи з внутрішнім тертям

Для того щоб виявити основні особливості поведінки системи амортизації, побудованої на основі пружно-демпфірувального елемента з внутрішнім тертям, будемо поки що припускати, що ані частота власних коливань, ані коефіцієнт поглинання від амплітуди не залежать:

$$\psi(a) = \psi = \text{const}; \quad \lambda(a) = \omega_0 = \text{const}.$$

Вихідне рівняння коливальної системи (5.21) подамо у безрозмірній формі:

$$x'' + \frac{1}{\nu} \frac{\psi}{2\pi} x' + x = \frac{A}{\omega_0^2} \cos(\nu\tau + \varphi), \quad (17.1)$$

яке відрізняється від відповідного рівняння лінійної системи

$$x'' + 2\zeta x' + x = \frac{A}{\omega_0^2} \cos(\nu\tau + \varphi)$$

лише тим, що замість коефіцієнта згасання ζ фігурує коефіцієнт поглинання енергії згідно з формулою

$$2\zeta\nu = \frac{\psi}{2\pi}, \quad (17.2)$$

де ν – відносна частота зовнішнього збурення, $\nu = \omega / \omega_0$.

Тому на підставі досліджень, аналогічних проведеним у лекції 15, дістанемо вираз для коефіцієнта віброзахисту, який збігається з раніше одержаною формулою (15.7), якщо в ній виконати заміну (17.2):

$$k_B = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{(1 - \nu^2)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}. \quad (17.3)$$

Головна особливість коефіцієнта віброзахисту для амортизатора з внутрішнім тертям, як це впливає з виразу (17.3), полягає у тому, що його чисельник не залежить від частоти збурення. Тому у зоні великих частот збурення ($\nu \gg 1$) коефіцієнт віброзахисту амортизатора з внутрішнім тертям набагато менший, ніж у системі з в'язким тертям.

Припускаючи $\nu \gg 1$, $2\zeta\nu \gg 1$ та нехтуючи малими членами, запишемо наближені вирази для коефіцієнта віброзахисту лінійної демпфіруваної системи ($k_{B,л}$), недемпфіруваної ($k_{B,нд}$) і системи з внутрішнім тертям ($k_{B,вт}$):

$$k_{B,л} \approx \frac{2\zeta}{\nu}; \quad k_{B,нд} \approx \frac{1}{\nu^2}; \quad k_{B,вт} \approx \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}{\nu^2}.$$

Із зіставлення цих виразів випливає, що найкращі віброзахисні властивості має недемпфірувана система амортизації. Коефіцієнт віброзахисту її зменшується пропорційно квадрату збільшення частоти збурення. При цьому коефіцієнт пропорційності дорівнює одиниці. Амортизатор із внутрішнім тертям лише ненабагато гірший за недемпфіруваний. Залежність коефіцієнту

віброзахисту від частоти збурення в ньому та сама, але коефіцієнт пропорційності $\sqrt{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}$

– більший за одиницю. Неважко впевнитися, що максимально можливе значення коефіцієнта

поглинання енергії дорівнює восьми (межово петля гістерезису перетворюється у прямокутник зі сторонами $2a$ та $2ca$), отже коефіцієнт пропорційності не перевищує значення 1,62.

Відношення коефіцієнтів віброзахисту демпфірованої лінійної і недемпфірованої систем

$\frac{k_{в.л}}{k_{в.нд}} \approx 2\zeta\nu$ неперервно зростає зі зростанням частоти пропорційно їй, тобто якість

віброзахисту демпфірованої системи зі зростанням частоти збурення гіршає порівняно з недемпфірованою системою.

У разі резонансу ($\nu = 1$) коефіцієнти віброзахисту набувають вигляду:

$$\left(k_{в.вт}\right)_{рез} = \frac{2\pi}{\psi} \sqrt{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}; \quad \left(k_{в.л}\right)_{рез} = \frac{1 + 4\zeta^2}{2\zeta}.$$

Із цих виразів випливає, що боротися зі зростанням силових дій на АО при резонансі в обох випадках можна за допомогою підвищення демпфірування у системі. Проте, якщо у випадку лінійного тертя це призведе до різкого погіршення віброзахисних властивостей у зарезонансній зоні, то у випадку внутрішнього тертя цього не спостерігається.

Приклад. Нехай коефіцієнт згасання ζ лінійної системи амортизації та коефіцієнт поглинання Ш системи віброзахисту з внутрішнім тертям підібрані так, що при резонансі коефіцієнти

віброзахисту цих двох систем дорівнюють $\sqrt{2}$, тобто $\zeta = 0,5$; $\psi = 2\pi$. Тоді, наприклад, якщо частота вібрації у 10 разів більша за частоту власних коливань системи амортизації, коефіцієнт віброзахисту лінійної системи становить 0,1, а амортизатора з внутрішнім тертям – 0,064, тобто у 1,56 рази менший. Якщо ж частота збурення у 100 разів більша за частоту власних коливань, то $k_{в} = 0,01$ для лінійної системи і $k_{в} = 6,36 \cdot 10^{-4}$ для системи з внутрішнім тертям, тобто якість віброзахисту майже у 16 разів вища.

Частотні характеристики коефіцієнта віброзахисту системи амортизації з внутрішнім тертям за двох граничних значень коефіцієнта поглинання енергії $\psi = 0$ та $\psi = 8$ показано на рис. 17.1.

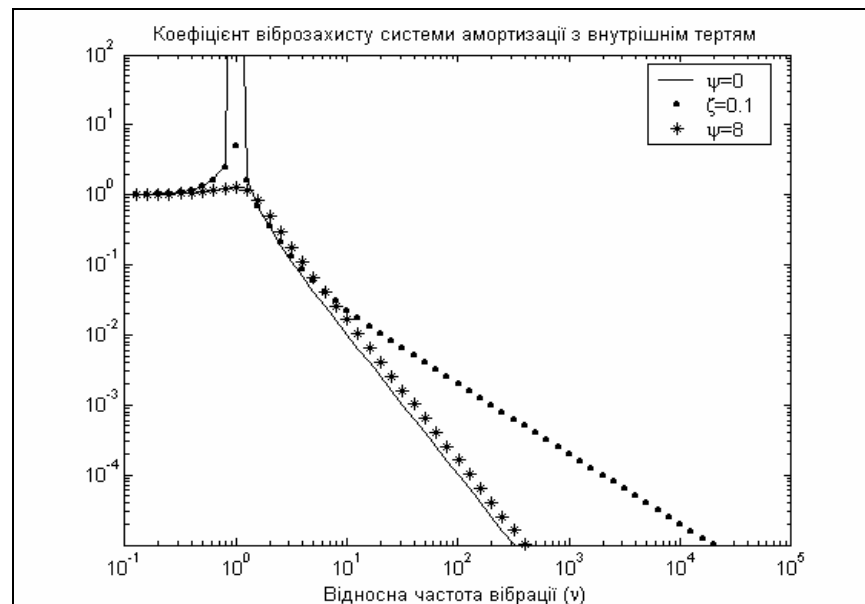


Рис. 17.1. Коефіцієнт віброзахисту системи з внутрішнім тертям

Усі можливі характеристики при інших значеннях коефіцієнта поглинання містяться між наведеними. Задля порівняння на цьому ж рисунку наведена частотна характеристика коефіцієнта віброзахисту для лінійної системи амортизації з значенням відносного коефіцієнта згасання $\zeta = 0,1$. Неважко впевнитися, що система амортизації з внутрішнім тертям (навіть вельми ве-

ликим) має менший коефіцієнт віброзахисту, аніж система з лінійним тертям (навіть досить малим) фактично в усьому діапазоні частот.

Отже, незалежність амплітуди демпфірувальної сили від частоти деформування, яка характерна для внутрішнього розсіювання енергії у матеріалі пружно-демпфірувальних елементів, зумовлює нові особливості поведінки систем амортизації з внутрішнім тертям, які є недосяжними для амортизаторів з в'язким тертям. Це дає змогу одночасно вирішити дві взаємовиключні (у разі в'язкого тертя) задачі – зменшення коефіцієнта віброзахисту і в резонансній, і у зарезонансній смугах частот збурення. Ця обставина робить дуже перспективним використання як елементів пасивних віброзахисних систем ПДЕ з внутрішнім тертям.

Контрольні запитання

1. Якими є переваги і недоліки амортизаторів з внутрішнім тертям? Завдяки якій особливості внутрішнього тертя вони існують?

Лекція 18. Системи амортизації із сухим тертям

Сухим зазвичай називають тертя, величина якого не залежить від величини відносної швидкості тертьових поверхонь. Тому залежність сили демпфірування від відносної швидкості можна подати у вигляді графіка рис. 18.1. Нагадаємо, що при цьому обов'язково зберігається залежність сили тертя від знака швидкості, яка впливає з головної властивості будь-якої сили тертя – її напрямленості проти вектора швидкості відносного руху. Графічну залежність, наведену на рис. 18.1, аналітично прийнято записувати у такій формі:

$$P = -P_m \operatorname{sign}(\dot{x}),$$

де P_m – величина сили сухого тертя, а функція $\operatorname{sign}(x)$ («сигнум ікс») є нелінійною розривною функцією, яка визначається у такій спосіб:

$$\operatorname{sign}(x) = \begin{cases} +1, & \text{якщо } x > 0; \\ 0, & \text{якщо } x = 0; \\ -1, & \text{якщо } x < 0. \end{cases}$$

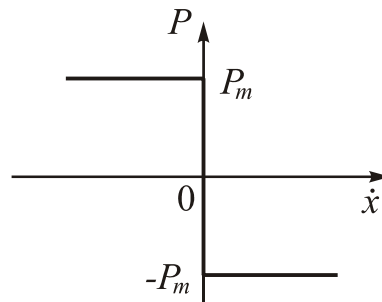


Рис. 18.1. Графік залежності сили сухого тертя від швидкості

Рівняння руху системи віброзахисту із сухим тертям можна подати у вигляді

$$m\ddot{x} + P_m \operatorname{sign}(\dot{x}) + cx = -m\ddot{\xi}_0(t).$$

Нехай прискорення основи $\ddot{\xi}_0(t)$ змінюється у часі за законом:

$$\ddot{\xi}_0(t) = -a_0 \omega_0^2 \sin(\omega t + \varphi),$$

де ω_0 – частота власних коливань системи амортизації, $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$. Вводячи безрозмірний час

$\tau = \omega_0 t$, перетворимо це рівняння до безрозмірного виду:

$$x'' + h \operatorname{sign}(x') + x = a_0 \sin(v\tau + \varphi), \quad (18.1)$$

де $h = \frac{P_m}{c}$; $v = \frac{\omega}{\omega_0}$.

Побудуємо (рис. 18.2) петлю гістерезису для пружно-демпфірувальної сили $P(x) = h \operatorname{sign}(x') + x$, вважаючи, що величина x змінюється від $-a$ до a .

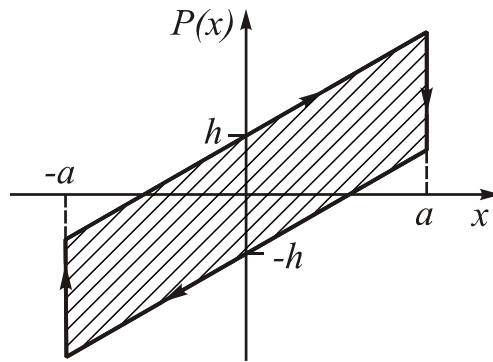


Рис. 18.2. Петля гістерезису для ПДЕ з сухим тертям

Неважко збагнути, що за будь-якого закону змінювання відносного переміщення у часі петля гістерезису є паралелограмом з основою довжиною $2h$ і висотою $2a$, а тому її площа дорівнює $\Phi = 4ha$. Ураховуючи, що в цьому випадку $\Pi_{\max} = a^2/2$, можна записати вираз для коефіцієнта поглинання енергії:

$$\psi = \frac{\Phi}{\Pi} = 8 \frac{h}{a}.$$

Користуючись лінеаризованим поданням (рівняння (17.1)) нелінійного рівняння (18.1), отримаємо замість нього:

$$x'' + \frac{4}{\pi} \frac{h}{av} x' + x = a_0 \sin(\nu\tau + \varphi), \quad (18.2)$$

Усталені вимушені коливання шукатимемо у вигляді

$$x = a \sin(\nu\tau); \quad x' = av \cos(\nu\tau). \quad (18.3)$$

Підставлення (18.3) у рівняння (18.2) дозволяє визначити дві невідомі величини a та φ з рівнянь:

$$\begin{cases} (1 - \nu^2)a = a_0 \cos \varphi \\ \frac{4}{\pi} h \frac{1}{av} av = a_0 \sin \varphi \end{cases}$$

Звідси знаходимо

$$a = \frac{\sqrt{a_0^2 - \left(\frac{4}{\pi} h\right)^2}}{1 - \nu^2}; \quad \sin \varphi = \frac{4h}{\pi a_0}. \quad (18.4)$$

Перший вираз (18.4) подає амплітудно-частотну характеристику системи. З його розгляду випливає, що якщо

$$a_0 < \frac{4h}{\pi}, \quad (18.5)$$

дійсних значень амплітуди і фази не існує. Тобто у цьому разі не вдається знайти наближений розв'язок гармонічного вигляду, користуючись методом лінеаризації. Неважко зрозуміти фізичний зміст цього результату. Якщо сила сухого тертя перевищує амплітуду збурювальної сили, відносний рух об'єкта не може початися. Амортизований об'єкт у такому випадку «зчіплюється» з основою силами сухого тертя і коливається у просторі сумісно з основою як одне ціле. Але умова «зчеплення»

$$a_0 < h$$

не збігається з умовою (18.5). Розв'язок гармонічного вигляду не виходить і за умови

$$h < a_0 < \frac{4h}{\pi}.$$

Аналіз коливань, що виникають за цієї умови, свідчить, що при цьому відбуваються рухи із зупинками, за яких протягом деяких проміжків часу, які періодично повторюються, система «зчіплюється» з основою.

За резонансу ($\nu = 1$) амплітуда вимушених коливань стає нескінченно великою: *сухе тертя не захищає систему від резонансу*.

Визначимо коефіцієнт віброзахисту системи із сухим тертям. Скористаємося виразом (17.3) для коефіцієнта віброзахисту системи з внутрішнім тертям

$$k_B = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{4h}{\pi a}\right)^2}}{\sqrt{(1 - \nu^2)^2 + \left(\frac{4h}{\pi a}\right)^2}}.$$

Підставимо сюди знайдений вираз (18.4) для амплітуди і перетворимо:

$$k_B = \sqrt{\left(\frac{4h}{\pi a_0}\right)^2 + \frac{1}{(1 - \nu^2)^2} \left[1 - \left(\frac{4h}{\pi a_0}\right)^2\right]}.$$

Аналіз отриманого виразу дозволяє зробити такі висновки.

1. Сухе тертя не захищає АО за резонансу; як і у випадку повної відсутності демпфірування у разі збігання частоти вібрації основи з частотою власних коливань спостерігатиметься необмежене збільшення амплітуди сили з часом.

2. За великих значень частоти вібрації основи у зарезонансній зоні ($\nu \gg 1$) наявність демпфера із сухим тертям призводить до того, що коефіцієнт віброзахисту перестає залежати від частоти збурення і прагне при збільшенні частоти до цілком певної визначеної величини $k_B = \frac{4h}{\pi a_0}$;

при цьому чим більшим є сухе тертя, тим більше граничне значення коефіцієнта віброзахисту. Частотні характеристики коефіцієнта віброзахисту системи амортизації із сухим тертям за

трьох значень величини $\frac{4h}{\pi a_0}$: 0,01; 0,1 та 1 показано на рис. 18.3.

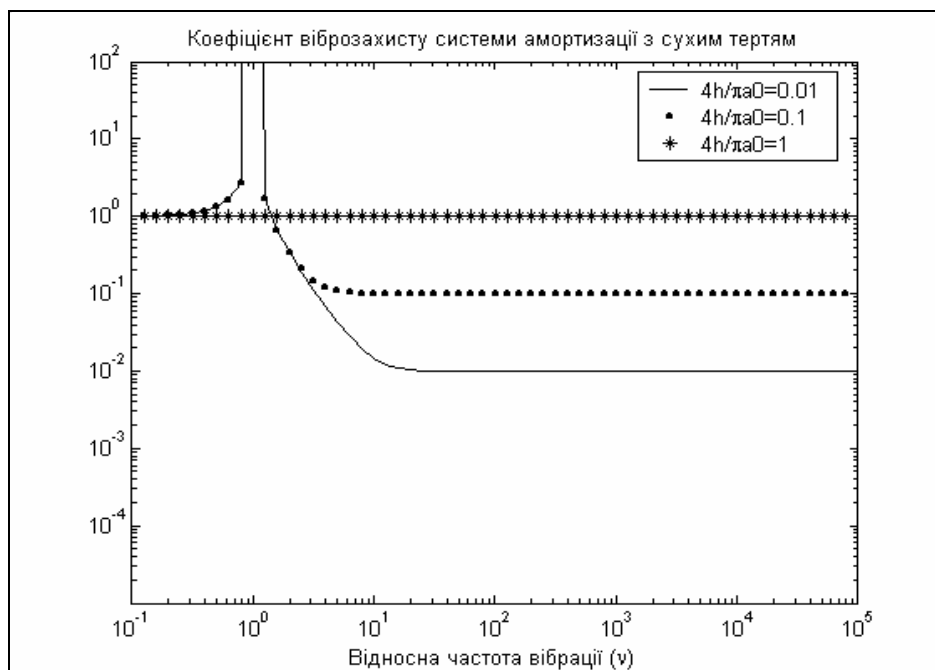


Рис. 18.3. Коефіцієнт віброзахисту системи з сухим тертям

Отже, використання сухого тертя для демпфірування коливань у системах віброзахисту, не поліпшуючи резонансних характеристик системи амортизації, призводить до різкого погіршення віброзахисних властивостей амортизатора, тому застосування амортизаторів із сухим тертям слід віднести до найменш переважних.

Контрольні запитання

1. Які переваги і недоліки віброзахисту за допомогою амортизаторів з сухим тертям?
2. Які властивості мають амортизатори із сухим тертям?

Запитання до теми

1. Для чого застосовують пасивну систему віброзахисту? В якому діапазоні частот віброзахист може бути ефективним?
2. Які характерні особливості має внутрішнє тертя у порівнянні зі звичайним (в'язким) тертям?
3. Що характеризує собою коефіцієнт віброзахисту?
4. Який амортизатор називають лінійним?
5. Які рекомендації теорії лінійного віброзахисту? чи можливо їх виконати на практиці?
6. У чому полягає перевага амортизації за допомогою елементів з внутрішнім тертям у порівнянні з лінійним амортизатором?
7. Які особливості мають амортизатори з сухим тертям?
8. Що називають коефіцієнтом поглинання енергії? Які особливості залежності цього коефіцієнта від частоти і амплітуди коливань амортизатора:
 - для лінійного амортизатора?
 - для амортизатора з внутрішнім тертям?
 - для амортизатора з сухим тертям?

Абетковий покажчик

А		П	
амортизатор.....	3	ПДЕ	3, 13, 15
амортизатор лінійний.....	4	ПДЕ з внутрішнім тертям	16
амортизовний об'єкт	3	петля гістерезису.....	12
АО	3	пружно-демпфірувальний елемент	3
В		Р	
віброзахист пасивний	3	розсіювання енергії.....	12
К		Т	
коефіцієнт віброзахисту.....	4, 18, 19, 23	тертя в'язке	4
коефіцієнт поглинання енергії	12, 13	тертя внутрішнє	12
коефіцієнт розсіювання енергії	12	тертя конструкційне	12
коефіцієнт ударозахисту	10	тертя сухе.....	21
Л		У	
лінійна система амортизації	10	удар.....	6
лінійна теорія віброзахисту	5		