

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 539.3

І.А. ВІКОВИЧ, Б.М. ДІВЕСВ, М.Р. МЕЛЬНИК
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ВИЗНАЧЕННЯ АКУСТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ШАРУВАТИХ ЗВУКОЗАХИСНИХ ЕКРАНІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСІВ

© Вікович І.А., Дівесв Б.М., Мельник М.Р., 2009

Виконано дослідження акустичних властивостей шумопоглинаючих екранів для транспортних процесів. Жорсткість і демпфуючі властивості шаруватого пластинчастого елемента визначаються на підставі експериментальних даних і результатів багаторівневого теоретичного підходу. Наведено приклади розв’язання конкретних задач.

Theoretical studies are presented for the acoustic performance of absorbent noise barriers in transportation. Stiffness and damping properties of barriers have been derived by using on experiment design and multi-level theoretical approach. Examples of solutions of concrete problems are given.

Вступ. Сьогодні значна увага надається захисту людей від шуму, спричиненого інтенсивним рухом транспортних засобів. Особливо це стосується людей, які проживають у великих густонаселених містах, багатоповерхові будинки яких розташовані поблизу магістральних вулиць. Захисту від шуму транспортних засобів також потребують школи, дитячі садки, лікарні тощо, якщо вони розташовані недалеко від шосе чи вулиць з інтенсивним рухом. Від збільшення кількості руху транспортних засобів зростає рівень шуму і це значно впливає на якість та тривалість життя більшості громадян, котрі проживають у цих густонаселених районах. Серед різних заходів для шумового послаблення в багатоповерхових містах часто застосовують придорожні шумові бар’єри. Це є один з найефективніших і надійних методів для шумопониження. Щоб оцінити ефективність шумових бар’єрів, потрібні точні характеристики екранування на проектній стадії.

Останнім часом широке застосування знайшли конструкції екранів з шаруватих композитних матеріалів (рис. 1), які є одними з найуживаніших в сучасному машинобудуванні і, особливо, на транспорті, в авіакосмічній промисловості тощо.

Враховуючи їх легку вагу і високу міцність, вони все більше і більше знаходять застосування у цивільному будівництві, дорожньому транспорті і машинобудуванні. Швидке зростання промислового використання цих конструкцій вимагало розвитку нових аналітичних і числових методів для розрахунку і аналізу їх механічної поведінки. Щоб моделю-

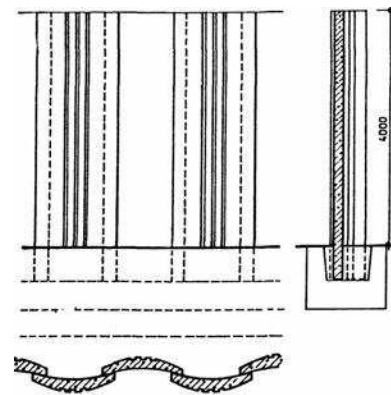


Рис. 1. Типова конструкція багатшарового екрана

вати композитні шаруваті пластини, важливо мати ефективну загальну теорію для точнішої оцінки ефекту поперечних зсувних напружень на роботу пластини. Відомо, що вищого порядку теорії шаруватих пластин можуть забезпечити ефективний інструмент розв'язання задачі для того, щоб точно передбачити поведінку деформації композитних тонких пластин під час згинних навантажень. Відомо, що теорії вищого порядку, які враховують поперечний зсув і поперечні нормальні напруження, загалом, забезпечують розумний компроміс між точністю і простотою, хоча вони переважно зв'язані з граничними умовами вищого рангу, які важко інтерпретувати для практичних технічних розрахунків. У [1–5] наведені приклади розрахунку, оптимізації та ідентифікації параметрів тришарових композитних пластин з наповнювачем.

Постановка проблеми. Метою роботи є дослідження шумозахисних властивостей шаруватих пластин, що складають основну частину шумозахисних екранів. На основі дослідження пружних і демпфувальних властивостей композитних шаруватих пластин та, враховуючи виміряні динамічні характеристики, визначаються пружні константи шаруватих матеріалів і їх демпфуючі властивості з використанням процедури ідентифікації, основаної на експериментальному вивченні динамічних характеристик і багаторівневого теоретичному підході. У [1–5] запропоновано нову адаптивну процедуру для отримання жорсткісних та демпфувальних параметрів, враховуючи експерименти для вимушених коливань багатошарових пластин. Представлений метод моделювання шаруватих композитних пластин не ґрунтується на суворих припущеннях щодо моделі пластини.

Числові оцінки, одержані для коливань ізотропних, ортотропних і композитних шаруватих пластин, використовували під час визначення відповідного поля переміщення для практичного аналізу коливань шаруватої композитної пластини. Числовий метод ґрунтується на напіваналітичному підході з аналітичною апроксимацією, застосованої в поздовжньому і поперечному напрямі. Була виконана ідентифікація пружних властивостей шаруватих пластин на підставі виміряних власних частот та отримана еквівалентна за механічними властивостями пластини типу Тимошенка.

Огляд джерел. Звукозахисні властивості пружних тіл досліджують вже понад 50 років.

У [7–11] розглядається застосування пасивного та активного демпфування. Пасивне демпфування здебільшого не менш ефективне, ніж активні методи зниження рівня шуму. До того ж вони набагато простіші в застосуванні. Активне пониження рівня шуму застосовується переважно в авіакосмічній галузі. Сьогодні в конструкції екранів для зменшення транспортних шумів застосовують пасивну техніку.

Терія балки Тимошенка у шумозахисті. Розглянемо плоский випадок проходження звукової хвилі через пластину Тимошенка [6]. У цьому разі можна вжити термін «балка Тимошенка». Як було відзначено вище, за допомогою методики [1–5] будь-яку шарувату пластину можна привести до еквівалентної їй пластини Тимошенка.

Кінематичні гіпотези для балки Тимошенка (згин) будуть

$$U(x, z, t) = z\gamma(x, t), \quad W(x, z, t) = w(x, t) \quad (1)$$

На основі (1) отримуємо рівняння балки Тимошенка [6]

$$EI \frac{\partial^2 \gamma}{\partial x^2} + SG \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \gamma \right) + \rho I \frac{\partial^2 \gamma}{\partial t^2} = 0, \quad SG \left(\frac{\partial \gamma}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) - \rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = q(t) \quad (2)$$

де EI – жорсткість на згин; S – площа; G – модуль зсуву; ρ – густина матеріалу.

Для усталених коливань

$$\gamma = \gamma_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad w = w_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad q = q_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi} \quad (3)$$

отримуємо

$$\left(\frac{(SGk_s)^2}{EJk_s^2 + SG - \rho I \omega^2} - SGk_s^2 + S\rho \omega^2 \right) w_0 = q_0, \quad k_s = k \sin \varphi \quad (4)$$

Балка діє як внесений у повітряне середовище акустичний імпеданс [10, 11] (рис. 2).

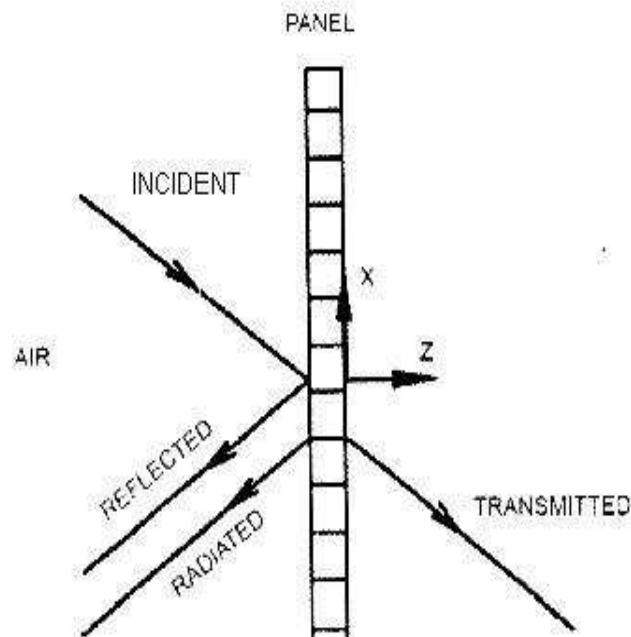


Рис. 2. Проходження звукової хвилі через пластину

Акустичний тиск буде [10]

$$q = p_i + p_r + p_{rad} - p_t \tag{5}$$

Тут p_i – тиск у зовнішній звуковій хвилі, p_r – тиск у відбитій хвилі, p_{rad} – тиск у випроміненій хвилі p_t – тиск у пропущеній хвилі.

Візьмемо для цих величин комплексні представлення [10]

$$p_i = p_{i0} e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad p_r = p_{r0} e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad p_{rad} = p_{rad0} e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad p_t = p_{t0} e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi} \tag{6}$$

Маємо додаткові умов [7–11]

$$p_{rad} = p_t, \quad p_i = p_r, \quad q = 2(p_i - p_t) \tag{7}$$

Амплітуда переміщень пластини буде

$$w = \frac{p_t \cos \varphi}{i\omega \rho_a c_a} \tag{8}$$

Підставляючи (6)–(8) у (4), отримуємо

$$\tau = \frac{p_i}{p_t} = \left| 1 - i \frac{\Phi \cos \varphi}{2\rho_a c_a \omega} \right|^2, \quad \Phi = \frac{(SGk_s)^2}{EJk_s^2 + SG - \rho I \omega^2} - SGk_s^2 + S\rho\omega^2 \tag{9}$$

Розглянемо числовий приклад: $E = 200\text{MPa}, G = 50\text{MPa}, \rho = 200\text{kg/m}^3, h = 0.0254\text{m}$ Тут розглядається легкий вспінений матеріал. Функція акустичних втрат TL задається [7–11]

$$TL = 10 \log \left| \tau^{-1} \right| \tag{10}$$

На рис. 3 функцію акустичних втрат TL подано для різних кутів надходження прямої хвилі. Розглядалося в'язке частотно незалежне демпфування

$$E = E_0(1 + iDempE), \quad G = G_0(1 + iDempG) \tag{11}$$

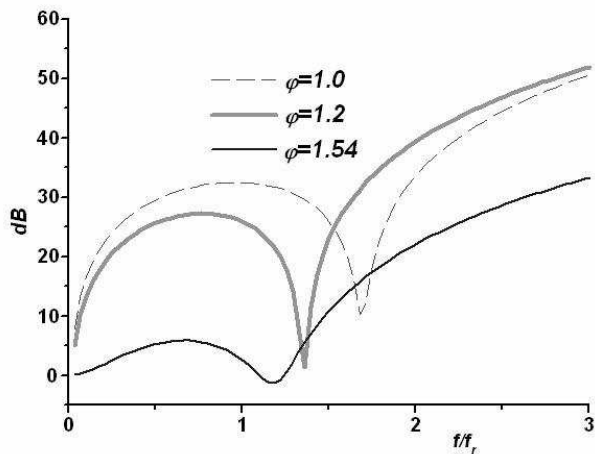
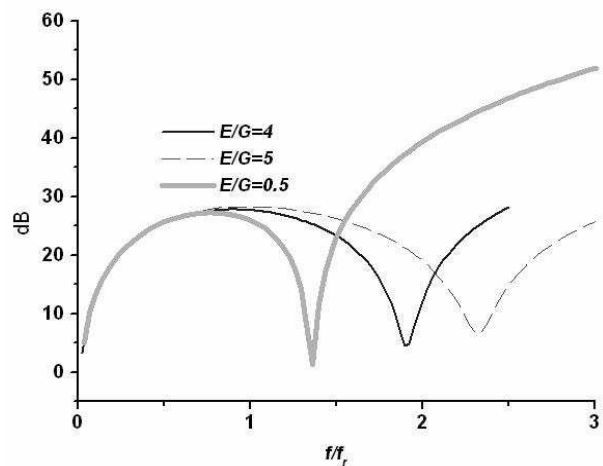


Рис. 3. TL для різних кутів падаючої хвилі

Рис. 4. TL для різних G ($\varphi = 1.2 \text{ rad}$)

На рис. 4. TL подано для різних величин коефіцієнт зсуву G . На рис.5 наведено залежність TL від демпфування

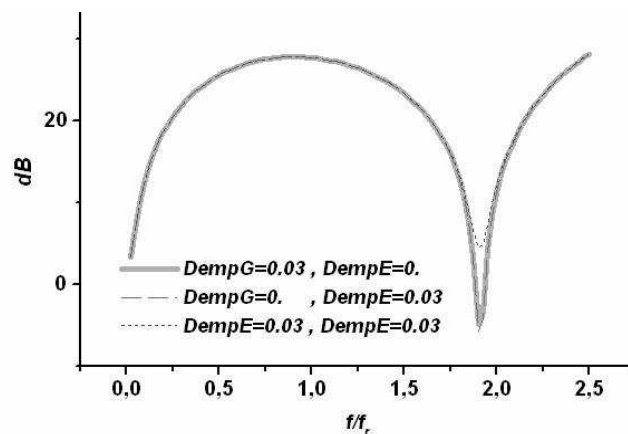


Рис. 5. Залежність TL від демпфування

Висновки. Для шаруватих звукозахисних екранів запропоновано схему визначення їх захисних властивостей. Застосовувався спосіб конденсації складної шаруватої структури екрана до еквівалентної за динамічними властивостями пластини Тимошенка. Розглянуто деякі числові приклади звукозахисних властивостей екрана.

1. Дивеев Б., Бутитер И., Щербина Н. Идентификация упругих модулей композитных пластин на базе утоненных теорий. 1 // Теоретический подход. Механика композиционных материалов. – Рига, 2008. – Т. 44, № 1. – С. 35–50. 2. Дивеев Б., Бутитер И., Щербина Н. Идентификация упругих модулей композитных пластин на базе утоненных теорий. 1 // Теоретико-экспериментальный подход. Механика композиционных материалов. – Рига, 2008. – Т. 44, № 2. – С. 207–216. 3. Дивеев Б., Смольський А. Динамічні властивості шаруватих структур // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2008. – № 42: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 70–79. 4. Diveyev B., Smolskyu A., Sukhorolskyu M. Dynamic rigidity and loss factor prediction for composite layered panel. Archives of Materials Science and Engineering. Vol. 31, Issue 1. – 2008. – P. 45–48. 5. Diveyev B., Crocker M.J. Dynamic properties and

damping predictions for laminated plates – theoretical foundations (in press) 6. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 p. 7. Hansaka, N. Mifune, Development of a new type high grade damper: magnetic-vibration-damper, Quarterly Report of Railway Technical Research Institute (Japan) 35 (1994). – 199–201. 9. Raja S., Rohwer K., Rose M. Modeling and active vibration control of laminated composite beams, Journal of Intelligent Material Systems and Structures 10 (1999). – 890–899. 10. Rao M.D. Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes // Journal of Sound and Vibration 262 (2003). – 457–474. 11. Carneala P., Giovanardib M., Fullerc C.R., Palumbo D. Re-Active Passive devices for control of noise transmission through a panel. Journal of Sound and Vibration 309 (2008). – 495–506.

УДК 534.111

П.М. ГАЩУК, І.І. НАЗАР, Б.І. СОКІЛ*

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки,
*кафедра теоретичної механіки

ВПЛИВ НЕЛІНІЙНОГО ДЕМПФУВАННЯ НА РЕЗОНАНСНІ ЯВИЩА ГНУЧКОГО ЕЛЕМЕНТА МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

© Гащук П.М., Назар І.І., Сокіл Б.І., 2009

Досліджено вплив нелінійного демпфування на динамічні процеси у приводах з гнучким робочим елементом у разі змінної сили його натягу. З використанням методу Бубнова-Гальоркіна отримано амплітудні співвідношення, на основі яких побудовано залежності резонансної амплітуди коливань від величини розбалансування частот.

Influence of nonlinear dampfiring is explored on dynamic processes in drives with a flexible working element in the case of variable force of his draw. With the use of Bubnov-Galerkin method correlations of peaks, on the basis of which dependences of resonance amplitude of vibrations are built on the size of disbalancing of frequencies, are got.

Вступ. Вплив різних чинників (наприклад, періодичних гармонійних і імпульсних чи погано впорядкованих і цілком випадкових сил) на механічний привід або безпосередньо на його гнучкий робочий елемент призводить, здебільшого, до порушення нормального його функціонування. Динамічні процеси, які відбуваються, вивчені недостатньо мірою, оскільки їх аналітичне дослідження пов'язане із значними труднощами – відсутністю точних чи наближених методів побудови розв'язків диференціальних рівнянь, які слугують математичною моделлю коливань гнучкого елемента привода. Через наявність у ньому мішаної похідної за лінійною і часовою змінними не вдається застосувати для описання динамічних процесів навіть спрощених (лінійних) їх аналогів такі класичні методи інтегрування рівнянь з частинними похідними, як Фур'є чи Д'Аламбера.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Різні підходи до дослідження динамічних процесів у приводах з гнучким робочим елементом та в подібних системах, які визначають вплив швидкості руху та нелінійних сил на амплітудно-частотну характеристику коливань, виконували, наприклад, в [1–7]. Зокрема, в [1–4] для дослідження відзначених систем використовувались методи Ван-дер-Поля чи Бубнова-Гальоркіна, які дають змогу отримати рівняння у стандартному вигляді, у [5–7] запропоновано так званий хвильовий підхід, який дає змогу точніше отримати вказані рівняння у