

Б.М. Дівеєв, М.М. Николишин*, А.Г. Смольський**, Р.Я. Пелех, У.І. Тарасюк
 Національний університет “Львівська політехніка”,
 *Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача, (Львів)
 **Інститут автобусобудування, (Львів)

РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ШУМОПОГЛИНАЛЬНИХ ШАРУВАТИХ ПЕРЕГОРОДОК У НИЗЬКОЧАСТОТНОМУ ДІАПАЗОНІ

© Дівеєв Б.М., Николишин М.М., Смольський А.Г., Пелех Р.Я., Тарасюк У.І., 2012

Запропоновано нову процедуру для отримання звукоізолювальних параметрів плит типу “сандвіч” з додатковими дискретними елементами типу динамічних гасників коливань (ДГК). Основна перевага цього методу в тому, що він не ґрунтується на жорстких припущеннях щодо моделі плити. Для акустичних розрахунків розглядається еквівалентна сандвічу балка Тимошенка.

The present paper is an attempt at proposing a novel procedure to derive the sound isolation parameters for sandwich plates with the presence of an additional discrete elements as dynamic vibration absorbers (DVA). The main advantage of the present method is that it does not rely on strong assumptions about the model of the plate. For acoustic calculations Timoshenko beam equivalent to sandwich is under discussion.

Вступ. Останнім часом поширені конструкції з шаруватих композитних матеріалів, зокрема в сучасному машинобудуванні і особливо в транспорті, в авіакосмічній промисловості. Завдяки їх малій вазі і високій міцності вони все більше застосовуються в цивільному будівництві, дорожньому транспорті і машинобудуванні. Щоб моделювати композитні шаруваті пластини, важливо мати ефективну загальну теорію, щоб точно оцінити ефекти поперечних зсувних напружень на роботу пластини. Для досягнення вищих параметрів вібро- та шумопоглинання доцільно застосовувати приєднані до пластини ДГК.

Огляд попередніх досліджень. У [1, 2] наведено огляди різних способів розрахунку тришарових композитних пластин з наповнювачем. Один з можливих алгоритмів розглянуто в роботах [3–8]. У працях [9–12] розглянуто демпфувальні та звукозахисні властивості шаруватих пластин з додатковими елементами.

Основні співвідношення. Панель розглядали як пластину Тимошенка, а її параметри визначали на основі порівняння частот сандвіча та балки Тимошенка ([13]) ідентичної товщини і погонної ваги. Балка Тимошенка – це одна з можливих моделей шаруватої балки. Рівняння динамічної рівноваги балки отримують на основі таких кінематичних гіпотез

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

і мають вигляд

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

Для визначення її акустичних властивостей необхідно врахувати падаючу, відбиту та пропущену акустичну хвилю [9–12]. Нормальне напруження

$$q \text{ в (2) буде (1) } q = 2(p_i - p_t),$$

де p_i – тиск падаючої хвилі, p_t – а p_r тиск пропущеної хвилі. Для випадку усталених одночастотних коливань

$$\begin{aligned}
 p_i &= A_i e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi - ikz \cos \varphi}, & p_t &= A_t e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi - ikz \cos \varphi} \\
 \gamma &= \gamma_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, & w &= w_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, & q &= q_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}
 \end{aligned}
 \quad (3)$$

та беручи до уваги граничну умову для тиску [] $\frac{\partial p_t}{\partial z} = \rho_a \omega^2 w$ отримуємо систему алгебраїчних рівнянь

$$\left(-EIk^2 - SG - \rho I \omega^2 \right) \gamma_0 - SGikw_0 = 0, \quad SGik\gamma_0 + \left(-SGk^2 + \rho S \omega^2 \right) w_0 = q_0 \quad (4)$$

$$q_0 = 2(A_i - A_t) - A_t ik \cos \varphi = \rho_a \omega^2 w_0, \quad (5)$$

де $k = \frac{\omega}{C_v}$, C_v – швидкість звуку. Розв'язуючи систему рівнянь, отримуємо $A_t = F(\omega)A_i$.

Коефіцієнт передачі потужності через перешкоду задається так: $\tau = \frac{|A_t|^2}{|A_i|^2}$, а коефіцієнт

поглинання в децибелах $T_L = 10 \log |\tau^{-1}|$. Звідки: $T_L = 10 \log \left| \frac{1}{F(\omega)^2} \right|$

Числові приклади. Розглянемо тришарову балку. Її параметри: довжина $L = 0.6$ м, товщина наповнювача $H = 0.0254$ м, товщини лицьових шарів $h = 0.003$ м; модулі наповнювача $C_{xx} = C_{zz} = 180$ МПа, $G = 35$ МПа, $C_{xz} = 40$ МПа, густина $\rho = 240$ кг/м³; модулі жорстких лицьових шарів – $C_{xx} = 43$ ГПа; $C_{xz} = 6$ ГПа; $G = 0.6$ ГПа, $\rho = 2000$ кг/м³.

Для трансформації сандвічу до балки Тимошенка однакової товщини та погонної ваги застосуємо критерій ([3–8])

$$C = \min_{E_T, G_T} \left| f_S^i - f_T^i(E_T, G_T) \right|^2 \quad f_k - \frac{\Delta_k}{2} < f < f_k + \frac{\Delta_k}{2}. \quad (6)$$

Тут E_T, G_T – модуль Юнга та коефіцієнт зсуву еквівалентної балки Тимошенка; f_S^i – резонансні частоти сандвіча; а f_T^i – балки Тимошенка, що змінюються у деяких інтервалах. На рис. 1, а, б наведено амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) цієї балки та еквівалентної їй балки Тимошенка.

Як бачимо, у широкому частотному діапазоні спостерігається майже повний збіг. Лише при вищих частотах спостерігаються відхилення (рис. 1, б). На рис. 2 наведено АЧХ тришарової балки з м'якими зовнішніми шарами та еквівалентної їй балки Тимошенка.

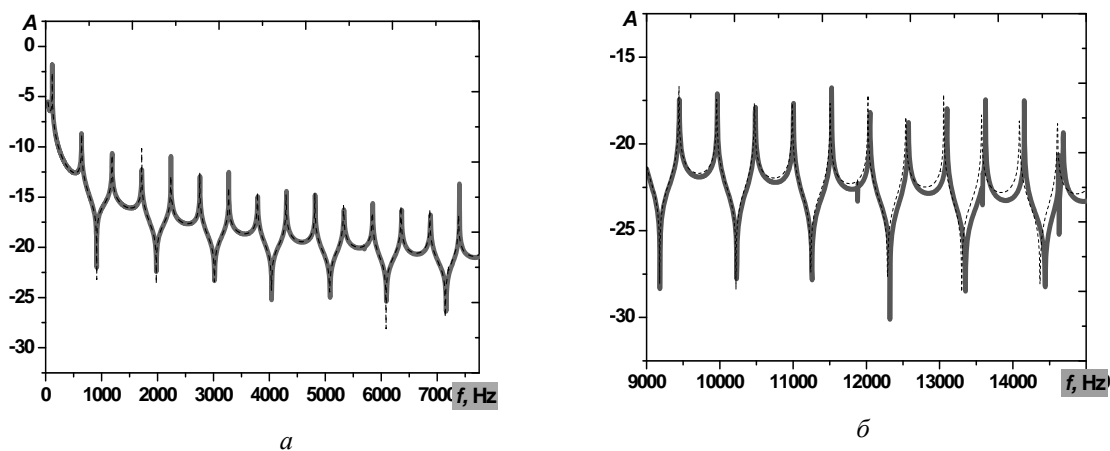


Рис. 1. АЧХ сандвіча (товста напівпрозора лінія) та еквівалентної йому балки Тимошенка (пунктирна лінія: а – у середньочастотному діапазоні; б – у високочастотному діапазоні)

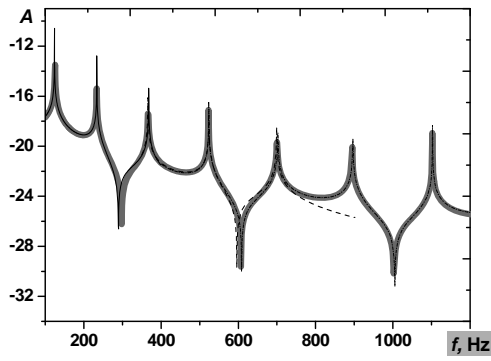


Рис. 2. АЧХ сандвіча з м'якими зовнішніми шарами та еквівалентної йому балки Тимошенка (сандвіч – товста лінія, суцільна лінія – діапазон 1–3, пунктирна лінія – 3–5, штрих-пунктирна лінія – 5–7 власна частота)

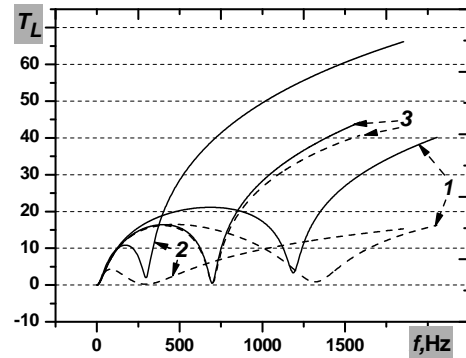


Рис. 3. Коефіцієнти звукових втрат для різних пластин: 1 – пластина з пінопласту; 2 – сандвіч; 3 – композитний матеріал (суцільні лінії обчислені по теорії балки Тимошенка без врахування інерції нормалі ([12]), пунктирні – за рівняннями (4,5))

У цьому випадку не існує еквівалентної балки Тимошенка у широкому частотному діапазоні, а треба її знаходити для кожного діапазону окремо.

Деталі визначення коефіцієнта звукових втрат можна знайти в [9–12]. На рис. 3 показано коефіцієнт звукових втрат для пластин: пластина з пінопласту; сандвіча; пластини з композитного матеріалу. Тут T_L обчислено як за теорією балки Тимошенка без врахування інерції нормалі ([12]), так і за рівняннями (4, 5). Можна помітити значні відмінності для сандвіча і пінопласту. Це пов'язане з дуже малою зсувною жорсткістю пінопласту ($G=35\text{МПа}$), який визначає і коефіцієнт зсуву сандвіча.

4. Панелі з присьднаними масами – динамічними гасниками коливань. Для покращення звукопоглинання доцільно використовувати ДГК. На рис. 4 наведено схему панелі з ДГК.

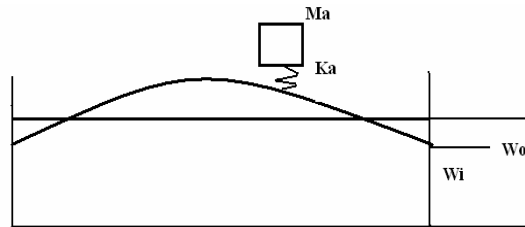


Рис. 4. Панель з ДГК

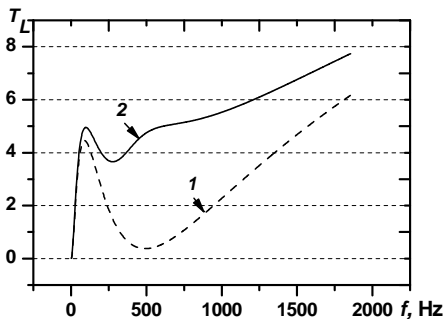


Рис. 5. Коефіцієнт звукових втрат для пластини без ДГК (1) та з ДГК налаштованим на провал звукоізоляції (2)

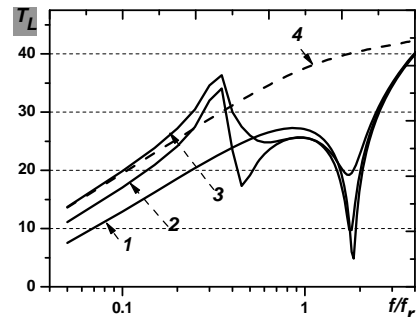


Рис. 6. Коефіцієнт звукових втрат при різній кількості ДГК (1 – без ДГК; 2 – один ДГК; 3 – подвійний ДГК), 4 – коефіцієнт втрат за “правилом маси”

На рис. 5, 6 показано вплив ДГК на звукозахисні властивості панелі. За деяких оптимальних параметрів застосування такого ДГК доцільне для підсилення звукоізоляції при низьких частотах, на яких шаруваті пластини малоефективні.

Частота f_r – це частота власних згинних коливань нескінченної пластини ([7–11]). У цьому випадку (рис. 5) відсутній провал звукоізоляції в околі резонансу f_r . З рис. 6 можна помітити, що ефективнішим є використання системи ДГК. У цьому випадку відсутній провал звукоізоляції в околі власної частоти ДГК.

Висновки. Розглянуті питання уточненого моделювання динаміки шаруватих структур. Уточнені моделі використано для визначення коефіцієнтів звукових втрат тришарових панелей. Для цього застосовано метод еквівалентної балки Тимошенка. Показана можливість покращення звукоізоляції у нижньому частотному діапазоні за рахунок застосування ДГК та системи ДГК.

1. Heng Hu, Salim Belouettar, Michel Potier-Ferry, El Mostafa Daya Review and assessment of various theories for modeling sandwich composites // *Composite Structures*. – 2008. – Vol. 84. – P. 282–292.
2. Carrera E. Historical review of zig-zag theories for multilayered plates and shells // *Appl. Mech. Rev.* – 2003. – Vol. 56. – P. 287–308.
3. Diveyev B., Crocker M. J. Dynamic properties and damping prediction for laminated plates // *Proc. Int. Conf. on Noise and Vibration Engineering (ISMA-2006), September 18-20, 2006 Katholieke Universiteit Leuven, Belgium.* – 2006. – P. 1021–1028.
4. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 1. Theoretical approach // *Mechanics of Composite Materials*. – Vol.44, No.1. – 2008. – P. 25–36.
5. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 2. Theoretical-experimental approach // *Mechanics of Composite Materials*. – Vol.44, No.2. – 2008. – P. 139–144.
6. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. Combined evolutionary non-deterministic methods for layered plates mechanical properties identification. // *Proceeding of 16th International Congress on Sound and Vibration (ICSV-16), July 5–9, 2009, Krakow, Poland.– Paper 785.*
7. Дивеев Б.М., Козут І.С., Бутитер І.Б., Черчик Г.Т. Ідентифікація модулів пружності шаруватих балок на основі уточнених моделей розрахунку та статичних експериментальних досліджень. // *Фізико-хімічна механіка матеріалів*, т.48, №3, 2012,. С.24-30.
8. Дивеев Б., Бутитер И, Козут И., Щербина Н. Идентификация модулей упругости слоистых балок на основе уточненных моделей расчета и комбинированных экспериментальных исследований. // *Механика композитных материалов*. – т. 48, №6. – 2012. – С. 1–14.
9. S.C. Conlon, S.A.Hambric. Damping and induced damping of a lightweight sandwich panel with simple and complex attachments, // *Journal of Sound and Vibration* 322 (2009) 901–92.
10. D.J. Thompson. A continuous damped vibration absorber to reduce broad-band wave propagation in beams, // *Journal of Sound and Vibration*. 311 (2008) 824–842.
11. P. Thamburaj and j. Q. Sun. Optimization of anisotropic sandwich beams for higher sound transmission loss. *Journal of Sound and Vibration*, (2002) 254(1), 23-36.
12. K. Renji. Sound transmission loss of unbounded panels in bending vibration considering transverse shear deformation, *Journal of Sound and Vibration*. 283 (2005) 478–486.
13. Timoshenko S.P. (1922) On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section. // *Philosophical Magazine* 43: 125–131.