

Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Нац. ун-т “Львівська політехніка”, 2010. – Вип. 44. – С. 9–16. 7. Гурський В. М. Забезпечення двочастотних резонансних режимів роботи вібраційного стола для ущільнення бетоносумішей / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, О. В. Ланець // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – Львів, 2010. – № 678 – С. 44–51.

УДК 621.01

Б.М. Дівеєв, І.В. Коник, М.Г. Пастернак  
Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра транспортних технологій

## РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ШУМОПОГЛИНАЛЬНИХ ШАРУВАТИХ ПЛАСТИН З ДОДАТКОВИМИ МАСАМИ

© Дівеєв Б.М., Коник І.В., Пастернак М.Г., 2011

Запропоновано нову процедуру для отримання звукоізолюючих параметрів плит типу «сендвіч» 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 “сендвічу” 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 широко застосовують конструкції із шаруватих композитних матеріалів, які є одними із найвживаніших в сучасному машинобудуванні, особливо в транспорті, в авіакосмічній промисловості. Завдяки незначній вазі і високій міцності вони все більше використовуються також в цивільному будівництві, дорожньому транспорті і машинобудуванні. Щоб моделювати композитні шаруваті пластини, важливо мати ефективну загальну теорію, щоб точно оцінити вплив поперечних зсувних напружень на роботу пластини. Для досягнення вищих параметрів вібро- та шумопоглинання доцільно застосовувати приєднані до пластини ДГК.

**Огляд попередніх досліджень.** В [1, 2] наведено огляди різних способів розрахунку тришарових композитних пластин з наповнювачем. Один з можливих алгоритмів розглянуто в роботах [3–6]. У працях [7–11] розглянуто демпфуючі та звукозахисні властивостей шаруватих пластин з додатковими елементами.

**Основні співвідношення.** Розглянемо кінематичні гіпотези ( $U=U_e+U_d$ ) для симетричної тришарової пластини завтовшки  $2H_p$  і з внутрішнім шаром –  $2H$  (рис. 1).

$$U_e - \begin{cases} u = \sum_{i,k} u_{ik}^e z^{2i-1} j_k(x), & 0 < z < H, \\ w = \sum_{i,k} w_{ik}^e z^{2i-2} g_k(x), & 0 < x < L, \end{cases} \quad U_d - \begin{cases} u = \sum_{i,k} u_{ik}^d (z-H)^i j_k(x), & H < z < H_p, \\ w = \sum_{i,k} w_{ik}^d (z-H)^i g_k(x) & 0 < x < L. \end{cases} \quad (1)$$

де  $u, w$  – відповідно тангенціальні та нормальні переміщення шарів,  $u_{ik}^e, w_{ik}^e, u_{ik}^e, w_{ik}^e$  – множина невідомих параметрів;  $\varphi_k(x) = \sin\left(\frac{(2k-1)\pi x}{L/2}\right)$ ,  $\gamma_k(x) = \cos\left(\frac{(2k-1)\pi x}{L/2}\right)$  – координатні функції, вид яких залежить від граничних умов на краях балки.

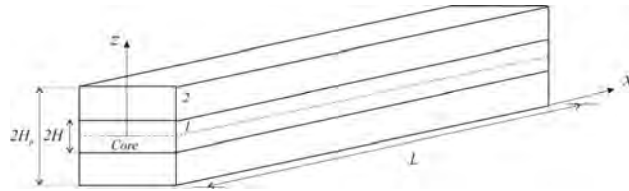


Рис. 1. Схема тришарової балки (сандвіча)

Узагальнений закон Гука у випадку циліндричного згину  $i$ -го шару буде

$$s_{xx} = C_{xx}^i e_{xx} + C_{xz}^i e_{zz}, \quad s_{zz} = C_{zx}^i e_{xx} + C_{zz}^i e_{zz}, \quad t_{xz} = G^i g_{xz}, \quad (2)$$

де у разі плоского згину модулі  $C_{xx}^i, \dots, C_{zz}^i$  можна виразити через технічні модулі Юнга і коефіцієнт Пуассона ([4-6])

$$C_{xx} = \frac{E_1}{1-\nu^2 E_2/E_1}, \quad C_{zz} = \frac{E_2}{1-\nu^2 E_2/E_1}, \quad C_{xz} = \frac{\nu E_1}{1-\nu^2 E_2/E_1}, \quad G = G.$$

Підставивши (1), (2) у варіаційне рівняння Гамільтона–Остроградського

$$\int_{t_1}^{t_2} \left( \int_V (s_{xx} de_{xx} + s_{zz} de_{zz} + t_{xz} de_{xz} - r \frac{\partial u}{\partial t} d \frac{\partial u}{\partial t} - r \frac{\partial w}{\partial t} d \frac{\partial w}{\partial t}) dV + \int_{S_K} KU dU dS = \int_{S_P} PdU dS \right) dt, \quad (3)$$

отримуємо систему лінійних диференційних рівнянь для амплітуд в часі

$$[A]\bar{U} = \begin{bmatrix} A_1 & A_d \\ A_d^T & A_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{U}_e \\ \bar{U}_d \end{bmatrix} = P, \quad (4)$$

де  $V$  – об'єм балки;  $S_K$  – поверхня пружного закріплення;  $S_P$  – поверхня з відомими зусиллями;  $P$  – зовнішня сила. Для більшої кількості шарів аналогічно (1) рівняння можна отримати на основі гіпотез

$$U_d^n = \begin{cases} u = \sum_{i,k} u_{ik} (z - H^{(n)}) \dot{j}_k(x), & H^{(n)} < z < H^{(n+1)}, \\ w = \sum_{i,k} w_{ik}^n (z - H^{(n)}) \dot{g}_k(x), & 0 < x < L, \end{cases} \quad n = 1, \dots, N, \quad (5)$$

де  $H_p^{(n+1)} - H_p^{(n)} = H_n$ ,  $H_p^{(1)} = H$ ;  $H_n$  товщина  $n$ -го шару, відповідно. Матриця визначена подвійною інтеграцією по товщині і за довжиною балки. Зазначимо, що  $N=1$  і  $N=2$  (5) представляють відповідно три- і п'ятишарову балку симетричної конструкції.

За усталених коливань одержимо систему лінійних алгебраїчних рівнянь на амплітуди коливань [3-6]

$$-w^2[M]\bar{U} + iw[C]\bar{U} + [K]\bar{U} = [A]\bar{U} = \bar{f}. \quad (6)$$

**Еквівалентна балка Тимошенка.** Панель розглядали як пластину Тимошенка і її параметри визначали, порівнюючи частоти сандвіча та балки Тимошенка ([12]) ідентичної товщини і погонної ваги. Розглядалася тришарова балка (рис. 1). Її параметри: довжина  $L = 0.6$  м і товщина наповнювача  $H = 0.0254$  м, товщини лицевих шарів  $h = 0.003$  м; модулі наповнювача  $C_{xx} = C_{zz} = 180$  МПа,  $G = 35$  МПа, and  $C_{xz} = 40$  МПа, густина  $\rho = 240$  кг/м<sup>3</sup>; модулі жорстких

лицевих шарів –  $C_{xx} = 43$  ГПа;  $C_{xz} = 6$  ГПа;  $G = 0.6$  ГПа,  $\rho = 2000$  кг/м<sup>3</sup>). На рис. 2, а, б наведено амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) цієї балки та еквівалентної їй балки Тимошенка.

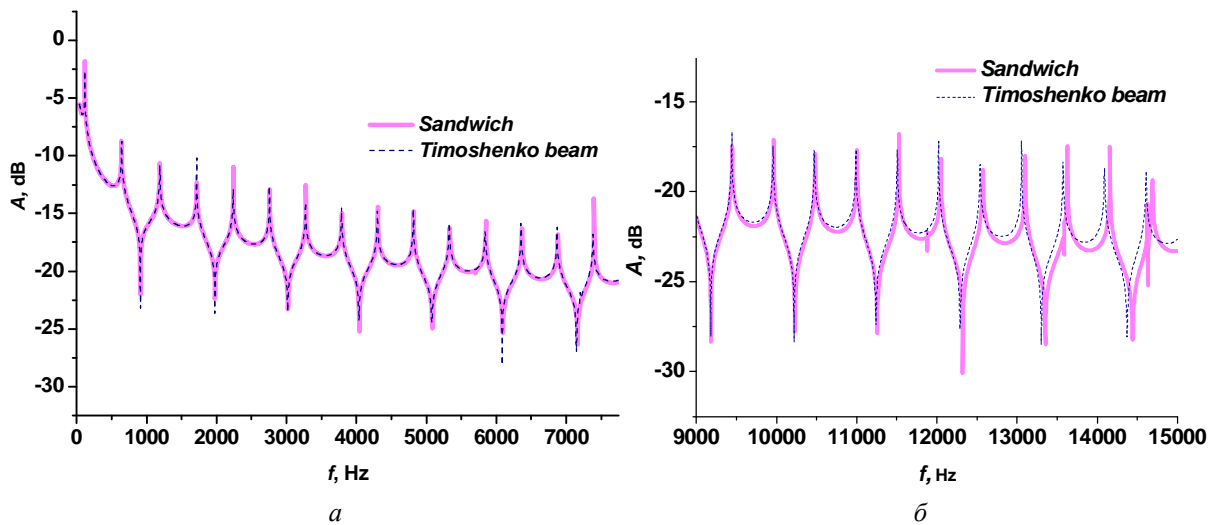


Рис. 2. а – АЧХ тришарової балки та еквівалентної їй балки Тимошенка;  
б – АЧХ тришарової балки та еквівалентної їй балки Тимошенка при вищих частотах

Як бачимо, у широкому частотному діапазоні спостерігається майже повний збіг і лише на вищих частотах – відхилення (рис. 2, б).

**Звукоізолюючі властивості.** Розглянемо звукоізолюючі властивості шаруватих панелей. Розглянемо еквівалентну балку Тимошенка. Коефіцієнт звукових втрат  $TL$  для цієї балки буде

$$TL = 10 \log |t^{-1}|, \quad (7)$$

де

$$t = \left| 1 - i \frac{\Phi \cos j}{2r_a c_a w} \right|^2, \quad \Phi = \frac{(SGk_s)^2}{EJk_s^2 + SG - rIw^2} - SGk_s^2 + Srw^2. \quad (8)$$

Деталі визначення коефіцієнта звукових втрат можна знайти в [7–11]. На рис. 3. показано коефіцієнт звукових втрат для різних кутів падіння хвилі як функцію безрозмірної частоти  $f/f_r$ . На рис. 4 – коефіцієнт звукових втрат для різних співвідношень модуля Юнга  $E$  до коефіцієнта зсуву  $G$  еквівалентної балки Тимошенка. Частота  $f_r$  – це частота власних згинних коливань нескінченної пластини [7–11].

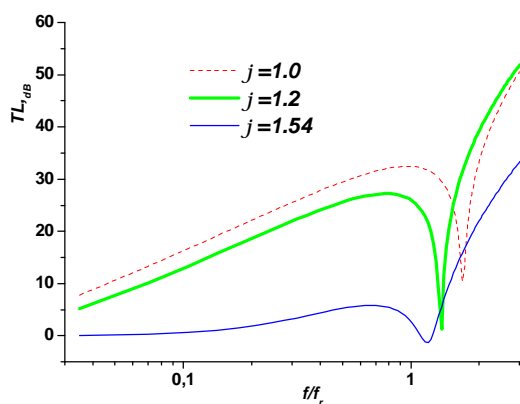


Рис. 3. Коефіцієнт звукових втрат для різних кутів падіння хвилі як функція безрозмірної частоти  $f/f_r$

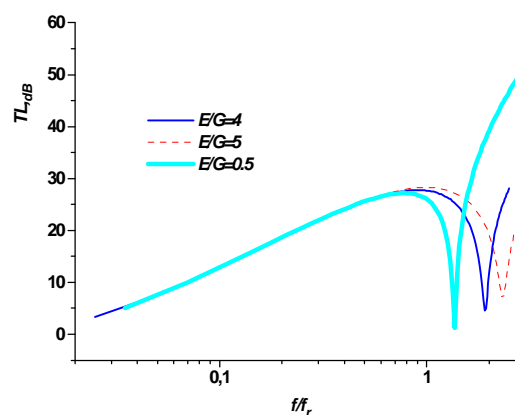


Рис. 4. Коефіцієнт звукових втрат для різних співвідношень модуля Юнга  $E$  до коефіцієнта зсуву  $G$  еквівалентної балки Тимошенка

ДГК для шумозахисних панелей. На рис. 5 подано схему панелі з ДГК.

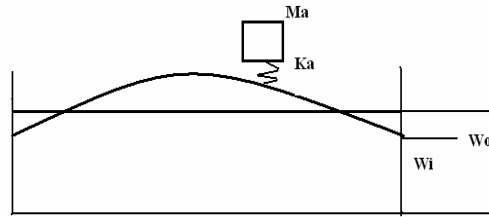


Рис. 5. Панель з ДГК

На рис. 6, а, б наведено вплив ДГК на звукозахисні властивості панелі. За деяких оптимальних параметрів застосування такого ДГК доцільне для підсилення звукоізоляції при низьких частотах, на яких шаруваті пластини малоєфективні. На рис. 6, б можна помітити, що ефективнішим є використання системи ДГК. У цьому випадку відсутній провал звукоізоляції в околі власної частоти ДГК.

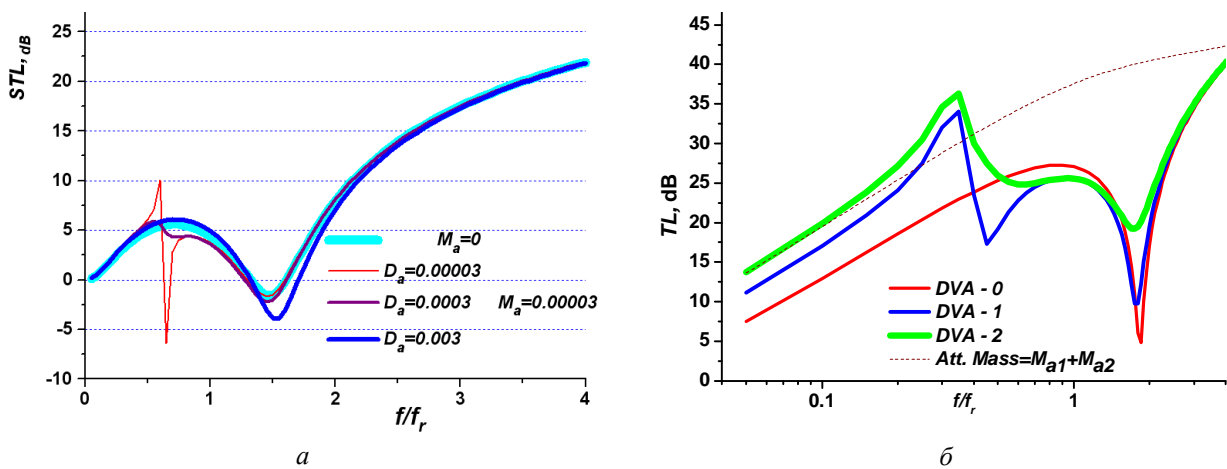


Рис. 6. Коефіцієнт звукових втрат: а – для різних величин демпфування  $D_a$  в ДГК; б – за різної кількості ДГК

**Висновок.** Розглянуто питання уточненого моделювання динаміки шаруватих структур. Уточнені моделі використано для визначення коефіцієнтів звукових втрат тришарових панелей. Для цього застосовано метод еквівалентної балки Тимошенка. Показано можливість покращення звукоізоляції у нижньому частотному діапазоні за рахунок використання 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 16<sup>th</sup> International*

Congress on Sound and Vibration (ICSV-16), July 5–9, 2009, Krakow, Poland.– Paper 785. 7. Conlon S.C., Hambric S.A. Damping and induced damping of a lightweight sandwich panel with simple and complex attachments, *Journal of Sound and Vibration* 322 (2009) 901–925. 8. Thompson D.J. A continuous damped vibration absorber to reduce broad-band wave propagation in beams, *Journal of Sound and Vibration*. 311 (2008) 824–842. 9. Thamburaj P. and Sun Q. Optimization of anisotropic sandwich beams for higher sound transmission loss. *Journal of Sound and Vibration*, (2002) 254(1), 23–36. 10. Renji K. Sound transmission loss of unbounded panels in bending vibration considering transverse shear deformation, *Journal of Sound and Vibration*. 283 (2005) 478–486. 11. Melnyk M., Diveyev B., Malcolm J. Crocker Vibration damping and sound transmission of sandwich beams with micro and macro inclusions (в друкі). 12. Timoshenko S.P. (1922) On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section. *Philosophical Magazine* 43: 125–131.

УДК 621.01

Б.М. Дівесв<sup>1</sup>, І.С. Керницький<sup>2</sup>, В.М. Лебіга<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Національний університет “Львівська політехніка”, кафедра транспортних технологій,

<sup>2</sup>Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego, Warszawa,

<sup>3</sup>Державний університет безпеки життєдіяльності, Львів

## ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ РІЗНИХ ТИПІВ

© Дівесв Б.М., Керницький І.С., Лебіга В.М., 2011

Розглянуто методи розрахунку й оптимізації конструкції динамічних гасників коливань (ДГК). Подано дискретно-континуальні моделі динамічних систем: обертових машин, віброзахисних платформ, подовгастих елементів колісних машин – ДГК. Описано малопараметричні схеми аналізу вібрації та генетичних алгоритмів оптимізації. Показано приклади оптимальних конструкцій ДГК.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of constructions with the dynamic vibration absorbers (DVA). The discrete-continue models of dynamic systems: rotating machines, vibro protection plates, wheel machines elongated elements – DVA’s are offered. Few parameters numerical schemes of vibration analysis and genetic optimization algorithms are under discussion. Examples of optimal DVA’s designs are presented.

**Вступ.** Важливим питанням розроблення сучасних машин та споруд є зменшення вібрації та шуму. Традиційні методи вібро- та шумоізоляції часто недостатньо ефективні, особливо для таких класів технічних об’єктів, як обприскувачі з великогабаритною штангою, пожежні машини з великогабаритною стрілою, турбіни, насоси, дисководи, мікроелектронні плати, висотні споруди, звукозахисні панелі та бар’єри. Ефективним у цьому випадку може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК).

**Аналіз останніх досліджень.** У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр [1-3]. ДГК широко застосовують в техніці [1–6]. За широкого частотного спектра зовнішніх збурень, викликаних різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань. Тому актуальними стають дискретно-континуальні моделі [7, 8], що враховують гнучкість елементів конструкції, а особливо гнучкість великогабаритних подовгастих штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж пересувних бурових установок тощо. У [9–10] наведено приклади розрахунку та оптимізації машин та оптимізації ДГК пружного, маятникового, віброударного типу,