

Зауважимо, що розрахункові формули, одержані у виведених рівняннях, дають змогу проаналізувати вплив теплофізичних і геометричних параметрів покриттів і наповнювача на розподіл температурних полів у трубчастих елементах. Це стане підставою вибору раціональних розмірів і матеріалів покриття і наповнювача щодо забезпечення оптимальних параметрів нагрівання трубчастих елементів конструкції.

1. Воробець Б.С., Мочернюк Д.Ф., Чернуха Ю.А. Теплопровідність трубчастих елементів // Вісн. Львівського політехнічного ін-ту. – 1974. – № 84. – С. 124–128. 2. Підстригач Я.С., Ярема С.Я. Температурні напруження в оболонках. – К.: Вид-во АН УРСР, 1961. – 212 с. 3. Карслоу Г., Егер Д. Теплопроводность твердых тел. – М.-Л.: Наука, 1964. – 488 с. 4. Коляно Ю.М., Хомякевич Е.П. Граничные условия для определения обобщенных динамических температурных напряжений в телах с покрытиями // Термомеханические процессы в кусочно-однородных элементах конструкций: Сб. научн. тр. – К., 1978. – С. 43–50. 5. Подстригач Я.С., Воробець Б.С., Чернуха Ю.А. Температурные поля оболочек с покрытиями и заполнителем // Мат. методы и физ.-мех. поля. – 1984. – Вып. 19. – С. 49–54. 6. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высш. шк., 1967. – 600 с.

УДК 534.111

Т.Є. Данилевич, Б.І. Сокіл, В.Г. Топільницький *
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теоретичної механіки,
*кафедра електронного машинобудування

ВПЛИВ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕЛІНІЙНОЇ СИСТЕМИ СИПКЕ СЕРЕДОВИЩЕ-ВЕРТИКАЛЬНИЙ СТРИЖЕНЬ НА ЗГІННІ ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ

© Данилевич Т.Є., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г., 2009

Для гасіння нелінійних згинних коливань вертикального стрижня, що знаходиться під дією поперечного періодичного збурення, запропоновано використовувати пасивний поглинач коливань (сіпке середовище). Сіпке середовище (металеві кульки чи скляний бій, гравій тощо) моделюється у вигляді нашарувань плоских пружних балок. На основі отриманих диференціальних рівнянь руху системи сіпке середовище-вертикальний стрижень проаналізовано для резонансного випадку вплив фізико-механічних і геометричних параметрів системи на амплітуду коливань стрижня.

For extinguishing of vibrations of bends of vertical billows their passive absorber which shows by itself a friable environment is offered (metallic or glass marbles, hoggin and others like that). The last is designed as stratifications of flat resilient beams. At the indicated terms differential equalizations of motion of the system are got billow-absorber of vibrations. On the basis of the first approaching of decision of these equalizations correlations which determine influence of physica-mechanical descriptions of billow and environment of passive absorber on peak-frequency description (AFC) of vibrations of billow are got.

Актуальність дослідження. Резонансні коливання різноманітних механічних систем, які зводяться до моделі вертикального стрижня (опори, вертикальні приводи, вишки зв'язку тощо), що викликані дією різних періодичних сил, є дуже небажаними, а подеколи недопустимими, оскільки у багатьох випадках можуть викликати їх швидку поламку, зниження експлуатаційних функцій або й

руйнування взагалі. Якщо не має можливості позбутися вказаного явища (за рахунок зміни маси чи пружних характеристик системи), запропоновано використати пасивний поглинач шкідливих коливань.

У роботах [1–5] розглядався вплив пасивного поглинач шкідливих коливань на механічну систему, представлену у вигляді вертикального стрижня, який здійснює нелінійні поперечні коливання під дією збурювальної сили Q . На одному з кінців стрижня був розташований пасивний поглинач шкідливих коливань, що складається з допоміжної маси, закріпленої за допомогою пружини, і здійснює стосовно осі вала поперечні коливання.

У багатьох технічних задачах потрібно враховувати те, що вибір параметрів поглинач може бути обмежений конструктивно, тоді шкідливі коливання механічної системи будуть погашені лише тоді, якщо частота збурювальної сили буде постійна. Такий випадок, наприклад, може використовуватись в установках, з'єднаних з електродвигуном, а в інших випадках використання такого поглинач є неефективним, оскільки не розв'язується задача поглинання шкідливих коливань у заданому діапазоні частот, а також значно погіршуються динамічні властивості основної системи. Це є основним недоліком одномасових пасивних поглиначів коливань.

Постановка задачі. Для вирішення наведених вище проблем було висунуто ідею розсунути резонансні вершини коливань досліджуваної механічної системи в такий спосіб, щоб вони не потрапляли в область можливих змін частот збурювальної сили.

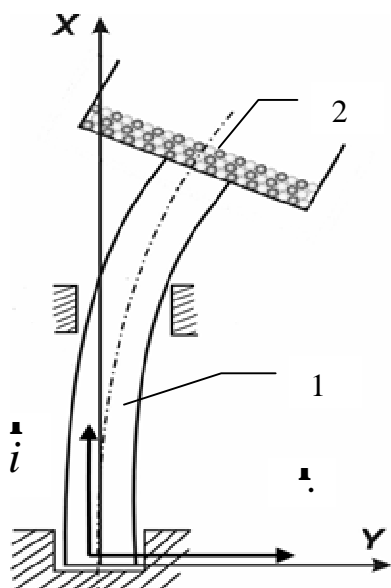


Рис. 1. Розрахункова схема

Реалізацію цієї ідеї запропоновано розв'язати, використавши пасивний поглинач шкідливих коливань, що являє собою сипке середовище (пісок, гравій, керамічний та скляний бій, металеві кульки тощо), розміщене у контейнері у верхній частині вертикального вала. Переваги використання такого пасивного поглинач шкідливих коливань очевидні: дешевизна матеріалу; високе енергопоглинання (за рахунок внутрішнього тертя між елементами поглинач); технологічність використання; легкість зміни частотного діапазону поглинання вимушених коливань (налаштування). Модель механічної системи, що знаходиться під дією періодичної поперечної збурювальної сили, показаної на рис. 1, включає пружний вертикальний стрижень 1, який здійснює згинні коливання, та пасивний поглинач шкідливих коливань (сипке середовище, що моделюється нашаруванням однорідних пружних балок) та приєднаний до його верхньої частини 2.

Складна структура середовища поглинач шкідливих коливань, а також механізм взаємодії між окремими елементами середовища зі змінними в часі фізико-механічними властивостями створюють складнощі під час дослідження запропонованої механічної системи.

Методика дослідження. Диференціальні рівняння системи сипке середовище-вертикальний стрижень отримано в [5], де досліджено вплив основних її параметрів на коливання вертикального стрижня. Однак вплив дії періодичного збурення на вказану систему у цій роботі не розглядався.

У цьому випадку диференціальні рівняння коливань системи приводять до вигляду:

$$\begin{aligned} u_{tt} + a^2 u_{xxxx} &= F(u, u_t, u_{tt}, u_x, u_{xx}, u_{xt}, u_{xxt}, w, w_t, w_x, q, j) + h_r \sin q; \\ w_{tt} - b^2 w_{xx} &= F_1(u_t, u_{tt}, u_x, u_{xx}, u_{xt}, u_{xxt}, w, w_x, w_{xt}), \end{aligned} \quad (1)$$

де $a^2 = \frac{EI_x g}{rA}$, $b^2 = \frac{E_1 g}{d}$, $q = nt$; n – частота зовнішнього періодичного збурення;

$$\begin{aligned}
F = & -k_1 \left(u_{xx}^2 u_{xxt} \right)_{xx} - k_2 \left(u_{xxt}^3 \right)_{xx} + pu_{xx} - p_1 M w_{tt} + p_3 \frac{M}{2} \left(w_{tt} u_x^2 \Big|_{x=l} + 2w_t u_x u_{xt} \Big|_{x=l} + \right. \\
& + 2w_t u_x u_{xt} \Big|_{x=l} - 2w_t u_t u_{xx} \Big|_{x=l} - 3w_t^2 u_x^2 u_{xx} \Big|_{x=l} + 2w w_t u_{xxt} \Big|_{x=l} - 2s w_t u_{xxt} \Big|_{x=l} - \\
& - 6w w_t u_x u_{xx} u_{xt} \Big|_{x=l} - 3w w_t u_x^2 u_{xxt} \Big|_{x=l} + 3s w_t u_x u_{xx} u_{xt} \Big|_{x=l} + \frac{3}{2} s w_t u_x^2 u_{xx} \Big|_{x=l} - \\
& \left. 2(w^2 - w) u_{xx} u_{xt}^2 \Big|_{x=l} - 4(w^2 - w) u_x u_{xt} u_{xxt} \Big|_{x=l} - \frac{1}{2} s^2 u_{xx} u_{xt}^2 + s^2 u_x u_{xt} u_{xxt} \right), \\
F_1 = & p_4 \frac{M}{2} \left(u_{tt} u_x^2 \Big|_{x=l} + 2u_t u_x u_{xt} \Big|_{x=l} + \frac{1}{2} w_{tt} u_x^4 \Big|_{x=l} - 2w_t u_x^3 u_{xt} \Big|_{x=l} - 2s u_x u_{xt} \Big|_{x=l} - 2s u_{xt}^2 - \right. \\
& \left. - 6s w u_x^2 u_{xt}^2 \Big|_{x=l} - 2s w u_x^3 u_{xt} \Big|_{x=l} - 2s w_t u_x^3 u_{xt} \Big|_{x=l} + \frac{3}{2} s u_x^3 u_{xt} \Big|_{x=l} + \frac{1}{2} s u_x^3 u_{xt} \Big|_{x=l} \right)
\end{aligned}$$

Коефіцієнти $k_1, k_2, p, p_1, p_2, p_3, p_4$ описують фізико-механічні та геометричні параметри досліджуваної системи.

Для рівняння (1) розглядаються крайові умови, які впливають із способу закріплення вала (жорстке защемлення)

$$u(0, t) = 0, u(l, t) = 0, u_{xx}(0, t) = 0, u_{xx}(l, t) = 0, \quad (2)$$

та з виду контакту сипкого середовища і стінок контейнера:

$$w(0, t) = 0, w(s, t) = 0. \quad (3)$$

Використовуючи вищенаведене, перейдемо до дослідження нелінійних коливань системи, тобто до побудови розв'язку рівнянь (1). Вважаючи, що максимальні значення правих частин рівнянь (1) є малими порівняно із лінійною складовою відповідних лівих, для їх дослідження можна використати ідею методу збурень, зокрема Ван-дер-Поля. Трактуючи розв'язок відповідних незбурених рівнянь як розв'язок збуреної системи із змінними в часі амплітудами і початковими фазами, тобто

$$\begin{aligned}
u &= a(t) \sin \frac{k\pi x}{l} \cos(\omega t + \vartheta(t)), \\
w &= a_1(t) \sin \frac{k\pi \xi}{s} \cos(\omega_1 t + \psi(t)),
\end{aligned} \quad (4)$$

для резонансного випадку коливань стрижня отримаємо диференціальні рівняння руху, які визначають $a(t), a_1(t), J(t), Y(t)$:

$$\frac{da}{dt} = \varepsilon A_1(a, a_1, \vartheta) = -\frac{\varepsilon}{4\pi^2 \omega} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^s \bar{F}(a, a_1, \varphi, \psi, \vartheta) \sin(\varphi) \sin \frac{k\pi x}{l} d\xi d\varphi d\psi dx - \varepsilon h_r \cdot \frac{\cos \vartheta}{\omega + \nu}; \quad (5)$$

$$\begin{aligned}
\frac{d\vartheta}{dt} &= \omega - \nu - \varepsilon B_1(a, a_1, \vartheta) = \omega - \nu - \frac{\varepsilon}{4\pi^2 \omega a} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^s \bar{F}(a, a_1, \varphi, \psi, \vartheta) \cos(\varphi) \sin \frac{k\pi x}{l} d\xi d\varphi d\psi dx - \\
& - \varepsilon h_r \cdot \frac{\sin \vartheta}{\omega + \nu},
\end{aligned} \quad (6)$$

$$\frac{da_1}{dt} = \varepsilon C_1(a, a_1) = -\frac{\varepsilon}{4\pi^2 \omega_1 l} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^b \int_0^s \bar{F}_1(a, a_1, \varphi, \psi) \sin(\psi) \sin \frac{k\pi \xi}{s} dx d\varphi d\xi d\psi, \quad (7)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega_1 - \varepsilon D_1(a, a_1) = \omega_1 - \frac{\varepsilon}{4\pi^2 \omega_1 a_1 l} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^b \int_0^s \bar{F}_1(a, a_1, \varphi, \psi) \cos(\psi) \sin \frac{k\pi \xi}{s} dx d\varphi d\xi d\psi, \quad (8)$$

де $w_1 = \frac{pb}{s}$, $w = \frac{pa}{2l^2}$, а $\bar{F}(a, a_j, \varphi, \psi)$, $\bar{F}_1(a, a_j, \varphi, \psi)$ відповідають значенням функцій F , F_1 за умов, що u , w та їхні похідні визначено відповідно до незбуреної задачі.

На основі отриманих математичних залежностей та числового їх інтегрування проаналізовано поведінку системи за допомогою амплітудно-частотних характеристик за різних значень фізико-механічних та геометричних характеристик пасивного поглиначу у резонансному випадку.

Результати числового інтегрування показано на рис. 1, 2.

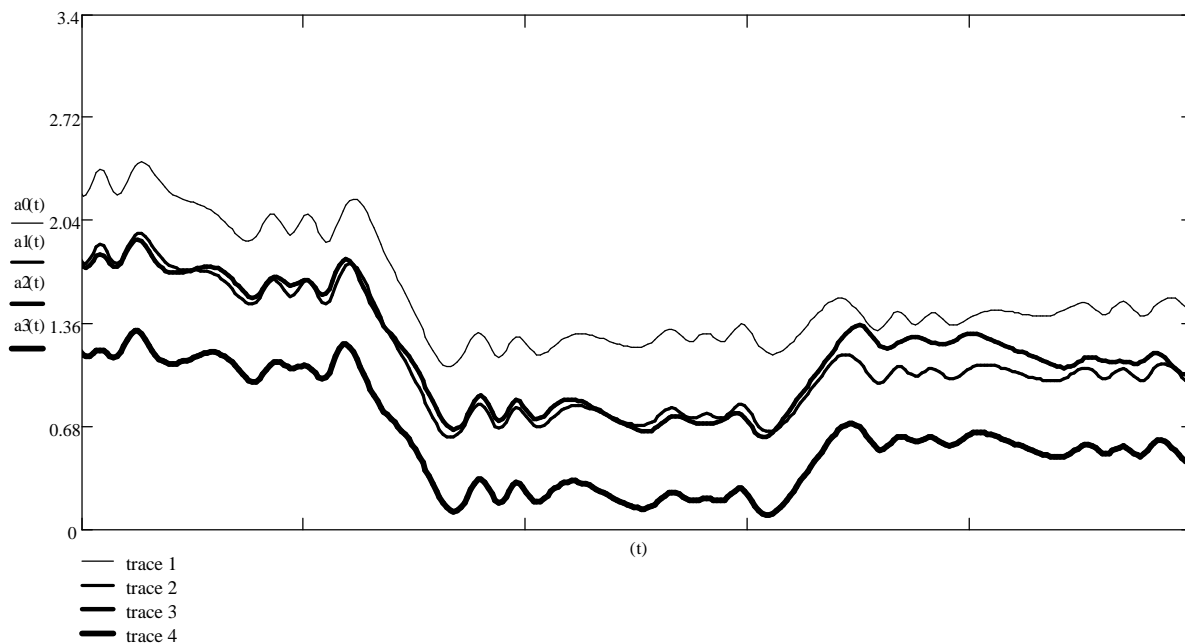


Рис. 1. Амплітудно-частотна характеристика коливань вертикального стрижня за різних пружних властивостей матеріалу пасивного поглиначу коливань

a_0 (mm) при $E=2 \cdot 10^3$ кГ/см² a_1 при $E=2 \cdot 10^4$ кГ/см² a_2 при $E=2 \cdot 10^5$ кГ/см² a_3 при $E=2 \cdot 10^6$ кГ/см²

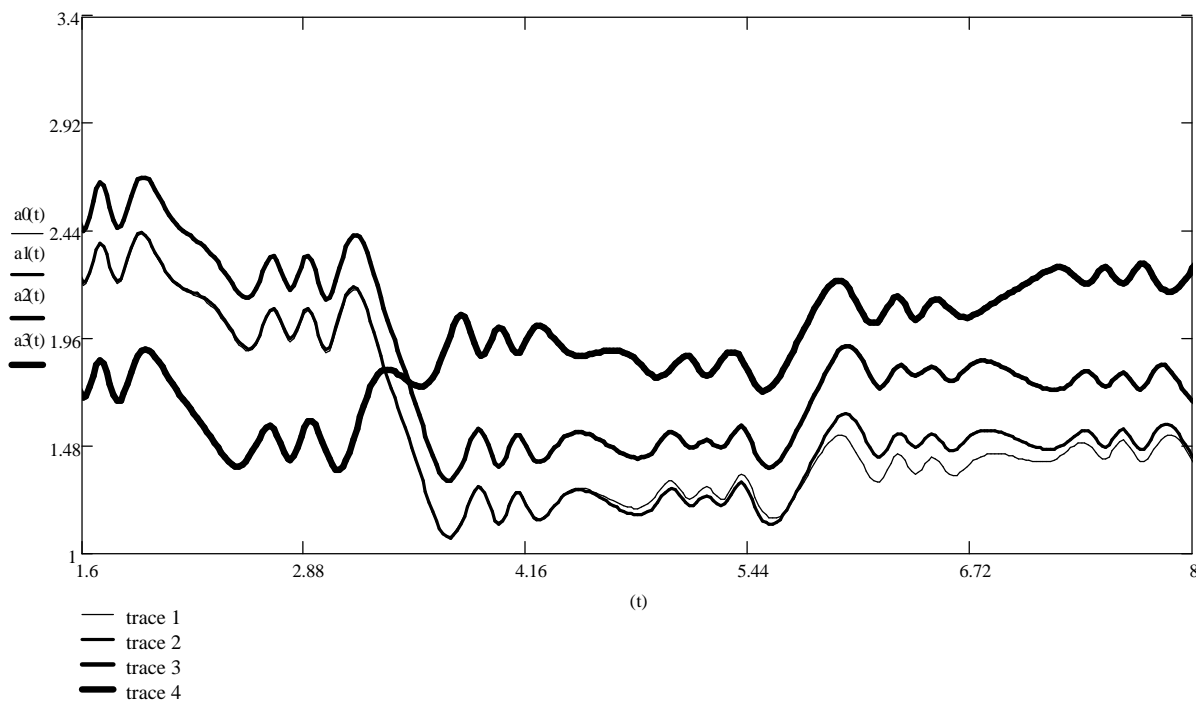


Рис. 2. Амплітудно-частотна характеристика коливань вертикального стрижня за різної маси матеріалу пасивного поглиначу коливань

$E=2 \cdot 10^3$ кГ/см², a_0 при $m=36$ кг, a_1 при $m=42$ кг, a_2 при $m=49$ кг, a_3 при $m=55$ кг.

Висновки. Під час дослідження резонансних станів системи вал-поглинач коливань (сипке середовище) встановлено, що, змінюючи маси чи пружну постійну характеристику пасивного поглинача, можна уникнути резонансного стану системи, що наочно простежується на рис. 1, 2.

1. Данилевич Т.Є., Сенік А.П. Нелінійні коливання одновимірних пружних систем і пасивні їх поглиначі // *Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. – 2006. – № 583. – С. 81–89. 2. Данилевич Т.Є., Сенік А.П. Вимушені поперечні коливання вала з їхнім пасивним поглиначем // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. – 2006. – № 40. – С. 84–88. 3. Сокіл Б. І., Данилевич Т.Є. Нестационарні коливання в системі вал-вантаж (поглинач коливань) та вплив сили на АФХ // *Науковий вісник НЛТУУ*. – 2007. – № 17.1. – С. 296–300. 4. Сокіл Б. І., Данилевич Т.Є. Дослідження нелінійних коливань системи вал-вантаж (поглинач коливань) за нелінійно пружного закріпленні опор вала // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. – 2007. – № 41. – С. 81–87. 5. Сокіл Б.І., Данилевич Т.Є. Вплив фізико-механічних характеристик системи вал-сипке середовище на згинні коливання вала // *Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. – 2007. – № 585. – С. 78–84. 6. Агафонов С.А., Георгиевский Д.В., Потеря устойчивости нелинейного вязкоупругого стержня под действием следящей силы. – К.: Вища шк., 2004. – 13 с. 7. Стеванович К.Р. Поперечные колебания балки лежащей на упругом основании, находящейся под воздействием возмущающей силы с несколькими гармониками, с частотой близкими к первой собственной // *Математическая физика*. – К.: Наук. думка, 1973. 8. Митропольский Ю.А., Мосеенков Б.И. Асимптотические решения уравнений в частных производных. – К.: Вища шк., 1976. – 592 с. 9. Обморшев А.Н. Введение в теорию колебаний. – М.: Висш. шк., 1967.

УДК 621.01

О.С. Ланець, Т.І. Кочан, Я.В. Шпак, Є.М. Махоркін*

Національний університет «Львівська політехніка»,
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості,
*кафедра технології машинобудування

ПІДБІР ПАРАМЕТРІВ ВИСОКОЕФЕКТИВНОЇ МІЖРЕЗОНАНСНОЇ МЕХАНІЧНОЇ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ВІБРУЮЧОЇ РАМКИ, СТВОРЕНОЇ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ СИНФАЗНИХ КОЛИВАНЬ

© Ланець О.С., Кочан Т.І., Шпак Я.В., Махоркін Є.М., 2009

На прикладі вібруючої рамки наводиться підбір параметрів вискоефективної механічної коливальної системи з наперед обумовленою ефективністю порівняно з традиційними системами.

In the article on the example of vibrating scope the selection of parameters of the high-efficiency mechanical oscillating system with the beforehand conditioned efficiency in comparing to the traditional systems is pointed .

Вступ. Сьогодні під час створення нового конкурентоспроможного обладнання для різноманітних галузей промисловості на перший план виходить поняття “енергетичної ефективності”, що уособлює собою мінімальні затрати енергії на виконання певного технологічного процесу з заданою продуктивністю.