

10. Tamurov Yu.N. Variant obobshhyonnoj teorii tryohslojnyx pologixh obolochek s uchyotom obzhatiya fizicheski nelinejnogo zapolnitelya / Yu.N. Tamurov // Prikl. mehanika. –1990. – T. 26, No. 12. – PP. 39-45.
11. Tamurov Yu.N. Uravneniya izgiba i ustojchivosti trehslojnyh obolochek s ortotropnymi i nelinejno-uprugimi svojstvami materialov / Yu.N. Tamurov // Issled. po teor. plastin i obolochek. – 1990. – No. 20. – PP. 102-112.
12. Timoshenko S.P. Plastinki i obolochki / S.P. Timoshenko, S. Vojnovskij-Kriger. – M. : Fizmatgiz, 1964. – 636 p.
13. Curpal I.A. Raschet e'lementov konstrukcij iz nelinejno-uprugih materialov / I.A. Curpal // Tehnika. – 1976. – 176 p.
14. Liu Renhuai. Nonlinear Bending of Circular Sandwich Plates / Liu Renhuai // Applied Mathematics and Mechanics. English Edition. - 1981. - Vol. 2, No. 2. – PP. 189-208.
15. Schneiders R. A Grid-based Algorithm for the Generation of Hexahedral Element Meshes / R. Schneiders // Engineering with Computers. – 1996. – No. 12. – PP. 168-177.
16. Schneiders R. Octree-based Generation of Hexahedral Element Meshes / R. Schneiders, R. Schindler, F. Weiler // 5th Annual International Meshing Roundtable. – 1996. – P. 205-216.

УДК 517.958 : 534.1 : 539.3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ЧИСЛОВИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОЇ ПОВЕДІНКИ ВІБРОЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ІЗ МАЯТНИКОВИМ ГАСНИКОМ

Ластівка І. О., д. т. н., доцент

*Національний авіаційний університет,
просп. Космонавта Комарова, 1, м. Київ-058, 03680, Україна*

iola@nau.edu.ua

Розглядаються вимушені коливання віброзахисної механічної системи твердих тіл «маятниковий гасник типу «гантелі» – несуче тіло» під дією зовнішнього гармонічного збудження. Сформульовано динамічні рівняння сумісного руху елементів віброзахисної системи та досліджено віброзахисні ефекти, які досягаються при використанні гасника.

Ключові слова: моделювання динаміки віброзахисної системи, вимушені коливання, числовий аналіз, віброзахисні ефекти.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЧИСЛОВОЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ С МАЯТНИКОВЫМ ГАСИТЕЛЕМ

Ластивка И. А., д. т. н., доцент

*Национальный авиационный университет,
просп. Космонавта Комарова, 1, г. Киев-058, 03680, Украина*

iola@nau.edu.ua

Рассматриваются вынужденные колебания виброзащитной механической системы твердых тел «маятниковый гаситель типа «гантели» – несущее тело» под действием внешнего гармонического возбуждения. Сформулированы динамические уравнения совместного движения элементов виброзащитной системы и исследованы виброзащитные эффекты, которые достигаются при использовании гасителя.

Ключевые слова: моделирование динамики виброзащитной системы, вынужденные колебания, числовой анализ, виброзащитные эффекты.

MATHEMATICAL MODELING AND NUMERICAL ANALYSIS OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF VIBROPROTECTION SYSTEM WITH CIRCULAR QUENCHER

Lastivka I., D.Sc. in Engineering, associate professor

*National Aviation University,
ave. Cosmonaut Komarov, 1, Kiev -058, 03680, Ukraine*

iola@nau.edu.ua

We consider the dynamic behavior of the vibroprotective mechanical system of solid bodies «pendulum quencher such as «dumbbells» – bearing body» under external harmonic excitation. The design proposed for the study of the pendulum quencher looks like dumbbells with different lumped masses at its ends, with most of the mass is at the lower end of the dumbbells and less – on the top. Pendulum quencher, whose main purpose is to reduce vibrodynamic loads on elements of the studied mechanical system, is pivotally secured on the supporting body. Quencher absorbs energy at the expense of the friction forces in the spherical hinge in the presence of viscous damper. Motor carrier body prevents the elastic element and a viscous damper with appropriate stiffness and viscous resistance.

A mathematical model of motion of vibroprotective system was constructed, namely geometric relations for the centers of mass pendulum quencher such as «weights» for the lower and upper ends of the pendulum with different shoulder length were formulated, provided that the hard shoulder and weightless; an expression for the kinetic energy of the system, and in general expression for the sum of elementary operations on the corresponding virtual displacement weight of all mechanical systems was obtained to construct the differential equations of motion of vibroprotective system based on the Lagrange formalism; the second kind the Lagrange equation of the second kind in general form and its solution were obtained with respect to the generalized forces.

For the case of fixed bearing body and without damping in the spherical pendulum hinge the differential equation of motion of a pendulum with a fixed suspension point and the formula for the frequency of small natural oscillations were written. On the basis of obtained formula the ability to customize quencher such as «weights» for effective vibrated forced oscillations suppression and a significant expansion of the range of operating frequencies by changing the mass of the pendulum and shoulders were revealed.

A numerical analysis of the dynamic behavior of the mechanical system in resonant frequency as the presence of quencher, and without it was studied by numerical methods using certified software package Mathcad. Plots that represent changes of the amplitude of forced oscillations of the carrier body over time and the amplitude of deflection axis with and without quencher were presented. The phase portrait of oscillations of the carrier body was graphically shown, which allows defining an area on the phase plane, which concentrated all the movements of the carrier body.

The conclusion about a high level of suppression of forced oscillations of the carrier body in resonance frequency was made, that is the maximum amplitude of forced oscillations of the carrier body quencher in the application of the proposed design is about 6 times smaller than in its absence.

The numerical analysis based on the developed mathematical model of the dynamic behavior of the vibroprotective system with «dumbbell» type quencher of forced vibrations showed that the proposed forced oscillations suppression system allows significant reduction of the amplitudes of forced vibrations of the carrier body, and thus eliminates the possibility of mechanical system resonance. This is achieved by setting the quencher at the appropriate frequency of natural oscillations of the carrier body.

We have analytically proven that the frequency of small oscillations of the «dumbbell» type pendulum quencher is equal to low frequency of natural oscillations of a mathematical pendulum with equivalent suspension length.

Analytical correlation was shown and if the conditions in it are satisfied then effective work of quencher is carried out, and also the corresponding equation when the quencher no longer serves as suppressor was given. With the optimal choice of parameters of pendulum quencher of proposed design it is possible to regulate its own frequency and expand the operating range of natural frequencies (from 0 to 15 rad/s) compared to the previously studied roller and pendulum quenchers in suspension.

It was concluded that further studies of the dynamic behavior of such vibroprotective systems require adjustable viscous damper in between the bearing body and quencher in order to improve performance.

Results of the study may be useful for developers and designers of quenchers for suppressing forced vibrations of tall buildings and sites of special purpose in developing their design decisions and in choosing optimal characteristics.

Key words: modeling the dynamics of vibroprotection system, forced oscillations, numerical analysis, vibroprotective effects.

ВСТУП

В останній час у зв'язку зі збільшенням висоти гнучких будівельних споруд та об'єктів (особливо баштового типу) постає актуальна проблема регулювання та стабілізації рівня амплітуд їх вимушених коливань. Зазначені вимушені коливання можуть виникати під дією динамічних навантажень різної природи – повітряних, сейсмічних, промислових, вибухових та ін. збурень [1-3]. Вони здатні порушити нормальні умови функціонування елементів

будівельних споруд та об'єктів як механічних систем, а пов'язані з ними динамічні навантаження створюють пряму загрозу їх міцності.

З метою зменшення рівня вібродинамічних навантажень на елементи механічних систем застосовуються різні динамічні гасники вимушених коливань, серед яких найбільш розповсюдженими є маятникові (на підвісі), пружні, ударні гасники [1-9], а також котково-демпфувальні системи [10]. У роботі [11] проведено дослідження динаміки низькочастотної віброзахисної системи з маятниковим гасником. Деякі питання, пов'язані із визначенням оптимальних параметрів, що регулюють ефективно функціонування традиційних гасників на несучих тілах, висвітлені в роботах [12-15].

Застосування гасників кожного з цих типів теоретично обґрунтоване та унормоване у певних діапазонах власних частот несучих об'єктів. Наприклад, пружні та ударні гасники використовуються у високочастотному діапазоні з малими амплітудами, маятникові (на підвісі) – у середньочастотному, котково-демпфувальні – у низькочастотному із великими амплітудами несучих тіл. Але існують несучі об'єкти (наприклад, телевежі, витяжні труби, несучі стволи вітроенергетичних установок тощо), у яких спектр основних трьох-чотирьох власних частот дуже широкий, а саме: від низьких частот 0,5-1,5 рад/с до середніх частот 10-15 рад/с і вище [6-9, 12].

У цих умовах зазначену проблему віброзахисту елементів механічних систем та висотних об'єктів в цілому слід вирішувати за рахунок розробки і впровадження гасників таких конструкцій, експлуатаційні робочі частоти яких належали б до якомога ширшого частотного діапазону – від 0 до 15 рад/с. Крім того, важливою особливістю таких гасників повинна бути їх компактність, надійність функціонування та простота у налаштуванні. Одним з ефективних конструктивних рішень таких гасників є маятникові гасники типу «гантелі» (рис. 1). Як буде показано нижче, власні частоти таких гасників можуть бути налаштовані на довільну частоту несучих тіл (об'єктів) із зазначеного широкого частотного діапазону за рахунок зміни чотирьох параметрів таких гасників.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Розглядається динамічна поведінка віброзахисної системи із маятниковим гасником вимушених коливань під дією зовнішнього гармонічного збудження $F(t) = F_0 \sin(\omega t)$ (рис. 1). Конструкція запропонованого для дослідження маятникового гасника має вигляд гантелі з нерівними зосередженими масами на її кінцях, причому більша маса M знаходиться на нижньому кінці гантелі, а менша маса m – на верхньому ($M > m$). Маятник AB закріплено шарнірно на несучому тілі масою M_0 у точці O . Довжина плеча AO нижньої частини маятника дорівнює L , а довжина плеча BO верхньої частини – l . Вважається, що плечі AO та BO жорсткі та невагомі. Налаштування маятника здійснюється за рахунок зміни мас M та m , а також довжин L та l .

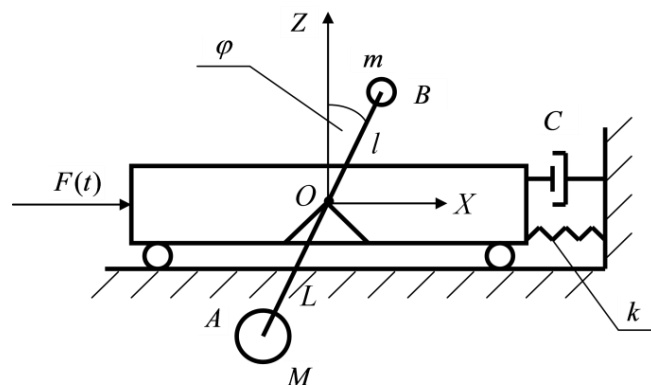


Рис. 1. Віброзахисна система із маятниковим гасником типу «гантелі» під дією зовнішнього гармонічного збудження $F(t)$

Застосування гасників такої конструкції доцільне як у середньочастотному, так і в низькочастотному діапазонах (0-15 рад/с) вимушених коливань. Поглинання енергії гасником здійснюється за рахунок сил тертя у сферичному шарнірі O . Моделювання демпфування у сферичному шарнірі O виконувалося за допомогою в'язкого демпфера із коефіцієнтом в'язкого опору C .

Несуче тіло може рухатися тільки вздовж осі OX і цьому рухові перешкоджає пружний елемент із коефіцієнтом жорсткості k та в'язкий демпфер із коефіцієнтом в'язкого опору C . Останній демпфер введено для урахування демпфування, обумовленого силами внутрішнього тертя у матеріалах вертикального ствола споруди. Рухоме несуче тіло моделює конструкцію або споруду із приведеною масою M_0 , яке слід захистити.

Метою цієї статті є побудова математичної моделі та числовий аналіз динамічних ефектів у віброзахисній системі при функціонуванні маятничого гасника типу «гантелі» у її складі.

ПОБУДОВА ДИНАМІЧНИХ РІВНЯНЬ РУХУ ВІБРОЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ. ЗНАХОДЖЕННЯ ВЛАСНОЇ ЧАСТОТИ МАЯТНИКА У ВИГЛЯДІ «ГАНТЕЛІ»

Виберемо як незалежні узагальнені координати φ – кут відхилення маятника від вертикальної осі OZ та x_0 – переміщення центра мас несучого тіла вздовж осі OX (рис. 1).

Сформулюємо геометричні співвідношення для центрів мас M та m .

Для центра мас M маємо:

$$x_M = x_0 - L \sin \varphi; \quad (1)$$

$$y_M = -L \cos \varphi. \quad (2)$$

Для центра мас m маємо:

$$x_m = x_0 + l \sin \varphi; \quad (3)$$

$$y_m = l \cos \varphi. \quad (4)$$

Для побудови диференціальних рівнянь руху віброзахисної системи скористаємося формалізмом Лагранжа [16-18]. Запишемо вираз для кінетичної енергії системи:

$$T = \frac{M_0 \dot{x}_0^2}{2} + \frac{m}{2} [(\dot{x}_0 + l \cos \varphi \cdot \dot{\varphi})^2 + l^2 \sin^2 \varphi \cdot \dot{\varphi}^2] + \frac{M}{2} [(\dot{x}_0 - L \cos \varphi \cdot \dot{\varphi})^2 + L^2 \sin^2 \varphi \cdot \dot{\varphi}^2]. \quad (5)$$

Після деяких перетворень маємо:

$$T = \frac{M_0 \dot{x}_0^2}{2} + \frac{m}{2} [\dot{x}_0^2 + 2\dot{x}_0 l \cos \varphi \cdot \dot{\varphi} + l^2 \dot{\varphi}^2] + \frac{M}{2} [\dot{x}_0^2 - 2\dot{x}_0 L \cos \varphi \cdot \dot{\varphi} + L^2 \dot{\varphi}^2]. \quad (6)$$

Складемо вираз для суми елементарних робіт на відповідних віртуальних переміщеннях усіх мас механічної системи в загальному вигляді:

$$\delta A = [F(t) - (kx_0 + C\dot{x}_0)] \delta x_0 - Mg \delta y_M + mg \delta y_m - C_\varphi \dot{\varphi} \cdot \delta \varphi. \quad (7)$$

Перепишемо вираз (7) у незалежних узагальнених координатах:

$$\delta A = [F(t) - (kx_0 + C\dot{x}_0)] \delta x_0 - MLg \sin \varphi \delta \varphi + mgl \sin \varphi \delta \varphi - C_\varphi \dot{\varphi} \cdot \delta \varphi. \quad (8)$$

Запишемо рівняння Лагранжа II-го роду в загальній формі:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = \overline{1, n}. \quad (9)$$

Знайдемо узагальнені сили Q_i – праві частини рівнянь Лагранжа. Для цього перепишемо вираз (8) у загальній формі:

$$\delta A = Q_x \delta x_0 + Q_\varphi \delta \varphi. \quad (10)$$

Порівнюючи вирази (8) та (10), отримаємо узагальнені сили Q_i у такому вигляді:

$$Q_x = F(t) - (kx_0 + C\dot{x}_0); \quad (11)$$

$$Q_\varphi = (ml - ML)g \sin \varphi - C_\varphi \dot{\varphi}. \quad (12)$$

Підставимо вирази (6), (11), (12) у формули (9). У результаті отримаємо такі диференціальні рівняння руху досліджуваної віброзахисної системи:

$$(M_0 + M + m)\ddot{x}_0 + C\dot{x}_0 + kx_0 + (ML - ml)(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi) = F_0 \sin(\omega t); \quad (13)$$

$$(ML^2 + ml^2)\ddot{\varphi} + C_\varphi \dot{\varphi} - (ML - ml)\ddot{x}_0 \cos \varphi + g(ML - ml) \sin \varphi = 0. \quad (14)$$

Після деяких перетворень маємо таку систему рівнянь:

$$(1 + \nu + \mu)\ddot{x}_0 + 2n_x \dot{x}_0 + \omega_0^2 x_0 + p(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi) = \bar{F}_0 \sin(\omega t); \quad (15)$$

$$\ddot{x}_0 \cos \varphi = q\ddot{\varphi} + 2n_\varphi \dot{\varphi} + g \sin \varphi, \quad (16)$$

де $\nu = \frac{M}{M_0}$; $\mu = \frac{m}{M_0}$; $\bar{F}_0 = \frac{F_0}{M_0}$; $2n_x = \frac{C}{M_0}$; $\omega_0^2 = \frac{k}{M_0}$; $\Delta = ML - ml$; $p = \frac{\Delta}{M_0}$; $\Sigma = ML^2 + ml^2$;

$q = \frac{\Sigma}{\Delta}$; $2n_\varphi = \frac{C}{\Delta}$. Вважаємо, що $\Delta \neq 0$.

Якщо не враховувати демпфування у сферичному шарнірі маятника ($C_\varphi = 0$) та розглядати несуче тіло нерухомим ($x_0(t) \equiv 0$), то в цьому випадку маємо тільки одне диференціальне рівняння руху маятника із нерухомою точкою підвісу O :

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{q} \sin \varphi = 0. \quad (17)$$

Для такого випадку частоту малих власних коливань маятничого гасника у вигляді «гантелі» можна знайти відповідно за формулою:

$$\omega_B = \sqrt{\frac{ML - ml}{ML^2 + ml^2}} g. \quad (18)$$

З цієї формули випливає, що частота малих власних коливань маятничого гасника типу «гантелі» дорівнює частоті малих власних коливань математичного маятника із довжиною еквівалентного підвісу $L_E = \frac{ML^2 + ml^2}{ML - ml}$.

Очевидно, що при $m = 0$ формула (18) перетворюється на відому формулу для частоти малих власних коливань математичного маятника на підвісі довжиною L ($\omega_B = \sqrt{\frac{g}{L}}$), що було очікуваним результатом. Із формули (18) також випливає, що коливання гасника можуть відбуватися тільки за умови $ML - ml > 0$. Зазначена формула при цьому встановлює, що регулювання частоти власних коливань маятничого гасника запропонованої конструкції можливе за допомогою зміни чотирьох головних параметрів (на відміну, скажімо, від коткових гасників): m , M , l , L . Це дає ширші та гнучкіші можливості налаштування гасників такої конструкції на необхідну власну частоту несучого тіла, а також суттєво розширити діапазон робочих частот (від 0 до 15 рад/с) таких гасників при збереженні їх компактності.

ЧИСЛОВИЙ АНАЛІЗ

Аналіз динамічної поведінки досліджуваної механічної системи виконувався числовими методами з використанням сертифікованого пакету прикладних програм MATHCAD [19].

При цьому не робилось ніяких застережень відносно зміни узагальненої координати φ . Головне питання в цьому дослідженні полягало в тому, щоб визначити поведінку системи в області резонансної частоти як при функціонуванні гасника, так і без нього.

Параметри системи для дослідження були вибрані такими: $L=1\text{ м}$; $l=0,422\text{ м}$; $\nu=0,06$; $\mu=0,02$; $n_\varphi=0,44\text{ м/с}$; $\omega=3\text{ рад/с}$; $\omega_0=3\text{ рад/с}$; $n_x=0,03\text{ с}^{-1}$; $\overline{F}_0=0,03\text{ г}$. Останні два параметри вибрані з урахуванням вимог нормативних документів будівельної галузі [20].

На рис. 2 показано графік зміни в часі T амплітуди вимушених коливань несучого тіла з урахуванням функціонування гасника, а на рис. 3 – графік зміни амплітуди кута φ відхилення осі «гантелі» від вертикалі в часі T .

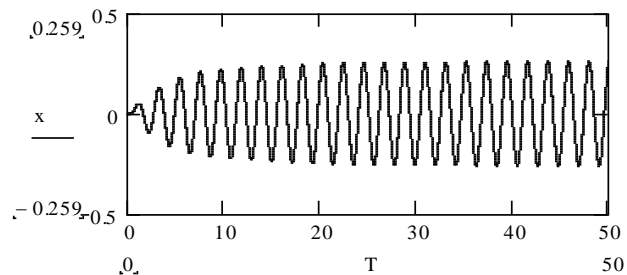


Рис. 2. Графік зміни амплітуди вимушених коливань несучого тіла у часі T з урахуванням функціонування гасника типу «гантелі»

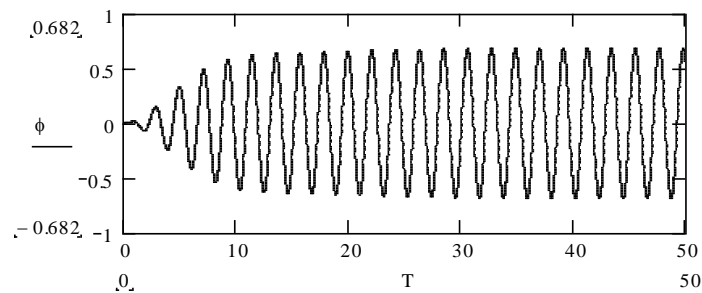


Рис. 3. Графік зміни амплітуди кута φ у часі T

Для більш повного зображення картини коливань несучого тіла наведемо їх фазовий портрет (рис. 4). Тут по осі OX відкладається амплітуда вимушених коливань несучого тіла, а по осі OY – швидкість його центра мас (OXY – фазова площина). Фазовий портрет дозволяє визначити ту область на фазовій площині, в якій зосереджені всі рухи несучого тіла. Для досліджуваної системи – це граничний цикл у вигляді еліпса з напівосями $a=0,259\text{ м}$ і $b=0,754\text{ м/с}$ та центром на початку координат.

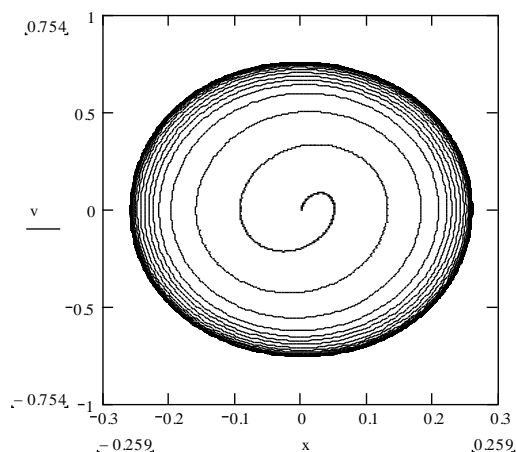


Рис. 4. Фазовий портрет коливань несучого тіла

Щоб оцінити ефективність системи віброподавлення вимушених коливань, яка базується на використанні маятникового гасника типу «гантелі», наведемо графік зміни амплітуди коливань несучого тіла за відсутності останньої при $M = m = 0$ (рис. 5).

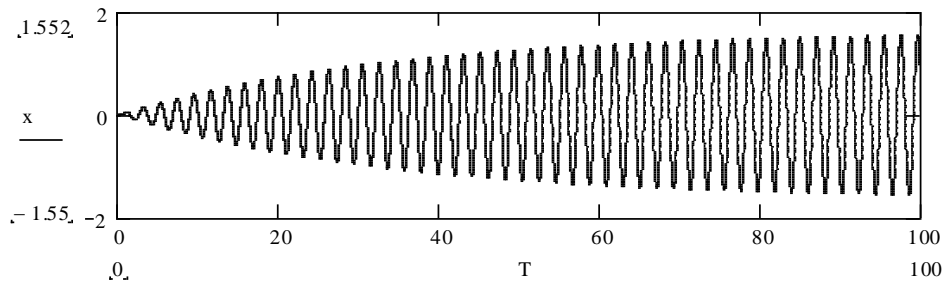


Рис. 5. Графік зміни амплітуди вимушених коливань несучого тіла за відсутності системи віброподавлення ($M = m = 0$)

Порівнюючи графіки на рис. 2 та на рис. 5, можна зробити висновок про достатньо високий рівень віброподавлення вимушених коливань несучого тіла в області резонансних частот: максимальна амплітуда вимушених коливань несучого тіла при застосуванні гасника запропонованої конструкції приблизно у 6 разів менша, ніж за його відсутності.

ВИСНОВКИ

Проведений на основі розробленої математичної моделі аналіз динамічної поведінки віброзахисної системи із гасником вимушених коливань типу «гантелі» показав, що запропонована система віброподавлення вимушених коливань дозволяє значно зменшити рівень амплітуд вимушених коливань несучого тіла, і тим самим виключити можливість виникнення резонансних явищ у механічній системі. Це досягається за рахунок оптимального налаштування параметрів гасника на відповідні частоти власних коливань несучого тіла. Аналітично доведено, що частота малих власних коливань маятникового гасника типу «гантелі» дорівнює частоті малих власних коливань математичного маятника із

довжиною еквівалентного підвісу $L_E = \frac{ML^2 + ml^2}{ML - ml}$. Нормальна робота гасника може

відбуватися тільки за умови $ML - ml > 0$. У випадку $ML = ml$ гасник перестає виконувати функції віброподавлення.

Регулювання власної частоти маятникового гасника запропонованої конструкції слід виконувати за допомогою оптимального вибору чотирьох головних його параметрів – m , M , l , L . При цьому робочий діапазон власних частот таких гасників ширший, ніж у коткових та маятникових на підвісі (від 0 до 15 рад/с).

Розробка методики оптимального вибору параметрів таких гасників є окремою актуальною задачею, яка буде поставлена та розв'язана у подальших дослідженнях. Крім того, з метою удосконалення розробленої математичної моделі динамічної поведінки системи між несучим тілом та гасником слід ввести регульований в'язкий демпфер.

Результати дослідження можуть бути корисними розробникам та проектувальникам віброгасників вимушених коливань висотних споруд та об'єктів спеціального призначення при розробці їх конструктивних рішень та у процесі вибору їх оптимальних характеристик.

ЛІТЕРАТУРА

1. Динамический расчет сооружений на специальные воздействия: Справочник проектировщика / Под ред. Б. Г. Коренева, И. М. Рабиновича. — М. : Стройиздат, 1981. — 216 с.
2. Сысоев В. И. Устройства для гашения колебаний. Справочник проектировщика «Динамический расчет зданий и сооружений» / В. И. Сысоев; под ред. Б.Г. Коренева, И.М. Рабиновича. — М. : Стройиздат, 1984. — Раздел №16. — С. 264-271.

3. Беспрозванная И. М. Воздействие ветра на высокие сплошные сооружения / И. М. Беспрозванная, А. Г. Соколов, Г. М. Фомин. — М. : Стройиздат, 1976. — 234 с.
4. Фролов К. В. Прикладная теория виброзащитных систем / К. В. Фролов, А. Ф. Фурман. — М. : Машиностроение, 1980. — 320 с.
5. Вибрации в технике: Справочник : Т. 6 : Защита от вибраций и ударов. — М. : Машиностроение, 1981. — 456 с.
6. Коренев Б. Г. Динамические гасители колебаний / Б. Г. Коренев // Тезисы доклада на междунар. симпозиуме «Виброзащита в строительстве». — Л., 1984. — Т. 2. — С. 7-17.
7. Кондра М. П. Опыт применения динамических гасителей для виброзащиты башен / М. П. Кондра, Б. В. Остроумов // Тезисы доклада на междунар. симпозиуме «Виброзащита в строительстве». — Л., 1984. — Т.2. — С. 33-34.
8. Остроумов Б. В. Расчет сооружений с динамическим гасителем колебаний / Б. В. Остроумов // Промышленное и гражданское строительство. — 2003. — №5. — С. 18-22.
9. Остроумов Б. В. Исследование, разработка и внедрение высотных сооружений с гасителями колебаний : автореф. на соискание д.т.н. / Б. В. Остроумов. — М. : ЦНИИПСК, 2003. — 48 с.
10. Легеза В. П. Віброзахист динамічних систем із котковими гасниками / В. П. Легеза. — К. : Четверта хвиля, 2010. — 280 с.
11. Ластівка І. О. Математична модель динаміки однієї низькочастотної віброзахисної системи із роликівим гасителем / І. О. Ластівка, В. П. Легеза // Матеріали V Міжн. наук.-техн. конференції «АВІА-2003». — К. : НАУ, 2003. — С. 22.58-22.62.
12. Коренев Б. Г. Об экспериментальном определении параметров маятникового динамического гасителя колебаний / Б. Г. Коренев // Строительная механика и расчет сооружений. — 1972. — №2. — С. 22–28.
13. Резников Л. М. Оптимальные параметры и эффективность динамического гасителя при действии периодических импульсов / Л. М. Резников, Г. М. Фишман // Машиноведение. — 1973. — №1. — С. 29-35.
14. Резников Л. М. Оптимизация параметров динамических гасителей колебаний с различными видами сопротивления / Л. М. Резников // Проблемы прочности. — 1970. — №9. — С. 43-50.
15. Резников Л. М. Оптимальные параметры динамического гасителя с частотно-независимым трением при автоколебаниях сооружений / Л. М. Резников / Динамика механических систем. Сб. науч. тр. — К. : Наукова думка, 1983. — С. 80-85.
16. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. — М. : «Машиностроение», 1985. — 472 с.
17. Василенко М. В. Теорія коливань і стійкості руху / М. В. Василенко, О. М. Алексейчук. — К. : Вища школа, 2004. — 526 с.
18. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. — Л. : «Машиностроение», 1976. — 320 с.
19. Дьяконов В. В. MATHCAD-2001. Специальный справочник / В. В. Дьяконов. — СПб : ПИТЕР, 2002. — 832 с.
20. Строительные нормы и правила 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия. Нормы проектирования. — М. : Госстрой СССР, 1987. — 35 с.

REFERENCES

1. Dynamic calculation of buildings special impact: Designer's manual / Ed. B.G. Korenev, I.M. Rabinovich. – M. : Stroizdat, 1981. – 216 p.
2. Sysoev V.I. Devices for suppression of oscillations. Designer's manual "Dynamic calculation of buildings and structures" / V.I. Sysoev; Ed. B.G. Korenev, I.M. Rabinovich. – M. : Stroizdat. – Section no. 16. – 1984. – PP. 264-271.
3. Besprozvannaya I.M. Impact of wind on height solid structures / I.M. Besprozvannaya, A.G. Sokolov, G.M. Fomin. – M. : Stroizdat, 1976. – 234 p.
4. Frolov K.V. Applied theory of vibroprotective systems / K.V. Frolov, A.F. Furman. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 320 p.
5. Vibrations in technique: Manual: V.6: Protection from vibrations and tilts. – M. : Mashinostroenie, 1981. – 456 p.
6. Korenev B.G. Dynamic oscillations dampers / B.G. Korenev // Abstracts of report on international symposium "Vibroprotection in the construction". – Leningrad, 1984. – Vol. 2. – PP. 7-17.
7. Kondra M.P. Experience of application of dynamic dampers for vibroprotection of towers / M.P. Kondra, B.V. Ostroumov // Abstracts of report on international symposium "Vibroprotection in the construction". – Leningrad, 1984. – Vol. 2. – PP. 33-34.
8. Ostroumov B.V. Calculation of structures with dynamic oscillations damper / B.V. Ostroumov // Industrial and civil construction. – 2003. – No. 5. – PP. 18-22.
9. Ostroumov B.V. Study, development and introduction of height structures with with oscillations dampers: abstract of dissertation on Ph.D / B.V. Ostroumov. – M. : TsNIIPSK, 2003. – 48 p.
10. Legeza V.P. Vibroprotection of dynamic systems with stoney damper / V.P. Leheza. – K. : Fourth wave, 2010. – 280 p.
11. Lastivka I.O. Mathematical model of the dynamics of a low-frequency vibroprotection system with roller dampener / I.O. Lastivka, V.P. Legeza // Materials of 5th Int. scientific-technical. conference "AVIA-2003". – K. : NAU, 2003. – PP. 22.58-22.62.
12. Korenev B.G. Experimental determination of parameters of pendulum dynamic oscillations damper / B.G. Korenev // Constructing mechanics and calculation structures. – 1972. – No. 2. – PP. 22-28.
13. Reznikov L.M. Optimal parameters and efficiency of dynamic damper under periodical impulses action / L.M. Reznikov, G.M. Fishman // Mashynovedenye. – 1973. – No. 1. – PP. 29-35.
14. Reznikov L.M. Optimization of parameters of dynamic oscillations dampers with different types of resistance / L.M. Reznikov // Problems of strength. – 1970. – No.9. – PP. 43-50.
15. Reznikov L.M. Optimal parameters and efficiency of dynamic damper with frequency-independent friction during automatic oscillations of structures / L.M. Reznikov / Dynamics of Mechanical Systems. Sb. scientific. tr. – K. : Naukova Dumka, 1983. – PP. 80-85.
16. Timoshenko S.P. Fluctuations in engineering / S.P. Timoshenko, D.H. Young, W. Weaver. – M. : Mashinostroenie, 1985. – 472 p.
17. Vasilenko M.V. Theory of oscillations and stability of motion / M.V. Vasilenko, A. Alekseychuk. – K. : "High School", 2004. – 526 p.